

파이프 내 흡음재 및 형상에 따른 유동 및 방사소음에 대한 수치해석적 연구

이수정* · 임희창**

* 부산대학교 기계공학부

Effect of the Inner Material and Pipe Geometry on the Flow and Induced Radiated Noise

Su-Jeong Lee* and Hee-Chang Lim**

* School of Mechanical Engineering, Pusan Nat'l Univ.

(Received January 22, 2014 ; Revised March 5, 2014 ; Accepted March 12, 2014)

Key Words: Pulsating Flow(맥동유동), Pressure Drop(압력손실), Radiated Noise(방사소음), Fluid-Structure Interaction(유체-구조 연성), FFT(고속 푸리에 변환)

초록: 파이프 유동 내에서 일어나는 소음 및 진동현상의 경우 일반적으로 난류유동과 근처의 벽면사이의 유동유기진동에 의해 일어나게 된다. 복잡한 난류유동을 가지는 확장관의 단순한 경우에서 본 연구는 수행되었지만, 방사소음의 경우 주어진 모델에서 크기와 형상 그리고 두께 등에 상당히 영향을 받게 된다. 또한, 방사소음은 그 파가 퍼져나가면서 주위 시스템에 교란특성이나 불안정성을 야기시키게 되는데 결국 중요한 파단과 파손을 일으키게 된다. 본 연구는 다양한 상용프로그램들 (Fluent, NASTRAN, 그리고 VIRTUAL LAB)을 이용하여 이러한 현상을 파악하고자 하였다. 이 연구를 통해 유동소음에 있어 깔려있는 물리현상들을 이해하고자 하였다. 확장관의 경우 단면적의 급격한 변화에 의해 박리와 높은 압력강하를 겪게 되는데, 방사소음의 계산으로 이 방사소음의 크기가 100에서 500Hz영역에서 전체적으로 약 20dB정도 감소시킬 수 있는 것을 확인할 수 있었다.

Abstract: Noise and vibration, which occur in a pipe, are usually caused by the interaction between the turbulent flow and nearby wall. Although it can be estimated by a simple case of expanded pipes having complex turbulent flow, the radiated noise is highly dependent upon the size, shape, and thickness of the given model. In addition, the radiated noise propagates and has serious interference and destabilization effects on the surrounding systems, which can lead to fatigue fracture and failure. This study took advantage of the variety of commercial programs, such as FLUENT (flow solver), NASTRAN (dynamic motion solver of complex structures) and VIRTUAL LAB (radiated noise solver) based on the boundary element method (BEM), to understand the underlying physics of flow noise. The expanded pipe has separation and a high pressure drop because of the abrupt change in the cross-section. Based on the radiated noise calculations, the noise level was reduced to around 20 dB in the range of 100-500 Hz.

- 기호설명 -

$h_{L, major}$: 주 손실 (m)

$h_{L, minor}$: 부차적 손실 (m)

K_L : 손실계수

L : 파이프 길이 (m)

D : 파이프 직경 (m)

v : 속도 (m/s)

g : 중력가속도 (m/s²)

1. 서론

내연 기관의 배기계는 배기 소음의 감소, 엔진 효율 증대 등의 중요한 역할을 담당하고 있으며

† Corresponding Author, hclim@pusan.ac.kr
© 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

로 배기계 최적설계를 위해서는 배기계 내부의 온도 및 압력의 변화, 각 구성품들의 기하학적 형상 등을 고려하여 배기 압력을 감소시켜 외부 소음을 줄이는 기능과 엔진효율의 극대화를 이룰 수 있도록 조합설계가 되어야 한다.⁽¹⁾

내연기관의 연소과정에서 주기적인 흡입과 배출에 의해 흡배기계의 내부 유동은 압력과 속도의 변화가 매우 큰 비정상 유동이 된다. 이러한 심한 압력의 변동으로 인해 유체 흐름의 후단에 강한 난기류를 발생시키며, 높은 압력 진폭과 온도 구배, 벽 마찰 등에 의하여 비가역적인 변화를 일으키고 벽면에서 반사된 압력과 상호작용을 받게 된다. 이러한 압력파가 배기 시스템을 지나갈 때 벽을 진동시키게 되고, 가진된 벽을 통해 소음이 발생하게 된다.

이상에서 살펴본 바와 같이 내연기관의 방사소음은 내부 유동과 관계가 있고, 성능과도 밀접한 관계를 갖고 있다. 따라서 맥동 유동의 특성에 관한 관련 선행 연구가 필요하다.

난류 경계층 내 벽면 변동 압력에 의한 구조물의 진동 해석 및 진동 응답에 관한 연구는 오래 전부터 많은 이론적 및 실험적 연구가 수행되어 왔다. 그리고, 이러한 전산유체역학 및 구조 해석을 위한 알고리즘은 꾸준한 개발로 인해 결과의 신뢰성은 계속 향상되었으며, 많은 실험을 통해 입증되고 있다. 한 예로, 수치해석적 연구로는 음향 해석 기법에 대한 연구로서, 소음기 모델링 변경에 따른 소음기의 전달손실을 경계요소법(BEM)과 유한요소법(FEM)으로 음향 해석 방법의 차이에 따라 해석하고 삽입 손실 결과를 비교 분석하는 연구가 관심을 받고 있다.⁽²⁻⁴⁾

실험적 연구로는 단순 파이프와 내부에 흡음 효과를 가진 필터가 삽입된 파이프에 대하여 실험 장치를 설치하여, 다양한 영역의 소음을 줄이는데 사용되는 다공성 물질에 관하여 어느 정도 소음 저감에 효과가 있는지에 대해 연구되고 있다.⁽⁵⁻⁷⁾ 이와 같이, 여러 분야에서 맥동류성 유동에 관한 연구는 활발히 이루어지고 있지만, 아직까지 유체-유기진동의 상호작용에 대한 연구결과는 국내에서는 미비한 상황이다.

본 연구는, 엔진의 4행정(흡입-압축-폭발-배기)으로부터 발생된 맥동류성 배기 유동에 의해 벽면에 발생하는 시간에 따른 압력 변화를 살펴보고, 이러한 압력변동에 의해 구조물에 어떤 변형이 발생하는지, 그리고, 이 결과가 다시 방사소음에 미치는 영향에

대해 살펴보고자 한다. 이와 같이, 유체 혹은 구조물의 하중 및 경계조건을 고려하여 유체의 움직임을 해석하고, 유체가 구조물에 미치는 영향을 고려하여 구조물의 변형과 움직임을 해석하는 것은 유체-구조 연성해석(Fluid-Structure Interaction)이라 한다. 기존에 이러한 복잡한 문제를 계산할 수 있는 통합형 연성 해석 프로그램이 개발되어 있다. 하지만 본 연구에서는, 유체와 구조의 상호작용에 대한 이해와 시각적, 물리적 해석 결과를 단계별로 확인하기 위해서 여러 가지 상용 소프트웨어를 유기적으로 조합시켜 유체-구조 연성해석시스템을 구축하여 결과를 분석하였다.

유체의 거동과 구조의 변형 특성을 현실성 있게 구현할 수 있는 기법은 양 방향 유체-구조 연성해석(2-way FSI)이다. 그러나 과도한 해석 시간 및 해석 기법의 한계를 극복하는데 어려움이 있으므로 단 방향 유체-구조 연성해석(1-way FSI)기법을 이용하는 절차를 제안하고자 한다.⁽⁸⁾

2. 수치해석

2.1 유체유동해석

2.1.1 모델 및 격자 생성

Figure 1은 선박 및 덱트 공조용으로 사용되는 여러 가지 형상의 소음기를 보여주고 있다. 일반적으로 흡음형 소음기는 1mm 두께의 철판을 원통형으로 용접하고, 스플리트의 내부에 채워지는 다공질 매체인 흡음재는 유리섬유(Glass wool), 폴리아우레탄, 석면(Rock wool) 등을 사용한다. 그리고 흡음재의 손상을 방지하기 위해 표면을 도금된 타공판으로 마감하는 것으로 되어 있다.

내부의 흡음재는 소음기의 길이 방향으로 삽입하여 배기가스가 지날 때마다 음파의 간섭 및 압력 변동의 감소, 그리고 배기 온도의 저하로 점



Reference : Jangseong E.P.S

Fig. 1 Various types of silencers

차 소음이 감소된다. 그러나 소음 효과를 높이기 위해 소음기의 저항이 너무 커질 경우 기관의 폭음은 적어지나 배기 행정에 가해지는 저항 즉 배압이 높아져서 기관의 출력이 저하되고, 엔진에 무리가 갈 수 있으므로 내연기관의 사용목적에 따라 소음의 정도를 결정한다.

본 논문에서 사용한 소음기는 원통의 스플리트(Splitter)형 소음기이며, 내부 벽면에 팽창으로 인한 열응력(Thermal stress)을 줄이기 위해 구조된 디자인이다. 실제 소음기와 유사하게 CATIA에서 3D 모델링한 그림을 Fig. 2에 보여준다. 흡음재의 두께 및 길이는 5mm, 500mm, 입, 출구 직경은 20mm, 총 길이는 1500mm로 설정하였다.

유체가 유입되는 입구에서 관이 확대되는 부분까지 직경의 25배, 관이 축소되는 부분에서 출구까지도 직경의 25배로 충분한 길이 확보하여 설계하였다. 이는 입구의 경우 소음기로 유입되는 유체가 완전 발달 유동 형태를 나타내기 위함이며, 출구는 소음기를 지나면서 극히 불안정해진 유체유동이 안정화되어 Back Flow가 재 유입되어 수치 해석에 영향을 주는 것을 막기 위함이다.⁽⁹⁾

수치 해석과정에서 까다로운 작업 중 하나는 우수한 품질의 격자를 생성하는 일이다. 따라서, 기존 연구에 난류 모델에 따른 적절한 격자 품질에 대한 많은 연구가 진행되고 있는데, 그중에서 Salim의 연구결과에 따르면, Wall Function에서는 y-plus가 30에 가까울수록, Near-Wall Modeling의 경우는 y-plus가 1에 가까울수록 신뢰성 있는 해석 결과의 확보가 가능하다고 알려져 있다.⁽¹⁰⁾

본 연구에서 정상 상태의 경우 사용한 난류 모델 k-ε의 경우, 벽 함수(Wall function)를 기본으로 한 난

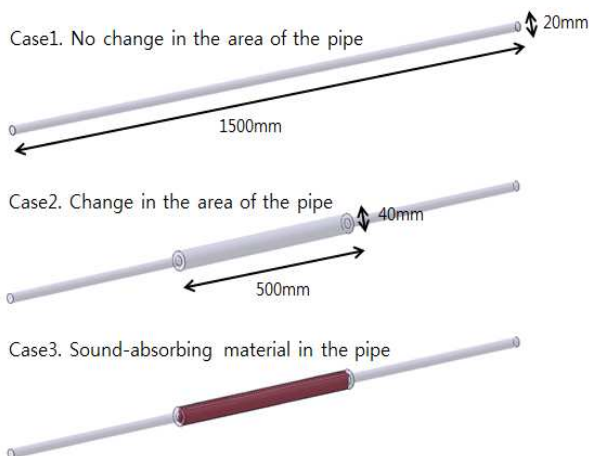


Fig. 2 Pipe models used in the calculation

류 모델이므로, 복잡한 난류 유동의 해석결과를 좀 정확히 계산할 수 있도록 y-plus가 30에 가깝도록 격자를 형성하였다. ICEM-CFD에서 비정렬 격자를 형성한 그림을 Fig. 3에 보여주고 있다. 벽면에서의 박리 및 와류 현상을 분명히 관찰하기 위해, 벽면에 격자의 구성을 집중시켜 유동 해석의 정밀성을 확보 하였다.

흡음재와 같이 다수의 미세한 구멍을 가지고 있는 물질의 경우, 격자를 형성하는데 어려움이 있다. 따라서 흡음재를 Porous Media 조건으로 설정하여, 유체입자가 흡음재를 통과할 수 있도록 침투성을 설정하였으며, 공극률(Porosity)은 50%로 설정하였다. 여기서 공극률이란, 매질 내에서 공극이 차지하는 부피와 매질이 차지하는 부피의 비율을 나타낸다. 본 연구에서 사용된 총 격자 개수는 74만개이며, 격자를 형성하기 위해 소프트웨어 ICEM-CFD를 사용하였다.

2.1.2 유동해석 및 경계조건

소음기 내부의 유동 특성을 파악하기 위해서는 입, 출구의 경계조건 및 벽면에서의 경계조건인 점착조건(No-slip condition)에 대한 정의가 선행되어야 한다. 벽 경계면에서의 속도성분은 모두 점착조건을 적용하였으며, 유동해석의 입,출구 경계조건 및 난류모델은 Table 1 과 같이 정의하였다.

Table 1 Boundary conditions

	Steady	Unsteady
Total element	740,000	
Working fluid	Air	
Reynolds number	$Re = \frac{\rho VD}{\mu} = 55,000$	
Turbulent model	k-ε	LES
Inlet	Velocity-inlet = 40m/s	Pressure-inlet = 3000+2000sin(610t)+2000sin(1220t)+2000sin(1830t)
Outlet	Outflow	Pressure-out = 0

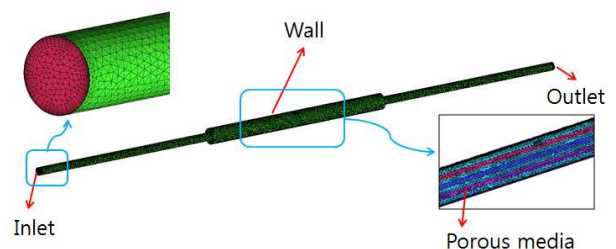


Fig. 3 Grid and mesh used in the calculation

Reynolds Number는 유체를 Air로 가정했을 때, 입구 유속 40m/s, 파이프 입구 직경 20mm로 인해 55,000으로 설정하였다. 유동해석은 1차적으로 유동을 안정화시키기 위해 k- ϵ 난류 모델을 사용하여 정상유동해석을 수행하였다. 그리고 정상 유동 해석 데이터를 초기 조건으로 설정하여 LES 난류 모델을 적용하여 비정상유동 해석을 수행하였다. 비정상 유동 해석시 Time Step Size는 0.001s이며, 총 해석 시간은 1.024s이다. 시간간격은 수치해석 비용 및 시간의 적정성을 고려하여 설정하였다.

엔진은 4행정(흡입-압축-폭발-배기)을 거치면서 주기적인 유동 특성을 가지게 되는데, 이러한 유동은 맥동류(Pulsating flow)의 특성을 가지면서 엔진의 rpm에 따라서 그 맥동류의 진폭 및 주기도 달라지게 된다. 관 내부에서의 음향특성을 파악하기 위하여, 입구에서 서로 다른 주파수의 Sine파형의 압력데이터를 UDF(User Defined Functions) 기능을 사용하여 적용시켰으며, 입구와 출구에서 압력과의 진폭변화에 따른 유동 특성을 해석하였다.

2.2 구조진동해석

진동하는 파이프 시스템을 시간 도메인에서 각각의 진동 모드를 분석하기란 매우 어렵다. 따라서 구조 진동 해석은 시간의 역수인 주파수 도메인에서 해석하게 된다. 여기서 진동에서의 고유 모드란, 그 물체가 고유하게 움직이는 패턴을 의미하며 그에 해당하는 주파수를 고유 주파수라고 한다. 구조 진동 해석에서 고유 모드를 해석하는 가장 대표적인 이유는 시스템의 고유 주파수를 분석함으로써 가진 주파수와와의 공진을 방지하기 위함이다.

유동 해석 결과 얻게 된 1024개의 유동데이터를 NASTRAN에 이용하기 위해서는 몇 가지 과정을 거쳐야 한다. 우선 FFT변환을 통해 시간에 따른 데이터를 주파수에 대한 데이터로 변환시킨다. 그리고, 각 노드별로 격자 데이터와 하중 데이터를 구하고 이 두 개의 파일을 NASTRAN 입력파일에 넣어서 방사소음해석에 필요한 변위 데이터를 얻어낸다. NASTRAN 입력파일에는 구조 진동 해석을 수행하기 위한 해석 방법, 격자 정보, 그에 적용되는 하중 및 구속조건 등 모든 정보가 포함되어야 한다. 입,출구 영역에는 구속조건을 주었으며, 해석 방법으로는 주파수 응답 해석(Direct Frequency Response)을 사용하여 주파수에 따른 응답 데이터를 얻고자 하였다.

2.3 방사소음해석

구조 진동해석을 통해 얻은 주파수에 따른 벽면 노드의 변위데이터를 경계조건으로 설정하여 Virtual.Lab에서 방사소음 해석을 수행하였다.

해석을 수행하기에 앞서, 방사소음해석에 필요한 Acoustic Mesh를 생성할 필요가 있다. 소음해석의 경우, 구조해석에서 사용하였던 Structure Mesh와 동일하게 격자를 형성하는 것이 가장 이상적이라고 알려져 있다. 하지만, Structure Mesh와 같이 Acoustic Mesh를 조밀하게 형성할 경우, 소음해석을 수행하는 시간이 너무 길어지게 된다. 반대로 격자수가 너무 적을 경우에는 방사소음 해석 결과의 신뢰도가 떨어지므로, Acoustic mesh 개수를 다르게 생성하여 소음해석을 반복 수행하여, 적절한 Acoustic Mesh를 설정하였으며 Fig. 4(a)와 같다.

해석 방법으로는 경계요소법 (BEM : Boundary Element Method)을 사용하였다. 경계요소법이란, 복잡한 3D 문제를 2D 표면 차원의 문제로 효과적으로 줄여 임의의 관심 있는 위치에서 음향특성을 예측하는 방법이다.

방사소음은 소음원을 기준으로 방사형을 퍼져나가기 때문에 Fig. 4(b)와 같이 소음기를 중심으로 구 좌표계 형태로 둘러싸여진 Field를 생성하였고, 소음기의 상하에 Field Point를 지정하여 특정 지점에서의 방사소음 특성을 살펴보았다.

3. 연구 결과 및 분석

3.1 유체유동해석

3.1.1 압력손실

긴 파이프를 통하여 유체가 흐를 경우, 유체와 파이프 벽면과의 마찰에 의하여 압력 강화가

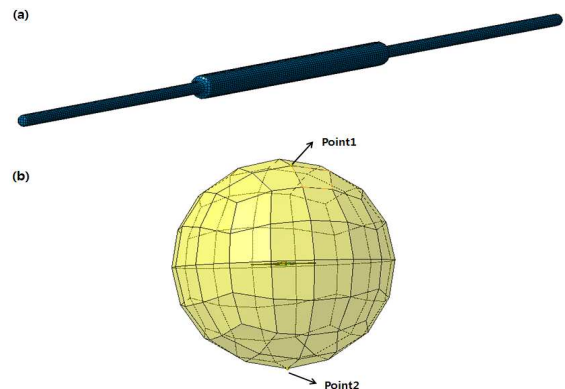


Fig. 4 Radiation noise analysis of (a) grid and (b) field shape

Table 2 Pressure drop calculation

	Case1	Case2
Major loss	361Pa	361Pa
Minor loss	0Pa	1)확대 : 578Pa
		2)축소 : 392Pa
Total loss	361Pa	1331Pa

일어나게 되며 통로의 단면적이 갑자기 변화하거나 유체의 방향이 변화 할 경우에 유체의 저항도 증대된다. 이러한 압력손실은 결국 에너지 손실을 나타내므로 동력의 필요 여부 및 그 크기를 결정하므로 소음기의 성능 평가시 중요한 평가요소 중 하나이다. 난류유동에서 직경이 동일한 파이프의 유동의 수두 손실을 구하는 공식은 다음과 같다.

$$h_{L, major} = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (1)$$

여기서 f 는 관의 마찰손실 (Friction factor)을 나타내며 레이놀즈 수와 관의 상대 조도 ϵ/D 에 의하여 구해지는 것으로, Moody Diagram을 이용하여 구할 수 있다. L 은 파이프 길이, D 는 파이프 직경, V 는 유속, g 는 중력 가속도를 나타낸다.

일반적인 배관 시스템 내의 유체는 파이프의 직관 부분뿐만 아니라, 여러 종류의 접합부, 밸브, 엘보 등을 통해 흐른다. 이러한 부품들은 유동을 교란시키고, 유동박리와 혼합 등으로 인한 부가적인 손실을 유발한다. 본 연구에서 확대 및 축소부로 인한 부차적 손실을 구하는 공식은 다음과 같다.

$$h_{L, minor} = K_L \frac{V^2}{2g} \quad (2)$$

여기서 K_L 은 손실계수를 나타낸다. 본 모델의 압력 손실을 계산한 결과는 Table 2와 같다. 점성마찰에 의한 주 손실은 1,999Pa, 유동 박리로 인해 발생하는 부차적 손실은 파이프 면적이 확대될 경우 578Pa, 축소될 경우, 392Pa로, 면적 변화가 있는 파이프의 경우 총 수두손실은 1,331Pa로 계산되었다. 즉, 주 손실보다 부차적 손실이 더 큰 값을 나타내는 것으로 계산되었다.

수치해석 결과 파이프 형상 변화에 따른 압력 손실값은 Fig. 5와 같다. 정상유동 해석 후, 수

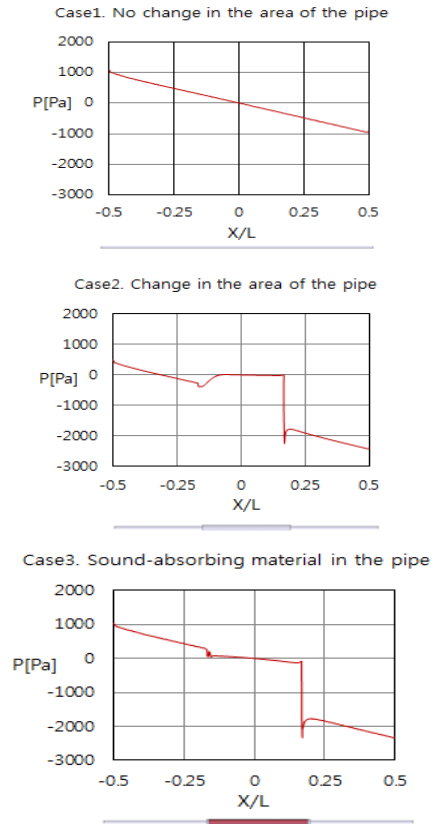


Fig. 5 Pressure distribution along the pipe with the different pipes

치해석 관심 영역인 $X/L = -0.175 \sim 0.175$ 영역에서의 관내 압력 손실을 구한 결과, 면적 변화가 없는 파이프의 경우, 667Pa, 면적 변화가 있는 파이프의 경우, 1,695Pa, 흡음재가 삽입된 경우, 2,255Pa로 이론적으로 계산한 압력손실 값보다 다소 높은 수치를 나타냈다.

그래프의 특징을 살펴보면, 면적 변화가 없는 파이프의 경우, 입구에서 출구로 진행 할수록 압력인 선형적으로 떨어지는 반면, 면적변화가 있는 경우, 관의 급격한 확대 및 축소 부에서 와류 및 박리를 통해 유동 손실이 급격히 증가한 것을 확인하였다. 또한, 흡음재가 삽입된 경우, 흡음재가 없는 경우와 비교했을 때, 마찰 손실을 일으키는 면적이 늘어나 압력 손실이 약 560Pa 정도 높아진 것을 확인하였다. 즉, 실제 산업에서 소음기를 설치했을 경우, 이로 인하여 발생한 손실을 보상해 줄 수 있는 만큼 에너지를 공급하는 동력원이 필요할 것으로 예상된다.

3.1.2 시간에 따른 압력변동

본 연구에서는 엔진의 4행정(흡입-압축-폭발-배

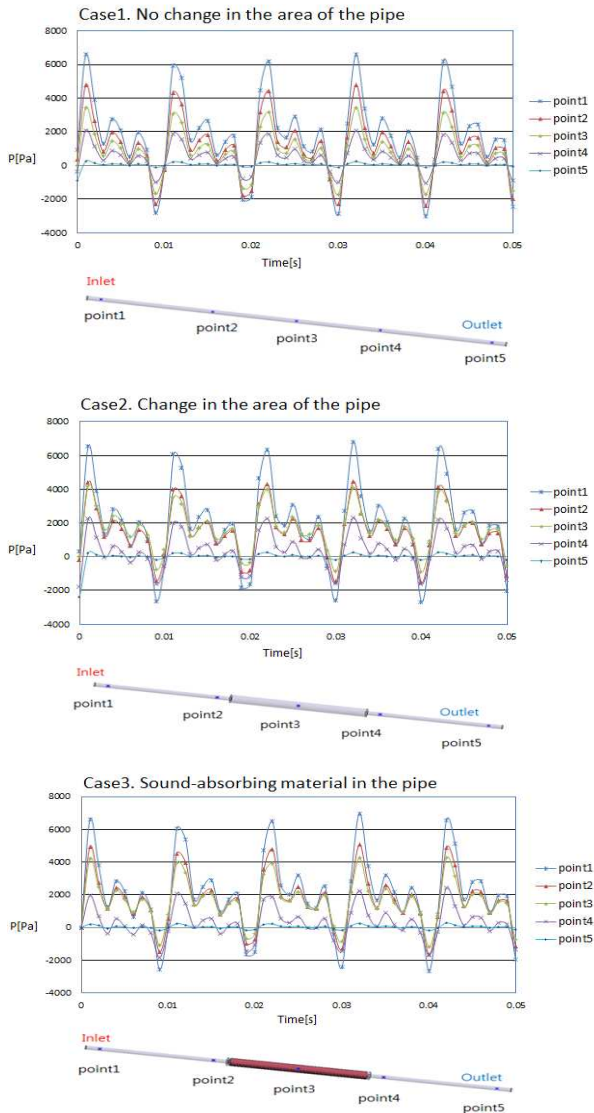


Fig. 6 Temporal pressure variation at the different position in the pipe in different shape

기)으로부터 발생된 맥동류성 배기 유동에 의한 벽면의 압력변동을 살펴보기 위해 100Hz, 200Hz, 300Hz에서 주기적인 피크값을 가지는 주기함수를 입구조건으로 설정하였다.

비정상 유동 해석 결과를 파이프의 길이 방향으로 5개의 포인트를 설정하여 시간에 따른 압력 변화를 확인한 결과는 Fig. 6과 같다. 그림에서 파이프의 면적 변화가 없는 경우, point1에서 point5까지 입구에서 출구로 유동이 진행할수록 압력이 균일하게 떨어지는 것을 확인할 수 있었다. 그리고 면적변화가 있는 파이프와 비교한 경우, point3에서 대략 750Pa 정도 압력 값이 상승하는 것을 확인하였다.

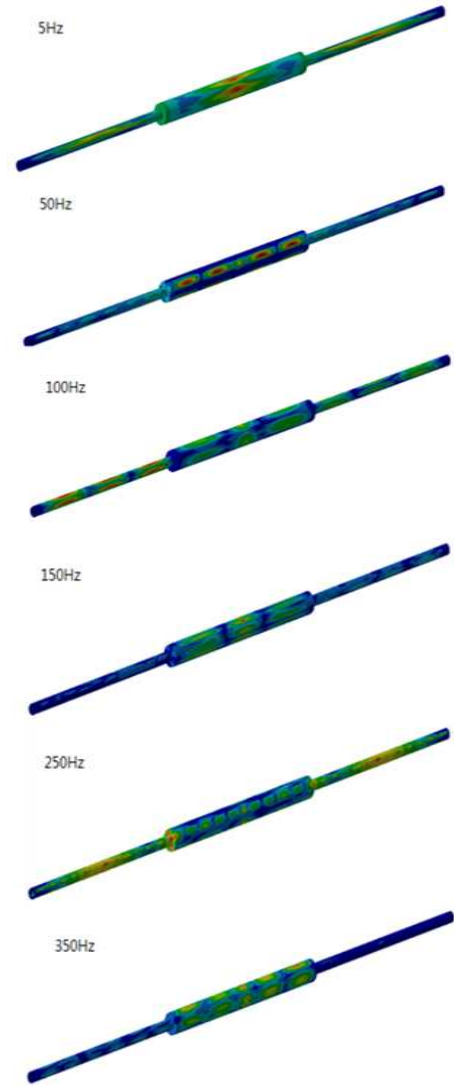


Fig. 7 Displacement variation under different mode frequency

3.2 구조진동해석

Figure 7은 주파수 변화에 따른 벽면의 변위량을 가지화한 그림이다.(붉은색이 높은 변위량을 나타냄) 또한, 모드별로 구조진동해석을 나타내는 Fig. 8의 결과와 같이, 저주파수 영역에서는 단순한 사인파 형태로 진동하는 반면, 고주파수 영역으로 갈수록 파장이 짧은 여러 개의 사인파로 구성된 진동 모드 현상이 나타남을 확인했다. 구조진동 해석 결과, 주파수 변화에 따른 벽면의 변위량을 가지화하였다. 분석 결과, Mode1에서는 단순한 사인파 형태로 진동하는 반면, Mode2, Mode3으로 높아질수록 파장이 짧은 여러 개의 사인파로 구성된 진동 모드 현상이 나타남을 확인했다. 즉, 저차모드에서는 물체가 변형하기 쉬

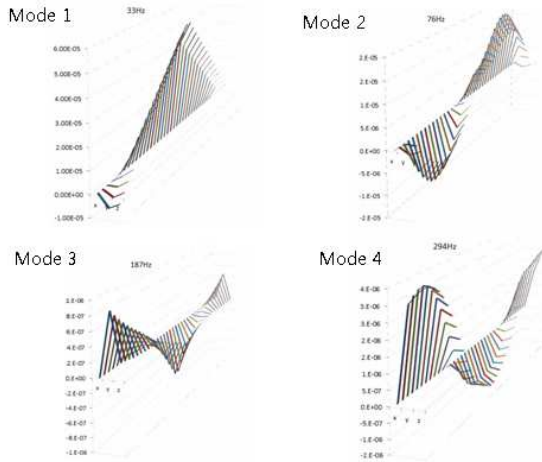


Fig. 8 Displacement variation with the mode frequency

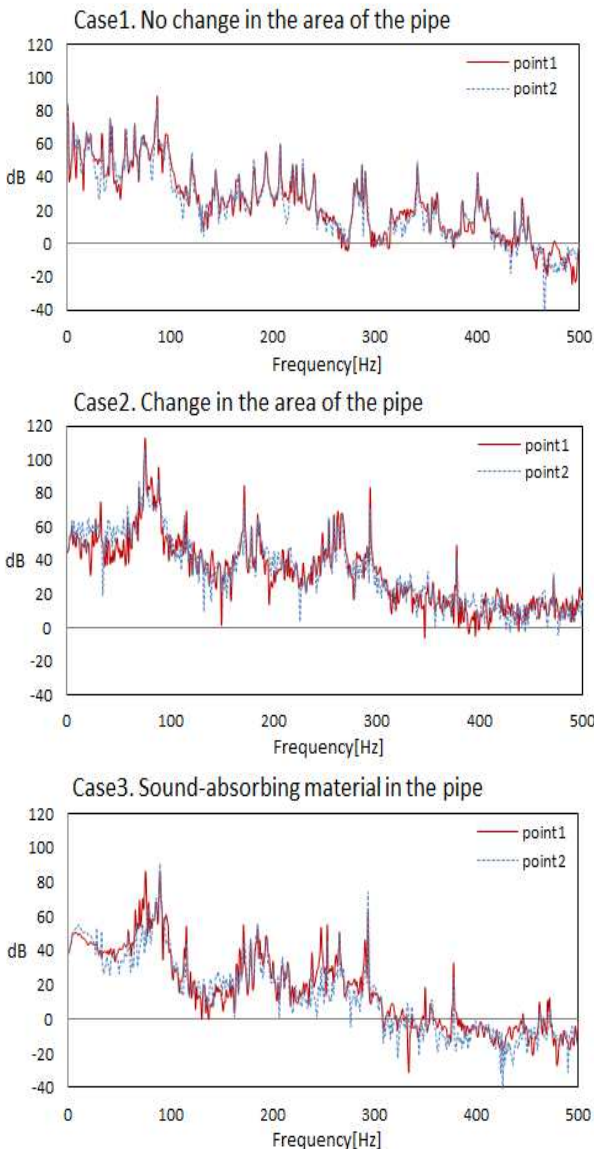


Fig. 9 Radiated noise level with shape of the Radiated noise characteristics

운 형태, 고차모드에서는 물체가 변형하기 힘든 형태가 나타났다.

3.3 방사소음해석

Figure 9는 주파수에 따른 방사소음 특성을 두 점 (points 1, 2)에 나타내고 있다. 세 가지 그래프에서 맥동류성 유동의 영향으로 100Hz, 200Hz, 300Hz 부근에서 주기적인 피크값이 존재하는 것을 확인하였다. 다만, 3가지 지배적인 주파수뿐만 아니라 다른 여러 주파수 영역에서 크고 작은 피크값이 존재하는 것을 확인하였다. 맥동류성 입구조건을 FFT한 결과, 100Hz 간격으로 주기적인 피크값을 보이는 것을 확인하였고, 방사소음 해석 결과, 위치에 따라 약간의 차이는 있지만, 유사한 특징을 보이는 것을 확인하였다.

일반 원형 파이프의 경우, 저 주파수 영역에서 고주파수 영역으로 갈수록 소음이 점차적으로 감소함을 보여주고 있다. 반면에 면적의 변화를 가진 파이프의 경우, 0~300Hz까지의 저 주파수 영역에서는 다소 높은 소음레벨을 보이고 있지만 300Hz가 넘는 고주파수 영역으로 넘어가면서 소음 레벨이 크게 감소하는 것을 확인할 수 있었다. 소음기의 성능 평가를 위하여 흡음재를 삽입하기 전 후를 비교한 결과, 저주파수 영역을 제외한 100~500Hz 영역에서 대략 20dB정도의 소음 저감에 효과가 있는 것을 확인하였다.

4. 결론

본 연구는 소음기에 대한 유동 및 방사소음 해석의 기초 연구로서, 엔진의 4행정(흡입-압축-폭발-배기)으로부터 발생된 맥동류성 유동 특성이, 진동 및 방사소음에 어떻게 반영되는지, 파이프 형상 변화에 따라 수치해석을 수행하였다.

유체와 구조의 상호작용에 대한 이해와 시각적, 물리적 해석 결과를 단계별로 확인하기 위해서 여러 가지 상용 소프트웨어를 유기적으로 조합시켜 유체-구조 연성해석 시스템을 구축하는데 성공하였으며, 연구 결과를 다음과 같이 정리하였다.

(1) 일반 파이프와 면적이 급격하게 변하는 형상을 가진 파이프의 유동 해석을 비교 한 결과, 급격한 확대부로 인해 발생하는 박리 및 와류로 인해 압력 손실 값이 높아진 것을 확인하였다.

(2) 맥동 유동과 진동 및 방사소음의 상관관계

를 분명히 알아보기 위해 특정 주파수 특성을 가진 맥동 유동을 입구조건으로 설정, 진동 및 방사소음 결과를 주파수에 따른 스펙트럼으로 분석한 결과, 입구 조건과 동일한 지배적인 주파수에서 피크값을 보이는 것을 확인하였다.

(3) 소음기의 성능을 평가하기 위하여 흡음재가 없는 파이프와 흡음재를 삽입한 파이프의 데이터를 비교한 결과, 저주파수 영역을 제외한 100~500Hz 영역에서 대략 20dB정도의 소음저감에 효과가 있는 것을 확인하였다.

후 기

이 논문은 2013년도 정부(교육부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업입니다(NRF-2013R1A1A2005347). 또한, 본 연구는 "산업통상자원부", "한국산업기술진흥원", "동남지역사업평가원"의 "광역경제권 선도산업 육성사업"으로 수행된 연구결과입니다.

참고문헌

(References)

- (1) Kim, M. H., Chung, W. I. and Chun, I. B., 2000, "A Study on the Flow Characteristics of Steady State and Pressure Variation Inside the Muffler with the Inflow of Pulsating Exhaust Gas," *Journal of KSAE*, Vol. 7, No. 8, pp. 150~159.
- (2) Mehdizadeh, O. Z. and Paraschivoiu, M., 2005, "A Three-Dimensional Finite Element Approach for Predicting the Transmission Loss in Mufflers and Silencers with No Mean Flow," *Applied Acoustics*, Vol. 66, No. 8, pp. 902~918.
- (3) Hua, X., Herrin, D. W., Wua, T. W. and Elnady, T., 2013, "Simulation of Diesel Particulate Filters in Large Exhaust Systems," *Applied Acoustics*, Vol.74, No. 12, pp. 1326~1332.
- (4) Cheng, C. Y., Seybert, A. F. and Wu, T. W., 1991, "A Multidomain Boundary Element Solution for Silencer and Muffler Performance Prediction," *Journal of Sound and Vibration*, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 151, No. 1, pp. 119~129.
- (5) Park, Y. B., Ju, H. D. and Lee, S. B., 2009, "Transmission Loss Estimation of Three-Dimensional Silencers by System Graph Approach Using Multi-Domain BEM," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 328, No. 4-5, pp. 575~585.
- (6) Liu, C., Hao, Z. Y. and Chen, X. R., 2010, "Optimal Design of Acoustic Performance for Automotive Air-Cleaner," *Applied Acoustics*, Vol.71, No.5, pp. 431~438.
- (7) Wu, T. W., Cheng, C. Y. and Tao, Z., 2003, "Boundary Element Analysis of Packed Silencers with Protective Cloth and Embedded Thin Surfaces," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 261, No.1, pp. 1~15.
- (8) Lee, G. H., Byun, Y. H. and Na, Y., 2004, "Effect of Inflow Fluctuation of Lox Manifold of Liquid Rocket on the Flow," *The Korean Society of Propulsion Engineers*, Vol. 8, No. 3, pp. 68~74.
- (9) Bae, K. H., Park, J. H., Kim, J. H. and Kim, S. Y., 2008, "A Study on the Acoustic Characteristics of Marine Use Silencer Including Flow Analysis," *Korean Fluid Machinery Association*, pp. 150~159.
- (10) Salim, S. M. and Cheah, S. C., 2009, "Wall y^+ Strategy for Dealing with Wall-Bounded Turbulent Flows," *Proceedings of the International Multi Conference of Engineers and Computer Scientists*, Vol. 2, pp. 1~4.