

## 응력해석을 위한 배기계 모델 개발

°이 장명\*, 박 성태\*, 김 상호\*\*, 조 규수\*\*\*

### Development of a model of the Exhaust System for the Stress Analysis

Chang-Myung Lee, Sung-Tae Park, Sang-Ho Kim, Kyu-Sue Joe

**Key Words** : Exhaust System(배기계), Vibration Analysis(진동해석),  
Stress Analysis(응력해석), Optimized Design(최적설계)

#### ABSTRACT

A Simplified Finite Element Method(FEM) model has been developed for the Exhaust System. For the verification of the usage of the developed model, Natural Frequencies, Mode Shapes and Frequency Response Function have been compared between numerical analysis and experimental result. It shows that the developed numerical model also can be utilized to prove the Stress distribution of the Exhaust System if it can be adopted for the vibration analysis adequately.

#### 1.서론

자동차의 고성능화, 품질의 고급화에 따른 소음, 진동 및 배기가스 범규의 강화 및 저연비화에 대처하기 위하여 기능향상, 경량화가 강하게 요구되고 있다. 이와 같은 상황에서 배기계 제품 개발을 수행함에 있어 배기계 진동 감소 및 내구성 유지 측면은 중요한

문제로 인식 되고 있다. 배기계의 진동 현상은 고체 전달음으로 최근 유한요소법을 이용한 해석이 활발하게 진행되고 있으며, 셀요소 모델링에 의한 해석이 주류를 이루고 있다. 그러나 최근의 배기계는 예소음기(pre-silencer)나 주소음기(main-silencer)외에 촉매변환기(catalytic converter)나 벨로즈(bel-lows)등 기능품의 채용으로 전체요소를 셀요소로 모델링할 경우 계산모델 작성에 많은 시간을 필요로 할 뿐만 아니라 해석에 있어 전문적인 모델링 지식을 필요로 하기도 한

\* 울산대학교 자동차공학과

\*\* 울산대학교 자동차공학과 대학원

\*\*\* 세종공업(주)

다. 그러므로 실제로 진동 및 내구성 문제를 설계에 적용하고자 하는 현장에서는 배기계의 간단한 해석모델의 개발이 절실히 요구되고 있다.<sup>(1,3,4)</sup>

그러므로, 이전의 연구<sup>(15)</sup>에서는 배기계로부터 차체로의 진동 전달 최소화 측면에서 변경 및 수정이 용이한 보요소(Bar Element), 집중 질량(Concentrated Mass)요소 및 강체요소(Rigid Bar)를 사용하여 배기계 유한 요소 모델을 완성하였다. 또한, 실험을 통하여 모드 형상 및 주파수 응답 함수(Frequency Response Function)를 비교함으로써 진동 해석을 위한 배기계 유한 요소 모델을 검증하였다. 이를 바탕으로 본 연구에서는 이 모델의 응력해석(Stress Analysis)이 가능함을 보임으로써 차체로의 진동저감 및 배기계의 내구성을 고려한 배기계 최적설계(Optimized Design)의 기초를 마련하고자한다.

본 연구에서는 유한요소해석을 위해 상용 유한 요소 해석 프로그램인 SDRG/I-DEAS와 MSC/NASTRAN을 사용하여 주파수에 따른 응력해석(Stress Analysis)을 하였다. 실험 데이터의 측정과 해석을 위해 Table.1에 기술된 데이터 측정장비와 상용모드해석 프로그램인 WCA 파워 모달(Power Modal)을 이용하였다. 또한, 이후로 사용된 배기계 좌표계는 Fig.1에 도시된 좌표를 기준으로 한다.

Table. 1 Specification of Experimental Instruments.

Fig.1 Schematic Diagram of an Exhaust System

## 2. 전체 배기계의 모델링

배기계는 Fig.1에서 도시된 바와 같이, 촉매 장치(Catalytic Converter), 예소음기(Pre-Silencer), 부소음기(Sub-Silencer),

주소음기(Main-Silencer) 그리고 중공(中空)의 얇은 파이프로 이루어져 있다. 유한 요소 해석 모델에 사용된 형상(Geometry)은 CAD 데이터를 이용하였으며, 물성치는 실험 및 도면에 의해 계산하였다. 각 부분별 모델링 방법은 참고문헌<sup>(15)</sup>에 소개되어 있으므로, 간단히 설명하면 다음과 같다.

### (1) 파이프 부분 모델링

배기계의 주요 구성품인 파이프는 118개의 보요소를 사용하여 모델링하였는데, 특히 굴곡부 모델링시 정적 변형 에너지 개념<sup>(3,4)</sup>을 이용하여 단면계수값(I)을 수정하였다.

### (2) 촉매 장치, 예소음기 및 주소음기 모델링

배기계의 촉매 장치, 예소음기, 그리고 주소음기는 연결 파이프에 비해 상대적으로 단면 특성치가 매우 크기 때문에 내부 변형이 없는 강체 요소와 집중 질량 요소를 사용하여 모델링하였다. 각 부품은 강체 요소 2개와 집중 질량 요소 1개가 사용되었다.

### (3) 부소음기 모델링

부소음기는 모델링의 용이성과 효율성을 위하여, 형상을 두 개의 파이프로 단순화하고 다음과 같이 단면계수와 단면적을 이용하여 단일 보요소로 등가화하여 모델링하였다.

### (4) 벨로즈 모델링

벨로즈의 한 파형을 셸요소(Shell Element)로 모델링하여 강성값을 계산하고 보요소로 모델링하였다. 이때 등가화된 보모델은 매우 낮은 강성값을 가지므로, 보모델의 길이(L)가 반경(R)에 비해 짧은 경우나 해석하고자 하는 주파수 영역이 높은 경우에는, 굽힘 변형시 전단 변형(Shear Deformation)의 영

향이 커지게 된다. 그러므로, Timoshenko 보 요소(Bar Element)를 이용하여 전단변형의 영향을 고려하였다. 이렇게 완성된 배기계 모델의 해석과 실험에 의한 모드와 주파수 응답함수는 Fig.2, 3과 같다.

Fig.2 3rd Bending Mode of the Exhaust System

(FEM Model :193 element  
Test Model : 49 point )

Fig. 3 Frequency Response Function of the Exhaust System

위의 결과에서 보듯이 실험의 결과와 해석의 결과가 정성적으로 잘 일치하는 것을 볼 수 있다.

### 3. 전체 배기계의 응력 해석 및 실험

배기계 최적설계의 전초 단계로, 위에서 개발된 진동 해석용 배기계 유한 요소 모델을 이용하여 주파수에 따른 배기계의 응력을 MSC/NASTRAN의 주파수 응답 해석 모듈(SOL 111)를 사용하여 해석하고 실제 경향 및 실험과 비교하였다.

#### (1) 배기계 응력 해석

일반적으로 배기계는 각 연결부에서 크랙(Crack)이 발생하는 경향을 보이고 있다. 그러므로, 초기 배기계를 설계할 때 연결부위의 응력 집중을 피하는 것이 가장 중요한 요건이다. 이러한 경향과 해석 결과를 비교하기 위해 배기계 응력을 해석하여 Fig.4에 도시하였다.

Fig. 4 Stress Distributions of the Exhaust System

위의 결과에서 알 수 있듯이 단면계수가 수정된 굴곡부에<sup>(15)</sup> 응력이 집중되어 각 부품의 연결부위의 응력 집중 여부를 도식적으로 나타낼 수 없다. 그러므로, 배기계 파이프의 직경 및 두께가 각 부분에 따라 크게 차이가 없다는

것을 고려하여 요소내에 작용하는 힘의 합으로 Fig.5와 같이 도시하면, 각 부품의 연결부위에 작용하는 응력 집중 경향을 알 수 있다.

Fig. 5 Element Forces of the Exhaust System

위의 결과에서 알 수 있듯이 배기계의 다른 부분에 비해 연결부위에 힘이 크게 작용하고 있다는 것을 알 수 있다. 또한 이러한 결과는 실제 문제가되는 부위와 일치한다.

#### (2) 배기계 응력 실험

위에서 개발된 유한 요소 모델의 결과가 실제 경향과 유사하더라도 실험적으로 검증할 필요가 있다. 따라서, 배기계의 응력을 실험적으로 구하기 위해 스트레인 게이지를 사용하여 1/4브리지를 구성하고 y축 회전 방향의 굽힘 변형을 측정하였다. 이때 스트레인 게이지는 측정하는 변형 형태(굽힘 변형, 축 변형, 회전 변형 등.)에 따라 브리지 구성이나 부착 위치를 고려하여야 한다. 그러므로, 본 실험에서의 스트레인 게이지의 부착위치는 비틀림이나 축 방향 변형에 비해 굽힘 변형의 영향이 클 것으로 판단되는 배기계 끝단에 부착하고 주파수를 증가시켜가며 변형률을 측정하였다.

Fig. 6 Photograph of the Exhaust System for Experiment

Fig. 7 Strain Values of the Exhaust System

위의 Fig.7에서 보듯이 주파수에 따른 실험과 해석의 굽힘 변형률의 양상이 일치하는 것을 알 수 있다. 또한, 스트레인 게이지 자체의 주파수에 대한 특성과 변형률(변위)을 측정한다는 관점에서 볼 때 가속도 측정에 비해 주파수가 증가할수록 Fig.7과 같이 뚜렷한 피크값은 갖지 않는 것을 알 수 있다. 이로써 응력해석 모델의 타당성이 검증되었다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 배기계 진동해석을 위해 개발된 유한 요소 모델을<sup>(15)</sup> 이용하여 배기계 응력 해석이 가능하다는 것을 실제 경향과 실험을 통해 검증하였다. 그러므로, 간단한 유한요소를 사용하여 배기계의 진동과 여기에서 기인한 응력 집중현상을 보다 간편하고 정확하게 예측할 수 있을 뿐만 아니라, 초기 설계 단계에서 기존 모델의 변경 및 수정이 용이하고 계산 시간을 단축할 수 있는 배기계 유한 요소 모델을 개발하였다. 또한 초기 설계단계에서 배기계의 진동 저감 및 내구성을 고려한 최적설계의 중요한 기초를 구축하였다.

#### 5. 참고 문헌

[1] 암본외 4인, 1993, "FEMによる 排氣管の振動特性の研究, 自動車技術會 學術講演會前刷集", vol. 934, 1993-10

[2] 이 장명, 이 승섭, 1993, "배기계의 행거의 위치 및 벨로우즈 효과에 관한 연구", 한국자동차공학회, 1993년도 춘계학술대회 논문 4-9

[3] 김 윤영, 이 장명, 김 영호, 김 진홍, 1995, "배기계 진동해석의 굴곡부 모델링 기법", 대한기계학회지 논문집, 제19권 제2호, pp. 597~610

[4] Yoon Young Kim, Jang Myung Lee 외 5인, 1996, "A Simple And Effective Modeling Technique For Car Exhaust System", FISISTA 97, COPYRIGHT 1996 CSAT, Czech Republic.

[5] 이 완익, 오 재용, 김 태완, 1981, "벨로우즈의 동특성에 관한 연구", 대한기계학회 논문집, 제 12권, 제 6호, pp. 1273-1281

[6] 고 병갑, 서 용진, 박 경진, 1995, "U형 벨로우즈의 유한요소해석과 특정 강성을 위한

형상최적설계", 제 3권, 제 6호, pp. 96~111

[7] 고 병갑, 이 완익, 박 경진, 1994, "벨로우즈 장착에 따른 자동차 배기계의 동특성 개선 및 벨로우즈의 최적위치 평가", 제 2권, 제 3호, pp. 21~32

[8] 김 봉수, 강 성중, 1992, "엔진 배기계 Idling 진동특성 연구", 1992년도 추계학술대회.

[9] Arthur W. Leissa, 1973, "Vibration of Shells", NASA, Washington D.C.

[10] Wener Soedel, 1981, "Vibrations of Shells and Plates", Mechanical Engineering Series, Chap 3.5.

[11] Singiresu.S. Rao, 1995, "Mechanical Vibration", Addison-Wesley, Chap 8.

[12] D.J. Ewins, 1986, "Modal Testing : Theory and Practice"

[13] Kenneth.G. McConnell, 1995, "Vibration Testing : Theory and Practice", WILEY-INTERSCIENCE

[14] 三輪智明, 1981, "排氣系の振動について", 自動車技術, 제 35권, 4호

[15] 이 장명, 김 상호, 서 호철, 1997, "주파수응답함수를 이용한 배기계 모델링의 검증", 한국자동차공학회 1997년 춘계학술대회.

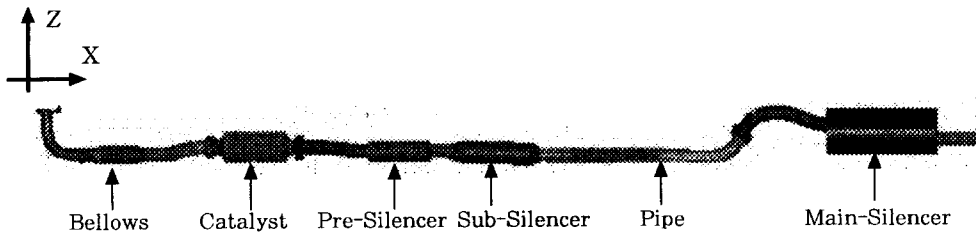


Fig. 1 Schematic Diagram of an Exhaust System

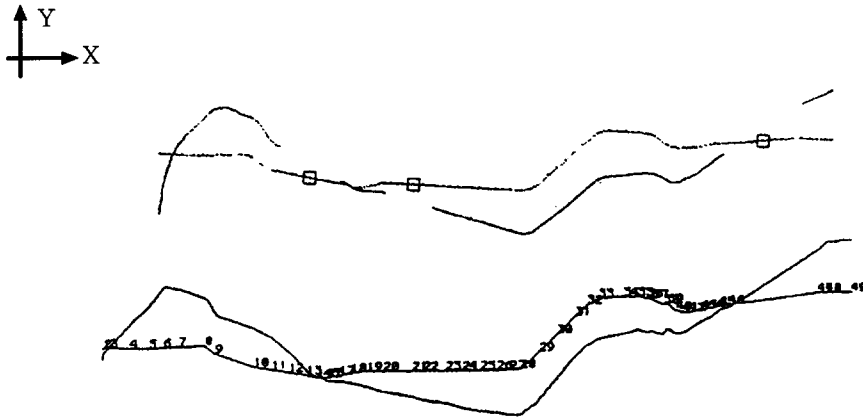


Fig. 2 3rd Bending Mode of the Exhaust System  
(FEM Model :193 element, Test Model : 49 point)

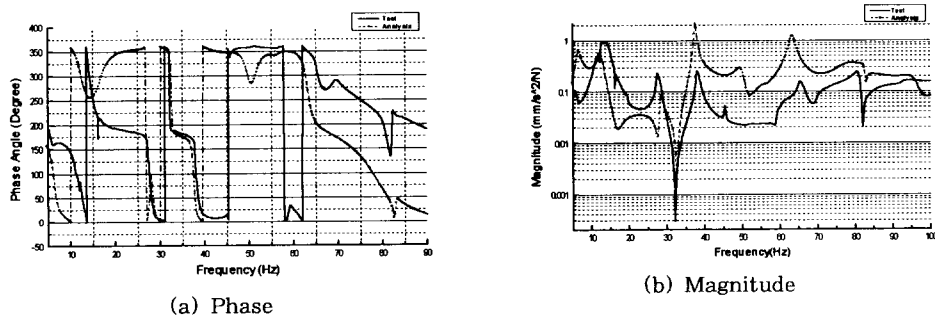


Fig. 3 Frequency Response Function of the Exhaust System

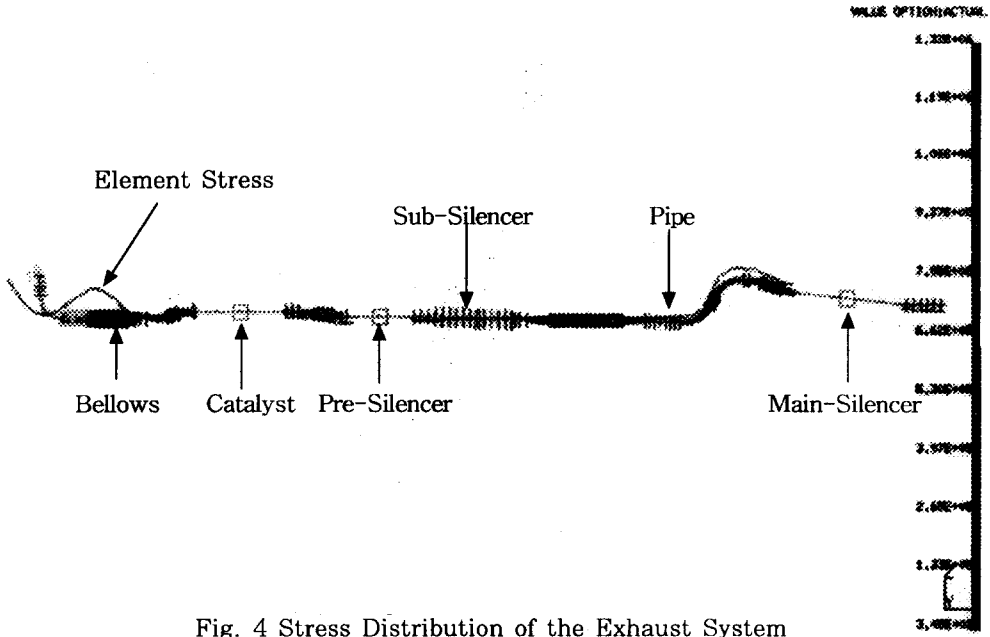


Fig. 4 Stress Distribution of the Exhaust System  
 ( 6th mode 37.56 Hz )

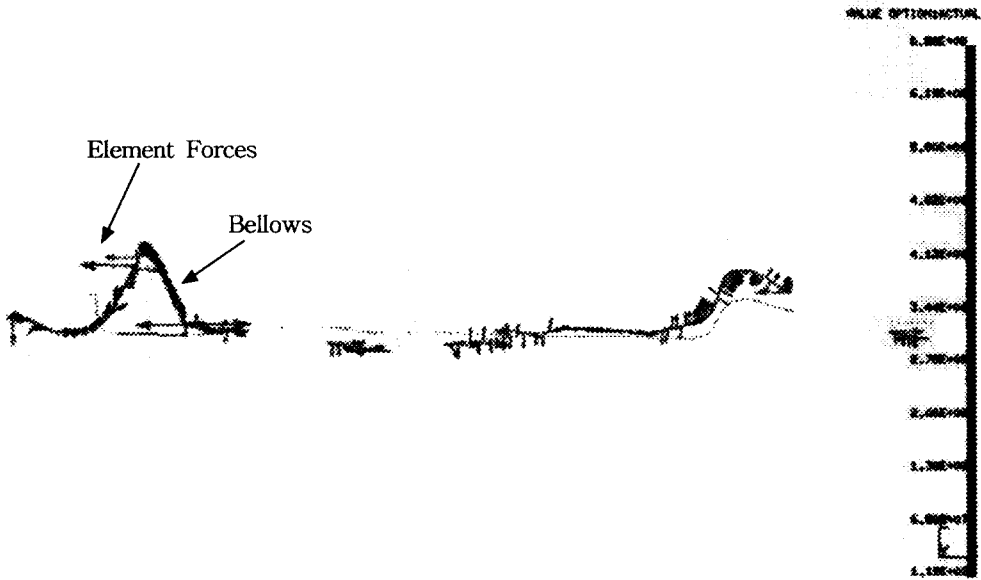


Fig. 5 Element Forces of the Exhaust System  
 ( 6th mode, 37.56 Hz )

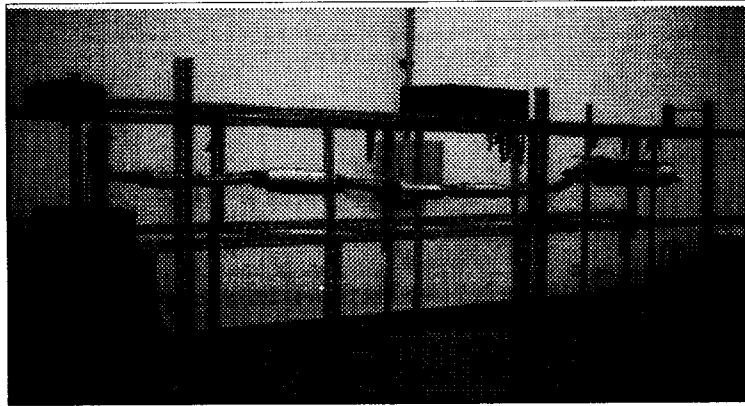


Fig. 6 Photograph of the Exhaust System for Experiment

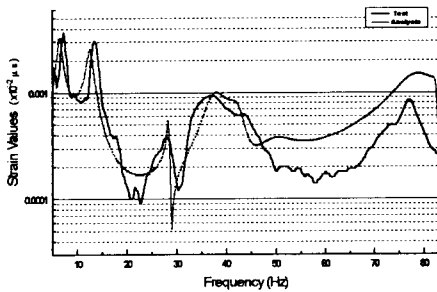


Fig. 7 Strain Values of the Exhaust System

Table. 1  
Specification of Experimental Instruments.

Apparatus	Manufacture & Type	Specification
Force Transducer	B&K 8201	3.92 pC/N
Acc.	B&K 4370	10.15 pC/ms <sup>2</sup>
Strain Gage	MM EA-06-062A-120	120 ± 0.15% Ω
Amp.	B&K 2635, PCB 482A16, MB SS2500M	1 Ch. 4 Ch. 1 Ch.
Signal Analyzer	Zonic&AND 4001	1 Output Ch. 8 Input Ch.
Strain Gage Indicator	Measure. Group P-3500 & SB-10	10 Ch.
Exciter	MB C150HP	500lb Output
Vibration Controller	MB DS2001	1 Ch.
Personal Computer	Mac. Quadra 950 Digital Ventrius	