유동속도가 단순확장관 음향투과손실에 미치는 영향 해석

Effects of Fluid Velocity on Acoustic Transmission Loss of Simple Expansion Chamber

권 진* · 정 의 봉† · 홍 진 숙**

Jin Kwon, Weuibong Jeong and Chinsuk Hong

(Received August 14, 2012 ; Accepted September 24, 2012)

Key Words : Transmission Loss(투과 손실), Muffler(소음기), Acoustic Pressure(음압), Potential Flow(퍼텐셜 유동), Turbulent Flow(난류)

ABSTRACT

Acoustic power transmission loss(TL) is an important performance of the muffler system. TL will be affected by the velocity of the fluid in duct since acoustic pressure varies according to the fluid velocity. In this paper, two kinds of fluid model, potential flow and turbulent flow, for the fluid flowing in simple expansion chamber are considered. The effects of their two fluid models in acoustic TL are investigated for the straight and L-shaped simple expansion chamber. In higher frequency range, the characteristics of TL of the two fluid models show different results. The variation of TL according to the fluid velocity is shown more distinctly when turbulence model is used. Turbulent flow model should be used to obtain better estimation of acoustic TL in higher frequency range.

1. 서 론

가전 제품의 압축기나 자동차 배기계 등 많은 기계 제품의 소음을 저감시키기 위한 장치로서 팽창형 소음기가 널리 사용되고 있다. 이러한 소음기의 음향성능을 나타내는 대표적인 지수에는 소음 저감량(noise reduction; NR), 삽입손실(insertion loss; IL), 투과손실(transmission loss; TL) 등이 있다⁽¹⁾.

Kim⁽²⁾은 반경방향과 원주방향의 모드를 가정하여 원형 단순 확장관의 투과손실을 간편하게 예측할 수 있는 음향 해석법을 제시하였고, 소음기 내부에 유

동이 존재할 때와 그렇지 않을 때의 투과손실을 Zhenlin⁽³⁾은 경계요소법(BEM)과 4단자정수를 사용하여 구하였으며, Tao⁽⁴⁾는 단순확장관에서의 투과손실을 음파 분리법을 사용하여 실험하고 경계요소법에 의한 계산결과와 비교하였다.

음향해석 상용소프트웨어인 LMS SYSNOISE⁽⁵⁾에서도 ‘mean flow’ 모듈을 사용하여 머플러 내부 영역을 퍼텐셜 유동으로 가정한 유동속도를 고려한 경우의 음향해석을 간편히 수행할 수 있다.

이 연구에서는 전산해석상 더 신뢰할 수 있는 머플러 내부의 유동속도 분포를 구하기 위하여 CFD(computational fluid dynamics) 상용 소프트웨어인

† Corresponding Author ; Member, School of Mechanical Engineering, Pusan National University
E-mail : wbyeong@pusan.ac.kr
Tel : +82-51-510-2337, Fax : +82-51-517-3805

* Graduate School of Mechanical Engineering, Pusan National University

** Member, School of Mechanical Engineering, Ulsan College

‡ Recommended by Editor Jin Oh Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

ANSYS FLUENT⁽⁶⁾를 이용하였으며, 난류모델은 SST $k-\omega$ RANS(shear-stress transport $k-\omega$ Reynolds-averaged Navier-stokes)모델을 사용하였다. 이 유동해석 결과를 바탕으로 음향 유한요소 해석을 수행하였고 위 두 가지 해석 결과의 차이가 머플러의 음향 투과손실에 미치는 영향을 알아보고자 한다.

2. 관련 이론

관 내에 흐르는 유동속도를 고려한 파동방정식⁽⁷⁾의 형태는 식 (1)과 같다.

$$\nabla^2 p - \left(\frac{1}{c} + u \cdot \nabla \right)^2 \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0 \quad (1)$$

여기서 p 는 음압, c 는 음파의 전파속도, u 는 내부유체의 속도이다.

위 식에서 알 수 있듯이 유동속도 u 는 음압 p 를 결정하는데 영향을 미치고, u 가 0인 경우는 널리 알려진 파동방정식과 동일하다.

2.1 퍼텐셜 유동 이론

관 내부의 유동정보를 얻기 위한 음향 해석 소프트웨어에서의 지배방정식은 식 (2)와 같은 퍼텐셜 유동에서의 Laplace방정식이다⁽⁵⁾.

$$\nabla^2 \varphi = 0 \quad (2)$$

정상상태의 퍼텐셜 유동으로 가정한다는 것은 유체 입자의 마찰과 점성효과를 무시한 비점성, 식 (3)과 같은 irrotational, 그리고 머플러 내부의 유체를 이상유체로 가정함을 의미한다.

$$\nabla \times u = 0 \quad (3)$$

2.2 난류 유동 이론

난류 유동에 사용되는 지배방정식은 임의의 스칼라값 ϕ_k 에 대한 일반형 수송방정식⁽⁶⁾으로서 텐서형식으로 표현하면 식 (4)와 같다.

$$\frac{\partial \rho \phi_k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho u_i \phi_k - \Gamma_k \frac{\partial \phi_k}{\partial x_i} \right) = S_{\phi_k} \quad (4)$$

위 식의 Γ_k 와 S_{ϕ_k} 는 각각 확산계수와 생성항, ρ

와 u_i 는 밀도와 유속을 의미하며 종속변수 ϕ_k 값에 따라 연속방정식, 운동량방정식, 에너지 방정식 그리고 난류 모델링을 위한 수송방정식으로 표현할 수 있다.

또한 이 해석에 사용한 $k-\omega$ (SST) 난류모델에 대한 수송방정식의 형태는 식 (5), 식 (6)과 같으며, 식 (4)의 종속변수 ϕ_k 항에 난류운동에너지 k 와 이것의 소산율 ω 를 대입하여 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \end{aligned} \quad (6)$$

여기서 Γ_k 와 Γ_ω 는 각각 k 와 ω 의 유효 확산도를 의미하며, $\tilde{G}_k$ 와 G_ω 는 유동의 평균 속도 변화율에 의한 k 와 ω 의 생성항을, Y_k 와 Y_ω 는 난류에 의한 k 와 ω 의 소멸항을 나타낸다. D_ω 는 교차 확산항을, S_k 와 S_ω 는 실험을 통하여 사용자가 정의할 수 있다.

2. 해석 모델

첫 번째 해석모델은 Fig. 1과 같은 사각 단면을 가진 단순 확장관으로 입·출구단에서 관의 단면은 $0.1 \times 0.1 \text{ m}$ 이고 길이는 0.5 m 이며, 확장관의 크기는 $0.5 \times 0.5 \times 0.5 \text{ m}$ 이다.

두 번째 해석 모델은 Fig. 2와 같이 단면 형상은 직선형 머플러와 동일하나 입구와 출구 각도가 90° 로 이루어진 L자형 머플러로 머플러 형상에 따른 평균유동 흐름의 차이로 인한 투과손실 결과를 보고자 이와 같은 두 가지 형상을 선정하였다.

사각단면의 관에서 음파를 평면파(plane wave)로 가정할 수 있는 차단주파수(cut-off frequency)는 식 (7), (8)에서 $l=m=1$ 일 때의 값으로 계산된다.

$$\left(\frac{2\pi f}{c} \right)^2 < \left(\frac{l\pi}{L_x} \right)^2 + \left(\frac{m\pi}{L_y} \right)^2 \quad (7)$$

Fig. 1 Acoustic model of straight muffler

Fig. 2 Acoustic model of L-shaped muffler

여기서 f 는 주파수, l 과 m 은 음향모드의 차수, L_x 와 L_y 는 사각단면의 길이를 나타낸다.

3. 내부 유동 해석

3.1 퍼텐셜 유동 해석

식 (2)로 주어지는 퍼텐셜 유동의 유속을 구하기 위하여 유한요소 해석을 수행하였으며 매질은 공기로 가정하였다. 경계조건으로는 입구단에 유속, 출구단에 퍼텐셜 에너지 값으로 0을 부여하였다.

직선형 머플러 내부를 퍼텐셜 유동으로 가정하고 입구단의 유동속도를 변화시켰을 때 내부 유동속도 분포를 Fig. 3에 나타내었다. Fig. 3(a)는 입구단 유속 $u=5$ m/s인 경우, Fig. 3(b)는 $u=20$ m/s인 경우의 결과이다. 마찬가지로 L자형 머플러에 대한 내부 유동속도 분포를 Fig. 4에 나타내었다.

Figs. 3, 4에서 알 수 있듯이 두 모델의 각 단면에서의 속도 구배가 입구단의 속도크기에 관계없이 일정한 것을 볼 수 있다. 이는 결국 유동에 의한 난류와 경계층 구분 및 vortex의 효과를 무시한 것이고

(a) Inlet fluid velocity $u=5$ m/s

(b) Inlet fluid velocity $u=20$ m/s

Fig. 3 Distribution of the velocity of potential flow for straight muffler

(a) Inlet fluid velocity $u=5$ m/s

(b) Inlet fluid velocity $u=20$ m/s

Fig. 4 Distribution of the velocity of potential flow for L-shaped muffler

Table 1 Information of solution variable

Variable	Value
Working fluid	Air(ideal gas)
Mean pressure	0.1 MPa
Mean temperature	288 K
Gas constant	287 kJ/kg·K
Dynamic viscosity	1.79e-5 kg/m×s
Ratio of Specific Heats	1.40
Spatial discretization	Least squares cell based (second order upwind)
Turbulence model	$k-\omega$ (SST)

실제 유동의 흐름을 잘 표현하였다고 할 수 없다.

3.2 난류 유동 해석

난류모델을 사용한 관 내의 난류 유동 속도 분포를 얻기 위해 velocity-inlet, pressure-outlet 경계조건⁽⁶⁾을 사용하였다. 해석 방법은 퍼텐셜 유동의 계산에서와 같이 정상상태 해석을 수행하였다.

정상상태 해석에서의 수렴 기준으로서 입구단과 출구단의 임의의 절점에서 속도의 크기가 유효숫자 6자리에서 변화가 없고, 잔차값이 1×10^{-5} m/s 이하로 수렴할 때까지 반복 계산하였으며 난류유동 해석에 사용한 해석 조건은 Table 1과 같다.

난류유동 해석 시 벽면에 인접한 격자의 크기와 레이놀즈 수에 관한 무차원수인 Y_{plus} 값은 직선형 머플러에서 최대 4.97, L자형 머플러에서 최대 5.21이며 입구단 유속의 크기가 5 m/s, 20 m/s일 때의 해석 결과를 각각 Fig. 5와 Fig. 6에 나타내었다.

난류 유동 해석 결과 머플러 내부 유체의 속도 크기와 유속의 분포가 퍼텐셜 유동으로 가정하였을 때와는 상이한 결과를 나타내었다. 이는 서로 다른 두 solver에서 사용되는 지배방정식의 차이 때문으로 볼 수 있다.

위와 같은 유동 해석 결과로부터 각 절점에 대한 6자유도 속도 벡터를 얻을 수 있고 최대 거리를 1 mm 이하로 하여 유동 해석용 격자의 속도 정보를 음향 해석용 격자에 적용하였다.

4. 음향 투과손실 해석

음향 해석용 격자에 유동해석을 통해 구한 속도

(a) Inlet fluid velocity $u=5$ m/s (b) Inlet fluid velocity $u=20$ m/s**Fig. 5** Distribution of the velocity of turbulent flow for straight muffler (a) Inlet fluid velocity $u=5$ m/s (b) Inlet fluid velocity $u=20$ m/s**Fig. 6** Distribution of the velocity of turbulent flow for L-shaped muffler

정보를 적용한 후 투과손실을 구하기 위한 음향 해석 경계조건으로 입구단에 일정한 입자속도(particle velocity)를 주어 무반사 경계조건을 적용 하였으며 벽면은 강체로 가정하였다.

투과손실을 구하기 위한 방법으로는 순수 진행파만을 고려하기 위한 방법으로 확장관 이전 두 점(P1, P2)에서의 음압과 이후의 한 점(P3)에서의 음압을 이용하는 3-point method⁽⁹⁾를 사용하였다.

P1점과 P2점은 확장관으로부터 입구단 방향으로 약 30 cm, P3점은 출구단 방향으로 동일한 거리만큼 떨어진 곳에 위치시켰다. 투과손실 계산식은 식 (8)과 같다. 여기서 P_{out} 은 출구단을 무반사로 가정 하였으므로 P3점에서의 음압을 그대로 사용하였다.

$$TL = 10 \log \frac{P_{in}^2}{P_{out}^2} \text{ dB} \quad (8)$$

음파분리를 이용하여 계산한 P_{in} 식은 식 (9)와 같다.

$$P_{in} = \frac{P_1 - P_2 \cdot e^{-jKL}}{1 - e^{-2jKL}} \quad (9)$$

여기서 K 는 파수(wave number)를 의미하며 L 은 P1점과 P2점 사이의 거리로서 5 mm 간격을 유지하였다. 투과손실을 구하기 위한 세 점에서의 음압은 sine sweep method를 사용하였고, 1 kHz부터 3 kHz 까지 10 Hz 간격으로 해석을 수행하였다.

5. 해석 결과

Fig. 7은 두 모델에서 20 m/s의 크기를 가지는 유동을 입구단에 주었을 때 P1점에서의 음압을 나타 낸 것이다. Fig. 7(a)는 Fig. 1에 주어진 직선형 머플러에 대한 음압 해석결과이고 Fig. 7(b)는 Fig. 2에 주어진 L자형 머플러에 대한 음압 해석결과이다. 퍼텐셜 유동과 난류 유동에 존재하는 각각의 속도 벡터의 크기와 방향의 차이로 인해 두 해석 결과는 정확히 일치하지는 않았다.

그러나 P3점에서의 음압은 Fig. 8과 같이 P1점에 비해 두 결과가 상이한 모습을 보이고 있으며 이는 확장관 내부에서의 유속의 차이 때문이라고 할 수 있다.

퍼텐셜 유동의 해석결과를 사용하는 경우 Figs. 3,

(a) Straight muffler

(b) L-shaped muffler

Fig. 7 Acoustic pressure at inlet point P1 with inlet velocity $u=20$ m/s

(a) Straight muffler

(b) L-shaped muffler

Fig. 8 Acoustic pressure at outlet point P3 with inlet velocity $u=20$ m/s

(a) Straight muffler

(b) L-shaped muffler

Fig. 9 Comparison of TL for two types of mufflers with inlet velocity $u=5$ m/s

(a) Straight muffler

(b) L-shaped muffler

Fig. 10 Comparison of TL for two types of mufflers with inlet velocity $u=20$ m/s

4에서 볼 수 있듯이 입구 경계조건에 의한 유속의 크기와는 무관하게 확장관에서의 유속이 0에 가까워지는 것을 알 수 있으며 P3점에서의 음압은 이러한 1차원 속도 벡터를 위 파동방정식에 적용하여 나온 결과이다. 결국 이것은 3차원 유동을 표현하는 난류 모델에 의한 결과에 비해 물리적으로 타당하다고 할 수 없다.

머플러 내부유동을 퍼텐셜 유동으로 가정한 경우와 난류로 가정하여 해석한 경우에 대하여 유속이 5 m/s와 20 m/s인 투과손실 결과를 Fig. 9와 Fig. 10에 나타내었다.

내부 유동을 난류 유동으로 가정한 경우가 퍼텐셜 유동으로 가정한 경우보다 전 주파수 영역에서 TL값이 낮은 것을 확인할 수 있다.

퍼텐셜 유동으로 가정한 유속정보와 난류모델로 계산한 유속정보를 이용하여 투과손실을 구한 결과를 Fig. 11(a)와 Fig. 12(a)에, 그리고 고주파수 영역에서 확대한 그림을 Fig. 11(b)와 Fig. 12(b)에 각각 나타내었다.

유동속도가 증가할수록 최대 TL 발생주파수가 증가하는 것을 확인할 수 있다.

(a) $0 < f < 3$ kHz

(b) $2000 < f < 3000$ Hz

Fig. 11 Variation of TL of straight muffler according to the velocity of potential flow theory

(a) $0 < f < 3 \text{ kHz}$

(b) $2000 < f < 3000 \text{ Hz}$

Fig. 12 Variation of TL of straight muffler according to the velocity estimated by $k-\omega$ turbulence model

(a) $0 < f < 3 \text{ kHz}$

(b) $2000 < f < 3000 \text{ Hz}$

Fig. 14 Variation of TL of L-shaped muffler according to the velocity estimated by $k-\omega$ turbulence model

(a) $0 < f < 3 \text{ kHz}$

(b) $2000 < f < 3000 \text{ Hz}$

Fig. 13 Variation of TL of L-shaped muffler according to the velocity of potential flow theory

(a) 341 Hz

(b) 2181 Hz

Fig. 15 Variation of TL of L-shaped muffler according to flow velocity of inlet

또한 Fig. 11(b)에서 보듯이 퍼텐셜 유동에 의한 유동속도의 크기는 투과손실에 거의 영향을 주지 않는 것에 반해, 난류 유동에 의한 음향 투과손실은 Fig. 12(b)와 같이 관 내부에 흐르는 유속이 빠를수록 감소하는 경향을 나타내었고 이는 고주파수 대역에서 뚜렷하게 보여지는 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 13과 Fig. 14는 L자형 머플러로부터 얻은 결과로서 직선형 머플러의 결과와 동일한 특성을 나타냈으며, TL 변동폭은 직선형 머플러보다 더욱 증가하는 경향을 나타내었다. 음향 투과손실의 크기에 있어서는 직선형 머플러의 결과에 비해 더 확연한 차이를 보인다.

Fig. 15는 퍼텐셜 유동과 난류유동으로 가정한 각각의 경우에 대한 L자형 머플러의 입구단 유속에 따른 특정 주파수의 투과손실 크기를 나타낸 결과이다. 난류 유동의 해석결과를 사용한 경우에는 퍼텐셜 유동의 해석결과를 사용한 경우보다 유속의 크기가 커질수록 투과손실이 낮아지는 현상을 확인할 수 있었다.

3. 결 론

머플러 내부 유동을 퍼텐셜 유동으로 가정한 경우와 난류 유동으로 가정하고, 입구단의 유동속도를 5 m/s, 10 m/s, 20 m/s인 경우의 음향 투과손실의 차이점에 대하여 비교하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

단순확장관 내부유동을 난류 유동으로 가정한 경우가 퍼텐셜 유동으로 가정한 경우보다 모든 주파수에서 유동속도가 음향 투과손실(TL)에 미치는 영향이 크게 나타났으며, 특히 고주파수일수록 차이가 뚜렷이 나타났다.

또한 확장관에서의 내부 유동의 변화는 출구단의 음압에 영향을 주어 퍼텐셜 유동에 의한 것에 비해 난류 유동 내에서의 음향 투과손실이 더 낮아짐을 확인하였다. 이는 난류에 의한 3차원 유동의 영향으로 관 내부에 존재하는 유동속도 크기가 커질수록 음향 투과손실이 낮아졌고, 유동특성에 따른 투과손실 변화의 상대적 크기는 난류 유동일 때 더 큰 것을 확인할 수 있었다.

따라서 유동이 흐르는 관에서의 투과손실을 고주파수까지 구할 때 CFD를 이용한 난류유동해석 결과를 바탕으로 음향해석을 수행하는 것이 더 신뢰성이 있다고 판단한다.

참 고 문 헌

- (1) Kim, H. J., Lee, S. H., Jeon, S. K. and Han, S. M., 2007, Design of Semi-anechoic Termination Using Taguchi's Method, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 1005~1008.
- (2) Kim, B. J., Jeong, W. B. and Hwang, S. M., 1999, Acoustic Analysis of Circular Simple Expansion Chamber with Arbitrary Location and Cross-section Area of Inlet/Outlet, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 9, No. 5, pp. 914~921.
- (3) Ji, Z., Mam Q. and Zhang, Z., 1994, Application of the Boundary Element Method to Predicting Acoustic Performance of Expansion Chamber Mufflers With Mean Flow, Journal of Sound and Vibration, Vol. 173, Issue 1, pp. 57~71.
- (4) Tao, Z. and Seybert, A. F., 2003, A Review of Current Techniques for Measuring Muffler Transmission Loss, Proceedings SAE Noise and Vibration Conference, pp. 2003-01-1653.
- (5) LMS, SYSNOISE Rev 5.4.
- (6) Fluent Inc, Fluent 6.3 Users Guide, 2006.
- (7) Philip, M. M. and Ingard, K. U., 1968, Theoretical Acoustics, McGraw-Hill, Inc., New York.
- (8) Lawrence, E. K., Austin, R. F., Alan, B. C. and James, V. S., 2000, Fundamentals of Acoustics, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- (9) Bilawchuk, S. and Fyfe, K. R., 2003, Comparison and Implementation of the Various Numerical Methods used for Calculating Transmission Loss in Silencer Systems, Applied Acoustics, Vol. 64, Issue 9, pp. 903~916.

Jin Kwon received B.S. from Korea Maritime University in 2011 and he is currently majoring in noise and vibration in Pusan National University. He especially is interested in noise characteristics due to flow effects.

Weuibong Jeong received B.S. and M.S. degrees from Seoul National University in 1978 and from KAIST in 1980, respectively. He then received his Ph.D. degree from Tokyo Institute of Technology in 1990. Dr.

Jeong is currently a professor at the department of mechanical engineering at Pusan National University in Busan, Korea. His research interests are in the area of the measurement and signal processing, finite/boundary element analysis of noise and vibration, fluid-structure interactions and acoustic-structure interactions.

Chinsuk Hong received a BSc in mechanical engineering and an M.Sc. in dynamics and vibration from Youngnam University, Korea, in 1988 and 1991, respectively. He worked for the Naval System Development Center in Agency

Defense Development(ADD), Korea, for 12 years from 1991. He then joined the Institute of Sound and Vibration Research(ISVR), University of Southampton, UK, in 2003, to pursue his Ph.D. He received the Ph.D in sound and vibration, in 2005. He was then with ISVR as a research fellow until 2006. After 3 years research work at Pusan National University, Korea, from 2006, he is now with Naval Architecture and Ocean Engineering, Ulsan College from 2009. His research interests include active noise and vibration control, flow-induced noise and underwater shock response analysis.