

## 자동차 배기계용 벨로우즈의 해석 및 설계(1)

박 성 태

울산대학교 기계자동차공학부

### <요 약>

본 연구는 자동차 배기계 구조물의 진동을 저감시키기 위한 벨로우즈의 설계방법과 성능을 검정하기 위한 해석 모델을 구축하였다. 이 모델은 배기계와 벨로우즈의 초기 설계 단계에서 구조물의 변경에 유연성을 제공하는 장점을 갖고 있다. 복잡한 기하학적 형상에서 오는 해석의 어려움을 해소하기 위하여 등가 셀과 등가 보의 모델링 기법을 사용하였으며 그 결과 벨로우즈 파라메터의 균사 설계를 할 수 있는 관계식을 유도하였다. 해석적 방법의 도구로는 상용 소프트웨어(IDEAS, NASTRAN)를 이용한 FEM 모델을 사용하였다.

## Analysis and Design of Bellows for Vehicle Exhaust System(1)

Sung-Tae Park

Schoo of Mechanical and Automotive Engineering

### <ABSTRACT>

In this paper, the design method of bellows reducing structural vibration of vehicle exhaust system is proposed. Also, the finite elemet model to be modified at the first stage of structural design of bellows and exhaust system is suggested. To reduce computational burden due to the rigidity of the geometry of bellows with complex geometry, the bellows is modeled as the equivalent shell or the equivalent beam model. It is shown that the result can be applied to the first approximate design of a bellows. The commertial softwares, IDEAS and MSC/NASTRAN, are used to provde efficient environments for pre-/post- processing and numerical simulation analysis.

## 1. 서 론

본 연구의 대상인 벨로우즈는 엔진 구동, 노면 요철, 차량의 가속, 감속 등으로 인한 배기계의 진동을 저감시켜 차량의 NVH를 개선하는 배기계의 부분품이다. 배기계는 본래 엔진의 배기가스를 차량의 후면으로 안전하게 토출 시키고, 이때 수반되는 토출음을 줄이기 위한 기본 기능과 동시에, 자동차 성능을 보장하기 위해 다음 몇 가지 성능상의 기능도 만족시켜야 한다. 첫째, 소음 수준이 소음 법규와 규정을 만족시켜야 하며, 둘째로 배기계 구조물의 진동이 차 실내 소음과 차체 진동에 미치는 영향을 최소화 해야한다.<sup>(4)</sup> 셋째로는 엔진 구동 및 노면 요철과의 공진, 엔진 툴링, 열 피로 및 열충격, 부식으로부터의 내구성을 만족시켜야 한다. 그 외 배기 가스 배출시 낮은 배압을 유지하고, 배기계의 열에 의한 피해가 없어야 하고, 중량이 가벼워야 한다. 배기계의 진동에너지를 흡수하여 이러한 기능을 향상시키는데 가장 큰 역할을 담당하는 것이 벨로우즈이다.

벨로우즈의 설계는 전체 배기계의 정적, 동적 특성을 만족하도록 배기계의 설계와 벨로우즈의 형상 설계가 동시에 이루어져야 한다. 본 과제에서는 개발 초기 단계에서 전체 배기계의 구조설계와 벨로우즈의 형상 설계를 동시에 수행할 수 있는 혼석적 방법을 개발하여, 배기계의 개발 기간과 비용을 최소화하기 위한 방안을 제시하고자 한다. 지금까지 수행되어 온 방법은 배기계의 경우, 25000개이상의 셀요소를 사용하여 모델링하는 것이 일반적이었다. 그러나, 셀요소를 사용하면 모델링시 많은 시간과 전문적 지식이 필요로 할뿐만 아니라 수정 및 변경이 용이하지 않아 현장에서 실제로 진동 문제를 설계에 적용하고자 하는 데 많은 문제점을 안고 있어 간단한 배기계 해석 모델의 개발이 절실히 요구되고 있다.<sup>(1,3,5)</sup>

또한, 배기계 모델링시 가장 많은 요소가 요구되는 벨로우즈의 경우, 단순한 집중 질량 요소(Concentrated Mass)와 동가의 스프링 요소(Spring Element)<sup>(4,7,8)</sup>를 사용하거나, 모우드 형상을 가시적으로 표현하기 위해 벨로우즈와 동적 거동이 유사한 보요소<sup>(6,7,10)</sup>를 사용하기도 하였다. 유한 요소 수를 줄이기 위해 원추 셀요소(Conical Shell Element)<sup>(12)</sup>를 사용하여 모델링하기도 하였는데, 특히 김 윤영 등<sup>(6)</sup>은 벨로우즈 강성의 방향성을 고려하여 직교 이방성 셀(Orthotropic shell)요소로 모델링을 시도하기도 하였다. 배기계 부품 중 큰 비중을 차지하고 있는 파이프의 경우 보요소를 사용하여 간단히 모델링하는 것이 일반적인데, 파이프의 굴곡부를 직선부와 동일하게 보요소로 모델링 할 경우 실제보다 훨씬 높은 강성을 갖게 되어 비교적 간단하면서도 배기계 진동의 저주파영역(100Hz 이하)에서 신뢰성이 있는 정적 변형 에너지 개념을 사용하여 굴곡부의 강성을 수정하는 연구가 진행되었다.

본 논문에서는 배기계로부터 차체로의 진동 전달 최소화 측면에서 문제가 되는 무부하(Idle) 영역을 포함하는 저주파수대(100Hz이하)에서, 구조물의 변경 및 수정이 용이한 보요소(Bar Element), 집중 질량(Concentrated Mass)요소 및 강체 요소(Rigid Bar)를 사용하여 배기계의 유한 요소 모델을 완성하였다. 그리고, 개발된 배기계 모델을 모우드 해석(Mode Analysis) 및 주파수 응답 함수(Frequency Response Function)를 사용하여 검정을 한다(2년차 예정). 그리고 세안된 모델을 이용하면 벨로우즈의 형상, 설치위치 등을 설계하는 시스템의 개발이 가능하게 된다. 본 연구에서는 상용 유한요소 해석 프로그램인 SDRC/I-DEAS와 MSC/NASTRAN을 사용하여 해석 시스템을 구축한다.

## 2. 본 론

### 2.1 벨로우즈 설계와 배기계 성능

벨로우즈의 설계는 단독으로 완성 될 수 있는 것이 아니라 전체 배기계의 성능이 만족 하도록 교차 검정을 거치면서 이루어 져야 한다. 설계 변수인 강성값과 허용 변형량은 배기계 설계시 엔진의 형식, 배기계의 동특성 등에 의해 제시되는 것으로 설계의 중요한 기준값이 된다. 다음으로 벨로우즈의 1차 설계와 그에 대한 전체 배기계 성능 검정이 끝나면 상세 모델링을 통해 내구성에 대한 시뮬레이션과 성능 검정 시험이 수행되어야 한다. 이러한 과정에 대한 흐름선도가 그림2.1에 주어져 있다.

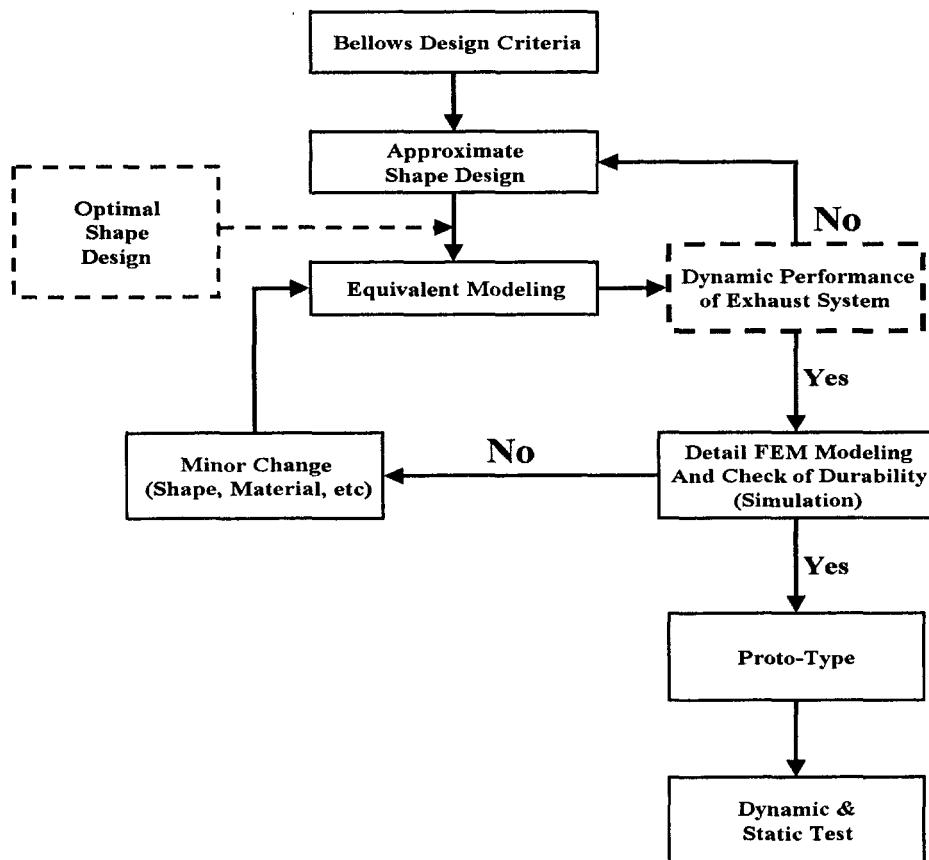


그림 2.1 벨로우즈 형상설계 순서

이때 벨로우즈의 1차 형상설계 후 수행하는 전체 배기계 특성에 대한 만족 여부를 확인

하는 해석 과정에 대한 내용이 그림 2.2에 나타나 있다. 그림 2.2는 상용 프로그램인 IDEAS를 Pre-, post-processor로, NASTRAN을 solver로 하여 FEM에 의해 설계된 벨로우즈를 전체 배기계에 설치했을 때의 효과를 검정하는 과정을 나타낸다. 이 과정에서 벨로우즈를 포함한 모든 배기계의 부속품은 단순한 등가 모델로 대체 된다..

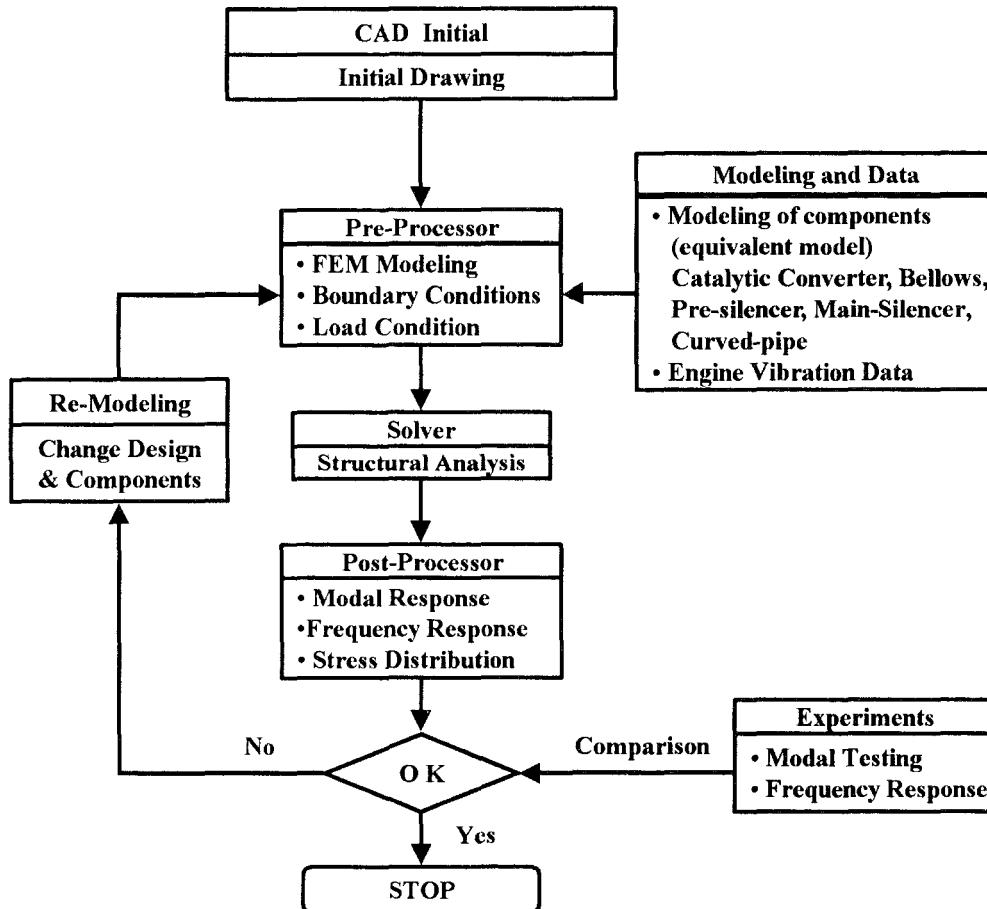
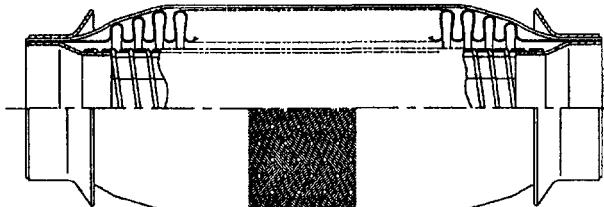


그림 2.2 배기계 진동해석 시스템 구성도그림

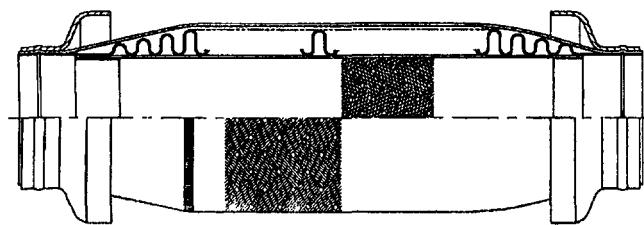
## 2.2 벨로우즈의 형상

벨로우즈는 주변형 방향(또는 설치 방향)에 따라 유연 카플링(flexible coupling 또는 tube)과 디커퀼러(decoupler)로 구분된다(그림 2.3). 유연 카플링은 대개 차체의 길이 방향과 나란하게 설치되어 배기계의 축방향 진동, 축직각 방향 진동, 굽힘 진동을 동시에 흡수하는 기능을 가지고 있다(그림 2.4-a). 반면에 디커퀼러는 주로 엔진의 배기 끝단(engine tail-pipe)에 설치되어 배기계의 축방향 진동을 차단하는 역할을 한다.

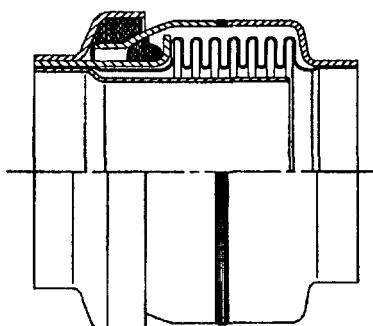
manifold) 바로 뒤에 차체의 길이 방향과 수직으로 설치되어, 주로 축방향 진동을 흡수하는 기능을 갖고 있다(그림 2.4-b). 디카풀러는 유연카풀링에 비해 길이가 짧고 소형이므로 중량이 감소하고, 설치위치와 공간이 절약 되는데 비해 주로 축방향의 진동만 흡수하는 기능을 하므로 자동차의 진동 소음(NVH)특성은 제한된다는 단점을 가지고 있다.



(a) INTERLOCK TYPE

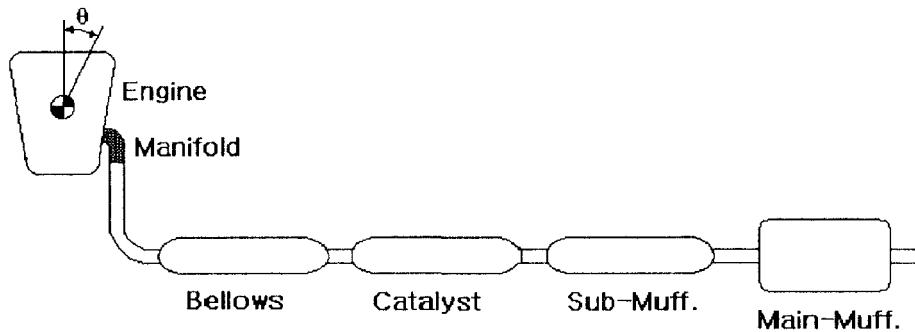


(b) INNER BRAID TYPE

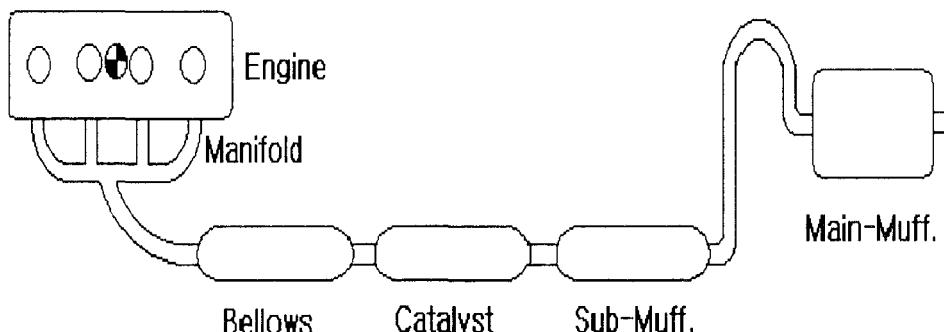


(c) DECOUPLER

그림2.3 Flexible Coupling과 Tube의 형상



(a) 횡방향 설치(Side View)



(b) 종방향 설치(Top View)

그림 2.4 엔진과의 설치 방향

유연 카플링은 내부의 구성요소에 따라 interlock type(그림 2.3-a)과 inner-braid type(그림 2.3-b)으로 구분된다. interlock type은 내부의 interlock이 배기ガ스의 원활한 안내 역할을 하고, 고온의 배기ガ스로부터 벨로우즈를 보호하여 수명을 연장하는 장점을 가진데 반해 굽힘 변형과 축직각 변형에서 inner-braid type에 비해 유연성이 제한되는 약점이 있다. 반면에 후자는 내부에 부착된 inner-braid 메쉬의 다공성으로 배기ガ스의 기류음을 흡수하는 기능과 램핑 기능을 갖고 있어 자동차의 진동 소음 특성에 장점을 가지고 있으며, 동시에 단가가 낮기도 하다.

### 2.3 벨로우즈의 동적변형과 파라메터

벨로우즈의 설계는 궁극적으로 배기계의 진동을 흡수하기 위해 적당한 강성값(stiffness)을 가지도록 재료를 신정하고, 형상의 치수를 결정하는 것이다. 설계시에 고려해야 할 강성이나 변형율 차량의 운동이나 운전 조건과 연관시킴으로서 배기계 해석과정에서 파악될 수가 있다.

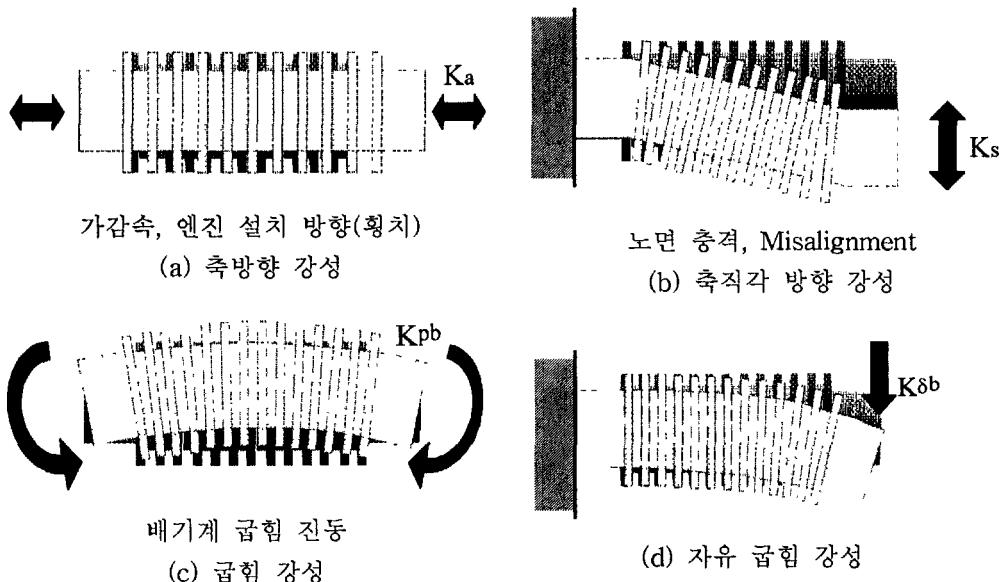
첫째, 벨로우즈의 길이 방향으로의 변형(extension과 compression)으로, 차속의 가감속, 급정지, 급가속에서 주로 발생하는 변형이다. 또한 엔진의 설치 방향과 위치에 따라 공회전(idle) 시에 발생하기도 하며 저주파 진동으로 나타나게 되어 차량의 품질 평가에 있어 중요한 요소로 작용하기도 한다. 이 변형에 대한 강성값은 축방향 강성계수(axial stiffness:  $K_a$ )가 해당된다(그림 2.5-a).

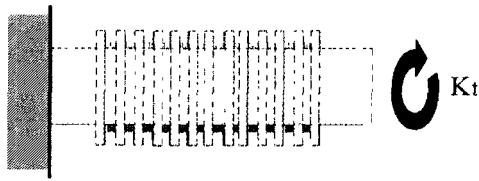
둘째는 벨로우즈의 축직각(lateral) 방향으로의 변형으로, 주로 배기계 설치오차(misalignment)나 거친 노면의 충격하중에 의해 발생한다. 짧은 벨로우즈 보다는 긴 벨로우즈에서, 차체의 길이 방향과 수직으로 설치된 경우보다는 평행하게 설치된 경우에 크게 발생하며 그 강성값은 축직각 강성계수(lateral stiffness:  $K_s$ )가 해당된다(그림 2.5-b).

셋째는 엔진 몸체의 롤링이나 배기계 구조물의 굽힘 변형에 의해서 일어나는 변형으로 배기계 진동의 중요한 부분을 차지한다. 이 경우는 배기계의 동적 모델링 방식에 따라 순수 굽힘(pure bending) 또는 자유 굽힘(free bending) 두 가지로 나누어 고려하기도 한다. 순수 굽힘은 벨로우즈 단면과 나란하게 중심을 지나는 한 축을 중심으로 모멘트를 작용시킬 때의 변형을 말하며, 자유 변형은 벨로우즈의 한쪽 끝단을 고정시키고 다른 한쪽의 끝단에 축방향과 수직으로 하중을 가할 때의 처짐 변형을 말한다. 전자의 경우는 긴 벨로우즈에서, 후자의 경우는 중간 크기와 짧은 벨로우즈에서 주로 발생하며 굽힘 강성계수(bending stiffness:  $K_{pb}$ ,  $K_{fb}$ )가 여기에 해당된다(그림 2.5-c,d).

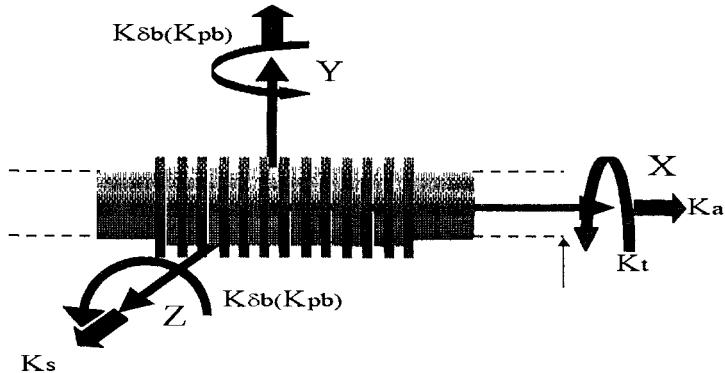
넷째는 비틀림 변형으로 주로 배기계의 형상, 엔진의 형태, 배기계 헹거 설치 위치에서 오는 것으로 벨로우즈 파괴의 주 요인이다. 배기계 부품의 배치나 배기계 헹거의 설치위치와 각도를 조절함으로써 발생하지 않도록 하는 것이 최선의 방책이다. 비틀림 강성계수(torsional stiffness:  $K_t$ )가 여기에 해당된다(그림 2.5-e).

그림 3.3-f는 전체 배기계 해석을 위한 모델링시 벨로우즈를 질량과 강성으로 간단화 할 때 그 해당 강성값을 나타낸다.





(e) 비틀림 강성



(f) 배기계 모델링과 벨로우즈의 강성계수

그림 2.5 벨로우즈 강성과 배기계 전동과의 관계

## 2.4 벨로우즈의 설계 제원

벨로우즈의 설계시 제시되어야 할 제원은 다음과 같다.

첫째, 벨로우즈의 변형 한계로 축방향 최대 인장 및 압축량, 최대 전단 변형량, 최대 굽힘 각도 및 변위량, 최대 비틀림 변형량으로, 가장 중요한 변형량은 축방향 변형 곡선의 knee point (또는 reflection point)이다. 이 한계점은 벨로우즈의 부속품 중 벨로우즈를 보호하기 위해 부착되는 브레이드(braid)의 축방향 변위에 의해 제한된다(그림 2.6).

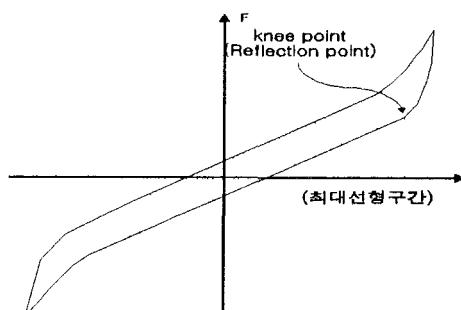


그림 2.6 벨로우즈의 강성계수

- 둘째, 엔진 사양과 운전 조건, 즉 실린더 수와 실린더 배열 형태, 엔진의 설치 형식(차체 축에 대하여 횡방향과 종방향), 배기가스의 온도, 배기량
- 셋째, 가스 허용 누설량, 배압이 걸리지 않는 배기관의 최소 직경
- 네째, 벨로우즈의 장착 조건을 나타내는 배치도(lay-out)
- 다섯째, 벨로우즈의 내구 수명 시험조건(배기가스온도, 가진조건-방향, 변위, 속도)
- 여섯째, 구성 요소별(벨로우즈, 캡, 내부 및 외부 브레이드, 슬리브, 외부 보호제)의 재질 등이 있으며, 마지막으로 배기계의 구조물 진동영역인 200Hz이내에서의 공진 주파수의 최소화가 있다.

## 2.5 벨로우즈의 등가 모델링

벨로우즈는 그림 2.7과 같이 여러 개의 파형으로 이루어져 있는 데 그 것은 사용 목적에 따라 다양한 형상을 하고 있지만 차량의 배기계에 사용되는 벨로우즈의 경우 U형 또는  $\Omega$ 형을 하고 있는 것이 대부분이다. 이와 같이 복잡한 기하학적 형상 때문에 배기계의 성능 해석이나 벨로우즈 설계에서 실물을 그대로 모델링하게 되면 시간과 경비가 많이 소요될 뿐만 아니라 현장의 실무자가 이용하는 데는 전문적인 지식이 요구되므로 많은 문제점을 안고 있기도 하다. 따라서 본 과제에서는 등가 원통셀과 등가 원통 보로 모델링하여 배기계 시스템의 해석과 벨로우즈 설계를 단순화 하고자 한다.

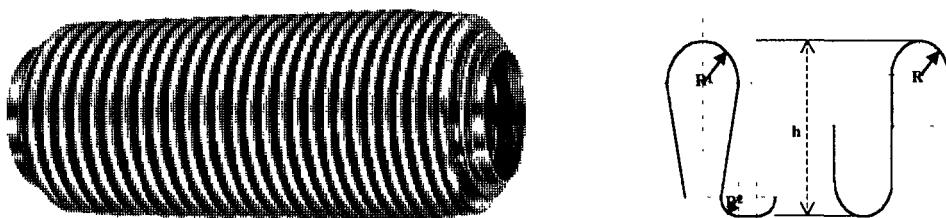
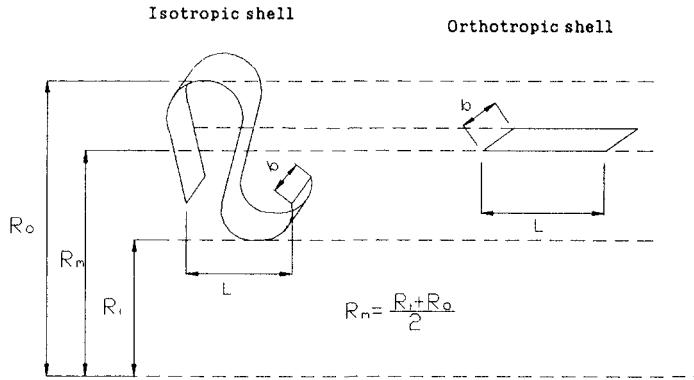


그림 2.7 벨로우즈의 형상과 단면

### 1) 직교이방성 셀요소를 이용한 모델링 기법<sup>(6)</sup>

$\Omega$ 형 파형을 대상으로 한 개의 파형에 대한 일정한 강성값을 얻고, 그것을 이용하여 파형의 개수에 관계없이 벨로우즈 전체를 모델링하고자 한다. 그림 2.7의 벨로우즈를 원통셀로 가정할 경우 축방향 강성은 원주방향 강성값에 비해 아주 유연하므로 직교 이방성의 원통셀로 모델링하는 것이 타당한 것으로 알려져 있다.

먼저 한 주기의 벨로우즈를 원주 방향으로 잘라 내어 그림 2.8에서처럼 수평으로 가정한 단순모델을 이용해서 강성을 평가한다, 이는 실제 상세모델링시 4절점요소가 수평하다고 가정할 수 있기 때문이다.

그림 2.8  $\Omega$ 형 벨로우즈와 직교이방성 셀의 단순 FEM모델

여기서, x축을 축방향, y축을 원주방향이라 하고 x, y축을 가리키는 첨자를 1,2라 하면 직교 이방성 재료의 스트레스, 스트레인 관계식은 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{E_1}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} & \frac{\nu_{21}E_1}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} & 0 \\ \frac{\nu_{12}E_2}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} & \frac{E_2}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} & 0 \\ 0 & 0 & G_{12} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma \end{Bmatrix} \quad (2.1)$$

따라서, 이방성 모델링은 이방성 재료의 물성치 ( $\frac{E_1}{1 - \nu_{12}\nu_{21}}$ ,  $\frac{E_2}{1 - \nu_{12}\nu_{21}}$ ,  $G_{12}$ )를 구하는 문제로 귀결 된다. 이를 물성치를 구하기 위하여 벨로우즈의 기하학적 형상, 역학적 현상을 고려하여 x축 방향, y축 방향, 전단 강성에 해당하는 경계 조건을 각각 그림 2.9-a, b, c와 같이 설정한다. 이 때 A,B,C,D는 네면의 단면을 가리키고 계산에 사용된 미소 모델의 제원은 다음과 같다.

단면 두께, $t$ : 0.6 mm	한 광장의 길이, $L$ : 22.95 mm
단면 폭, $b$ : 3.0 mm	윗부분 반경, $R_1$ : 3.1 mm
산의 높이, $h$ : 12.3 mm	아래 반경, $R_2$ : 1.8 mm
전체 노드수 : 32개	

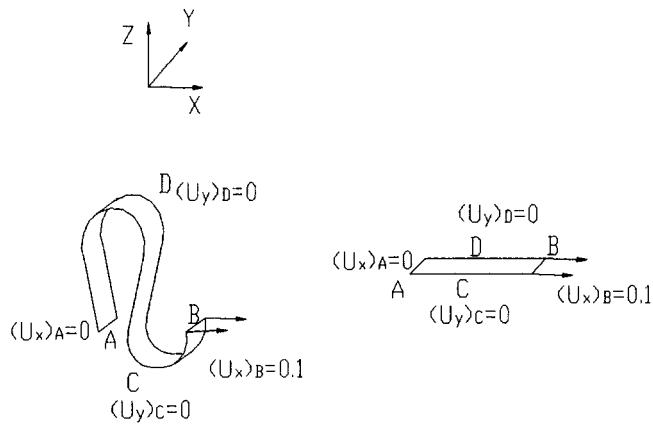


그림 2.9-a 축방향 강성 평가를 위한 경계 조건

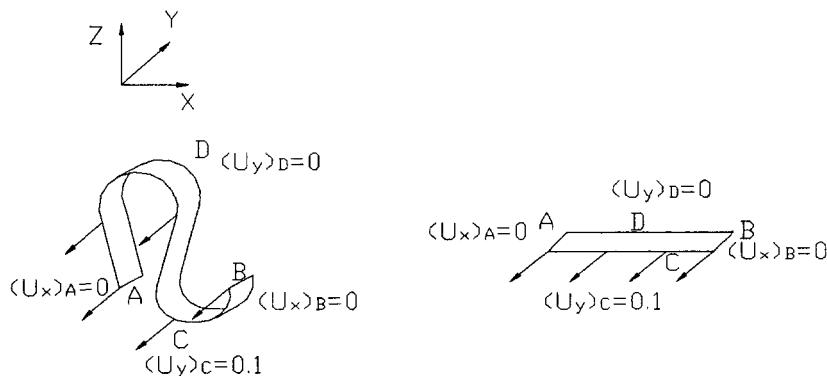


그림 2.9-b y축방향 강성 평가를 위한 경계 조건

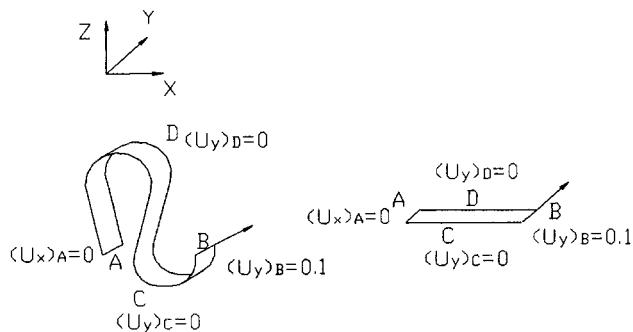


그림 2.9-c 전단강성 평가를 위한 경계 조건

### ⓐ x축 방향 강성

단일 파형에 대하여 상세 모델링을 행하고 그림 2.9-a와 같은 경계조건을 적용한다. A면은 x축방향 변위, x 및 z축 회전변위, 또 전체 강체 모드를 없애기 위해 z축방향 변위를 0로 둔다. B면은 x축방향 변위를 0.1(mm)를 제외하면 A면과 같은 경계조건을 가진다. C, D면은 x, z축 회전변위를 0로 하고  $\varepsilon_y$ 를 없애고 반력을 얻기 위해 y축 변위를 0로 둔다.

단면 B의 절점에서 x방향 힘,  $F_x$ 와 C면(혹은 D면)의 y방향 합력인  $F_y$ 를 구하여 이 합력을 직교이방성 셀로 등가화 시키면 평균 응력  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ 가 구해진다. 또 B, C, D면에 임의로 주어진 변위를 이용하여 변형율을 구한다. 여기서 구한 응력과 변형율을 식(2.1)에 대입하면  $\frac{E_1}{1-\nu_{12}\nu_{21}}$ ,  $\frac{\nu_{12}E_1}{1-\nu_{12}\nu_{21}}$  를 구할수 있다

### ⓑ y축 방향의 강성

그림 2.9-b와 같이 경계조건을 준다. A, B면의 x방향 변위 및 회전변위, z방향 변위 및 회전변위를 0로 둔다. 또 C면에는 y축방향으로 일정한 변위 0.1mm를 주고 D면의 y축방향 변위는 0으로 한다. C, D면의 x, z축의 회전변위는 0로 한다.

x축방향과 마찬가지로 단면 B의 절점에서의 x방향 힘,  $F_x$ 와 C면(혹은 D면)의 합력,  $F_y$ 를 구하고 이 합력을 직교 이방성 셀에 등가화 시키면 평균응력  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ 를 구할 수가 있다. 또 B, C면에 임의로 주어진 변위를 이용하여 변형율도 구한다. 여기서 구한 응력과 변형율을 식(2.1)에 대입함으로써  $\frac{E_2}{1-\nu_{12}\nu_{21}}$ ,  $\frac{\nu_{21}E_1}{1-\nu_{12}\nu_{21}}$  를 구할수 있다.

위의 두 경우에서 구한 네 개의 값을 연립으로 풀면  $E_1, E_2, \nu_{12}, \nu_{21}$ 를 구할 수가 있다. 이 값은 직교이방성 재료의 성질인  $\nu_{21}E_1 = \nu_{12}E_2$ 를 만족한다는 사실을 알 수 있다.

### ⓒ 이방성 전단 탄성계수

비틀림 변형을 주기 위해 그림 2.9-c와 같이 A면은 고정하고 B면은 y방향으로 0.1mm의 균일한 변위를 가하고, C, D면은 x방향 변위를 0으로 한다. 그리고 모든면의 x방향 회전변위를 구속하고 강체모드를 제거하고 위해 A, B면의 z방향 변위를 0으로 한다. 여기서는 B면 절점의 y방향 합력  $F_y$ 를 계산하면  $\tau$ ,  $\gamma$ 를 계산할 수 있고 이것을 식2.1에 대입하면  $G_{12}$ 가 구해진다.

이상 3가지 경우를 고려하여 구해진 모든 값을 정리하면 표2.1에 주어진 것과 같다.

표2.1 이방성 요소의 강성값

$\frac{E_1}{1 - \nu_{12}\nu_{21}}$	$\frac{\nu_{12}E_2}{1 - \nu_{12}\nu_{21}}$	$\frac{E_2}{1 - \nu_{12}\nu_{21}}$	$\frac{\nu_{21}E_1}{1 - \nu_{12}\nu_{21}}$
$(mN/mm^2)$	$(mN/mm^2)$	$(mN/mm^2)$	$(mN/mm^2)$
$1.228 \times 10^5$	$3.608 \times 10^4$	$8.336 \times 10^8$	$3.617 \times 10^4$
$E_1$ $(mN/mm^2)$	$E_2$ $(mN/mm^2)$	$\nu_{12}$	$\nu_{21}$
$1.230 \times 10^5$	$8.336 \times 10^8$	$4.359 \times 10^{-5}$	0.294
$G_{12}$ $(mN/mm^2)$			
			$1.209 \times 10^6$

최종적으로 이 결과를 이용하여 양단 자유 조건의 실제 벨로우즈와 직교 이방성 원통셀의 진동해석 결과를 비교해 보면 다음과 같다. 대상 벨로우즈는 전산기의 계산 능력을 고려하여 3개의 산으로 구성된 것을 이용하였다.

이 때 적용되는 물성치 중 밀도는 벨로우즈와 직교 이방성 원통셀의 질량이 같아 지도록, 즉,  $m_{orth} = m_{bel}$ ,  $\rho_{orth} = \rho_{bel}V_{bel}/V_{orth}$ 로 수정하였다(표2.2). 이를 물성치를 이용하여 대상 벨로우즈와 등가 원통 셀에 대한 2가지 모우드에 대한 해석 결과가 표 2.3에 주어져 있다. 이 결과로부터 축방향 강성이 축방향 모우드와 저차의 굽힘 모우드에 지배적인 영향을 마치고 있음을 알 수 있다.

표 2.2 직교이방성 셀의 물성치

	$G_{12}$ $(mN/mm^2)$	$\rho$ $(kg/mm^3)$	Length (mm)
Ortho. Shell	$1.209 \times 10^6$	$3.190 \times 10^{-5}$	22.95
$E_1$ $(mN/mm^2)$	$E_2$ $(mN/mm^2)$	$\nu_{12}$	$\nu_{21}$
$1.230 \times 10^5$	$8.336 \times 10^8$	$4.359 \times 10^{-5}$	0.294

표2.3 벨로우즈와 직교이방성 셀의 양단자유시 고유진동수 비교

	$f_a$ (Accordian mode)	$f_b$ (bending mode)
bellows (sample A)	1340.834 Hz	1296.861 Hz
Isotropic shell (sample A)	1315.33 Hz (1.9%)	1298.12 Hz (0.097%)

## 2.6 보요소를 이용한 모델링(16)

### 1) 축 방향 강성 계산

MSC/NASTRAN의 사변형 셀요소인 CQUAD4를 이용하여 벨로우즈의 단면을 그림2.10과 같이 모델링 한다. 벨로우즈 한쪽 끝단의 x,y,z방향 변위를 고정하고, 다른 한쪽 끝단의 중심에 한 개의 노드(Node)를 추가하여 원주상 노드와 강체보 요소(RBE2 Beam)로 연결하고, 첨가한 노드에 축방향으로 힘을 가하여 식 (2.2)에 의해 축방향 강성값을 구한다. 벨로우즈와 등가보에 대한 결과치가 표 2.4에 나타나 있다.

$$E_{axi} = \frac{FL}{A\delta} \quad (2.2)$$

여기서,  $E_{axi}$  = 축방향 강성값  $F$  = 축방향 하중

$L$  = 벨로우즈 길이  $\delta$  = 변형량

$A$  = 단면적 ( $= 2\pi R_m t$ ),  $R_m$  = 벨로우즈 평균 반경

$t$  = 두께

표2.4 벨로우즈와 축 방향 등가보의 물성치

	E ( mN/mm <sup>2</sup> )	G ( mN/mm <sup>2</sup> )	$\nu$	$\rho$ ( Kg/mm <sup>3</sup> )	Thickness ( mm)	Length ( mm)
Bellows (QUADA4)	$2.082 \times 10^8$	$8.02 \times 10^7$	0.29	$7.82 \times 10^{-6}$	0.6	7.65
Eq. Beam (CBAR)	$1.176 \times 10^5$	$4.558 \times 10^4$	0.29	$3.19 \times 10^{-5}$	0.6	7.65

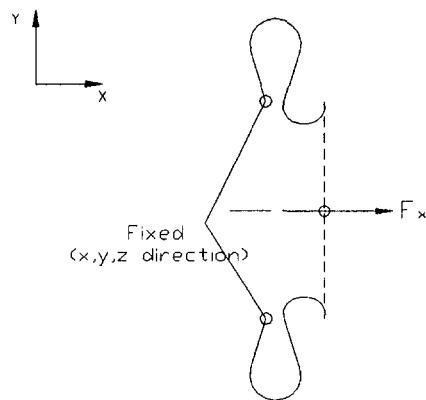


그림2.10 벨로우즈의 축방향 강성(x, y, z 변위 고정)

## 2) 굽힘 강성

MSC/NASTRAN의 사변형 셀요소인 CQUAD4를 이용하여 벨로우즈의 단면을 그림2.11과 같이 모델링하였다. 여기서, 벨로우즈의 한쪽 끝단은 x,y,z방향 변위를 고정하고, 다른 한쪽 끝단의 중심에 한 개의 노드를 추가하여 원주상 노드와 강체보 요소(RBE2 Beam)로 연결하였다. 그리고, 추가한 노드에 Z방향의 모멘트를 가함으로써 식(2.3)에 의해 굽힘 방향 강성값을 구하였으며 그 결과는 표 2.5에 주어져 있다.

$$E_{Bend} = \frac{M_b L}{I \phi} \quad (2.3)$$

여기서,  $E_{bend}$  = 굽힘 방향 강성값  $M_b$  = 굽힘 모멘트

$\phi$  = 각 회전량  $I$  = 단면 계수 ( $= \pi R_m^3 t$ )

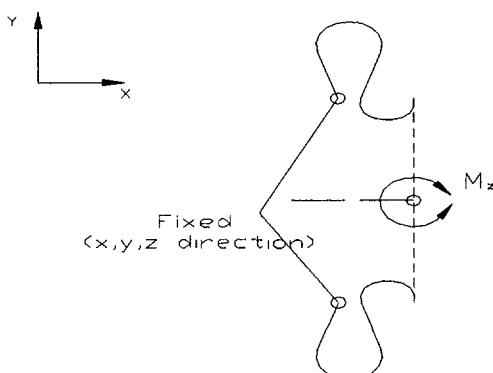


그림2.11 벨로우즈의 굽힘 강성(x, y, z 변위 고정)

표2.5 벨로우즈와 굽힘 등가보의 물성치

	E ( mN/mm <sup>2</sup> )	G ( mN/mm <sup>2</sup> )	$\nu$	$\rho$ (Kg/mm <sup>3</sup> )	Thickness ( mm)	Length ( mm)
Bellows (QUADA4)	$2.082 \times 10^8$	$8.02 \times 10^7$	0.29	$7.82 \times 10^{-6}$	0.6	7.65
Eq. Beam (CBAR)	$1.241 \times 10^5$	$4.810 \times 10^4$	0.29	$3.19 \times 10^{-5}$	0.6	7.65

## 3) 비틀림 강성

MSC/NASTRAN의 사변형 셀요소인 CQUAD4를 이용하여 벨로우즈의 단면을 그림2.12와 같이 모델링 한다. 여기서, 벨로우즈의 한쪽 끝단은 고정하고, 다른 한쪽 끝단의 중심에 한 개의 노드를 추가하여 원주상 노드와 강체보 요소(RBE2 Beam)로 연결하고, 추가한 노드에 x방향의 토크를 가하여 식 (2.4)에 의해 비틀림 방향 강성값을 구하면 그 결과는 표 2.6과 같다.

$$G = \frac{M_t L}{J\phi} \quad (2.4)$$

여기서,  $G$  = 비틀림방향 강성값       $M_t$  = 비틀림 모멘트

$\phi$  = 각 회전       $J$  = 극 단면 계수 ( $= 2\pi R_m^3 t$ )

표2.6 벨로우즈의 비틀림 등가보의 물성치

	E ( mN/mm <sup>2</sup> )	G ( mN/mm <sup>2</sup> )	$\nu$	$\rho$ (Kg/mm <sup>3</sup> )	Thickness ( mm)	Length ( mm)
Bellows (QUADA4)	$2.082 \times 10^8$	$8.02 \times 10^7$	0.29	$7.82 \times 10^{-6}$	0.6	7.65
Eq. Beam (CBAR)	$4.912 \times 10^7$	$1.904 \times 10^7$	0.29	$3.19 \times 10^{-5}$	0.6	7.65

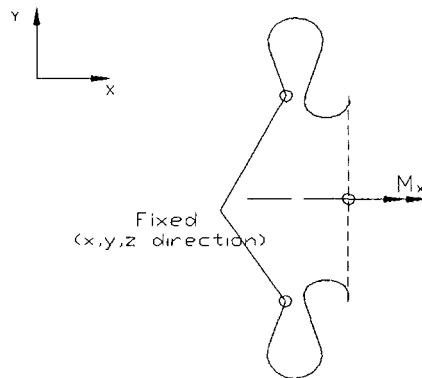


그림2.12 벨로우즈의 비틀림 강성(x, y, z변위 및 x, y, z축 회전 고정)

표2.4과 표2.5의 해석결과를 보면, 등가보의 축방향 강성값과 굽힘방향 강성값이 큰 차이가 없다는 것을 알 수 있다. 이 결과로부터, 저차의 축 및 굽힘 방향 모드를 지배하는 강성값은 벨로우즈의 축방향 강성값이라는 것을 알 수 있다. 따라서, 위에서 구한  $E_{axi}$ 와  $E_{bend}$ 의 평균값(표2.7)을 이용하여 벨로우즈를 등가보로 모델링하였다.

표2.7 벨로우즈와 축 및 굽힘 등가보의 물성치

	$E_{Mean}$ ( $mN/mm^2$ )	$G$ ( $mN/mm^2$ )	$\nu$	$\rho$ ( $Kg/mm^3$ )	Thickness (mm)	Length (mm)
Bellows (QUAD4)	$2.082 \times 10^8$	$8.02 \times 10^7$	0.29	$7.82 \times 10^{-6}$	0.6	7.65
Eq. Beam (CBAR)	$1.209 \times 10^5$	$1.904 \times 10^7$	0.29	$3.19 \times 10^{-5}$	0.6	7.65

표2.8 Euler beam( $k=\infty$ )으로 등가화했을때의 양단자유고유진동수 비교

	$k = \infty$ ( $k$ : shear factor)	
	$f_a$ (accordian mode)	$f_b$ (bending mode)
Bellows (QUAD4)	1340.834 Hz	1296.861
Eq. beam (CBAR)	1335.2 Hz (0.42 %)	4868.44 Hz (275.4 %)

표2.8는 양단 자유단으로 3개의 산으로 구성된 벨로우즈를 등가보에 의한 해석과 비교한 것으로 등가화된 보모델의 경우, 굽힘모드에서 많은 오차가 발생하였다. 이 방법은 등가화된 보모델은 매우 낮은 강성값을 가지므로 보모델의 길이(L)가 반경(R)에 비해 짧은 경우나 해석하고자 하는 주파수 영역이 높은 경우에 굽힘변형시 전단변형(shear deformation)의 영향이 커지게 되기 때문이다. 따라서 Timoshenko 보이론의 적절한 전단수정계수(shear correction Factor : k)를 이용하여 전단변형의 영향을 고려하여야 한다.

## 2.7 Timoshenko 보 이론을 이용한 등가보 모델링

벨로우즈의 등가 보모델은 매우 낮은 강성값을 가지므로, 보의 길이(L)가 반경(R)에 비해 짧은 경우나 해석하고자 하는 주파수 영역이 높은 경우에 굽힘 변형시 전단 변형(Shear Deformation)의 영향이 커지게 된다. 그러므로, 이러한 전단 변형의 영향을 고려하지 않으면 굽힘변형시 셀이론치와 큰 차이를 보이게 된다(Euler 보). 이를 보정하기위하여 Gontkevich에 의해서 제안된 등방성 원통셀의 특성 방정식과 전단 변형의 영향을 고려한 Timoshenko 보의 특성 방정식을 이용하여 관심주파수대(100Hz이하)에서 전단 수정 계수(Shear Correction Factor), k값을 계산한다.

### 1) 등방성 원통셀의 분산 관계식

본 논문에서는 등가화된 보와 동일한 형태의 등방성 원통셀의 분산 관계식을 Gontkevich에 의하여 제시된 특성 방정식을 이용하고자 한다. Gontkevich는 Rayleigh-Ritz 방법을 이용하여 여러 가지 경계 조건을 갖는 경우의 등방성 원통셀의 고유 진동수를 구하였는데, 모든 형상 함수는 다음과 같이 가정하였다.

$$\begin{aligned} u &= A_m X'_m(x) \cos n\theta \cos \omega t \\ v &= B_m X_m(x) \sin n\theta \cos \omega t \\ w &= C_m X_m(x) \cos n\theta \cos \omega t \end{aligned} \quad (2.5)$$

여기서,  $u$  = 축방향 변위,  $v$  = 원주 방향 변위

$w$  = 반경 방향 변위,  $x$  = 축방향 좌표

$\theta$  = 원주 방향 좌표

$A_m, B_m, C_m$  : 진폭 계수(Amplitude Coefficients)

$X_m, X'_m$  : 보의 m차 고유함수(mth eigen-function of a beam)

위의 형상 함수를 사용하여, Gontkevich에 의해 유도된 등방성 원통셀의 특성 방정식은 다음과 같다.

$$\Omega^6 - K_2 \Omega^4 + K_1 \Omega^2 - K_o = 0 \quad (2.6)$$

여기서  $\Omega^2 = \frac{\rho R^2(1 - \nu^2)\omega^2}{E}$  : 주파수 매개 변수(Frequency Parameter)

$$\begin{aligned} K_2 &= \frac{\mu_m^2}{\delta_m} + \frac{1}{2}(3 - \nu)n^2 + 1 + \frac{1}{2}(1 - \nu)\delta_m\mu_m^2 \\ \delta_m K_1 &= (\mu_m^2 + \frac{1}{2}(1 - \nu)\delta_m n^2)(n^2 + \frac{1}{2}(1 - \nu)\delta_m\mu_m^2 + 1) \\ &\quad + \frac{1}{2}(1 - \nu)\delta_m\mu_m^2 - \nu^2\gamma^2\mu_m^2 \\ &\quad - n^2\mu_m^2[-\frac{\mu_m}{2} + \nu(\gamma_m + \frac{1}{2}\delta_m)]^2 \\ \delta_m K_0 &= \frac{1}{2}(1 - \nu)\delta_m\mu_m^4(1 - \gamma_m^2\nu_m) , \quad \mu_m = \frac{R\varepsilon_m}{L} \\ R, L &: 반경(Radius), 길이(Length), \\ \omega, \lambda &: 각진동수(Circular Frequency), 파동수(Wave Number) \\ \delta_m, \gamma_m, \varepsilon_m &: 표2.9 참조. \end{aligned}$$

Gontkevich에 의해서 제안된 등방성 원통셸의 특성 방정식을 양끝단 경계 조건이 Shear Diaphragm-Shear Diaphragm(SD-SD :반경 및 원주 방향의 변위가 없는 경우)이고, 보형태의 변형을 갖는  $n=1$ 인 해에 대해 특성 방정식을 유도하면 식 (2.7)과 같다. 이때, 분산 관계식의 해는  $\Omega^2$ 에 대한 3차식의 근을 구함으로써 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} &\Omega^6 - \Omega^4(H_1 + H_2 + H_3) + \\ &+ \Omega^2[H_1H_2 + H_1H_3 + H_2H_3 - \nu^2\lambda^2 - 1 - \frac{\lambda^2}{4}(1 + \nu)^2] \\ &- [H_1H_2H_3 + \nu\lambda^2(1 + \nu) - H_1 - \nu^2\lambda^2H_2 - \frac{\lambda^2}{4}(1 + \nu)^2H_3] = 0 \end{aligned} \quad (2.7)$$

여기서,  $\Omega^2 = \frac{\rho R^2(1 - \nu^2)\omega^2}{E}$

$$\lambda^2 = (\frac{Rm\pi}{L})^2 = \omega R \sqrt{\frac{2\rho}{E}}$$

$$H_1 = \lambda^2 + \frac{1}{2}(1 - \nu)$$

$$H_2 = \frac{\lambda^2}{2}(1 - \nu) + 1$$

$$H_3 = 1$$

m		SD - SD	Clamped - Clamped	Clamped - Free	Free - Free	Clamped - SD	SD - Free
0	$\delta_m$	-	-	1.321886	-	-	-
		1.0	0.549880	1.471208	2.211601	0.723422	1.742905
		1.0	0.746684	1.252875	1.766169	0.856926	1.422809
		1.0	0.818051	1.181963	1.545592	0.902022	1.293787
		1.0	0.858553	1.141465	1.424419	0.925136	1.224722
		1.0	0.884240	1.115749	1.347244	0.939525	1.18199
>5		1.0	$1 - \frac{2}{(m+1/2)\pi}$	$1 + \frac{2}{(m+1/2)\pi}$	$1 + \frac{6}{(m+1/2)\pi}$	$1 - \frac{3}{(m+1/4)\pi}$	$1 + \frac{3}{(m+1/4)\pi}$
0	$r_m$	$-\delta_m$	$-\delta_m$	0.244094	-	-	-
				-0.603337	-0.549879	-	-0.723422
				-0.744024	-0.744024	-	-0.902022
				-0.818169	-0.818051	$-\delta_m$	-0.902022
				-0.858524	-0.858533	-	-0.925136
				-0.869100	-0.884229	-	-0.939525
>5				$-1 + \frac{2}{(m+1/2)\pi}$	$1 + \frac{2}{(m+1/2)\pi}$		$-1 + \frac{1}{(m+1/4)\pi}$
0	$\epsilon_m$	$m\pi$	$\frac{(2m+1)}{2}\pi$	1.875104	-	-	-
				4.73004	4.69409	4.73004	3.92660
				7.853204	7.854757	7.853204	7.06858
				10.995608	10.995541	10.995608	10.2102
				14.137166	14.137168	14.137166	13.3518
				17.27876	17.27880	17.27876	16.4934
>5						$\frac{(4m+1)}{4}\pi$	$\frac{(4m+1)}{4}\pi$

표2.9 원통셀의 특성 방정식의 상수값

(단, SD는 shear doaphram의 약자로 반경 및 원주방향의 변위가 0이고, 축방향의 하중이 없는 경우를 의미한다.)

## 2) Euler & Timoshenko 보의 분산 관계식

Euler보의 운동방정식은 Timoshenko가 제시한 이론에서 전단 변형과 회전관성의 항을 제거하면 되므로, Timoshenko가 제시한 보이론을 이용하여 운동방정식을 구하면 다음과 같다.

$$EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - \rho I \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial t^2} - \frac{EI\rho}{kG} \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial t^2} = 0 \quad (2.8)$$

여기서,  $w$  : 횡 방향 변위

$k$  : 전단수정계수(Shear Correction Factor)

양단이 경계조건 단순 지지인 경우에 대해서 식 (2.8)의 해를 구하기 위해 모우드 형상 함수를 다음과 같이 가정하였다.

● 단순지지 경계 조건 ;  $EI \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} = w = 0$

● 모우드 형상함수 ;  $w(x, t) = C_m \sin \frac{m\pi x}{L} \cos \omega_m t$  (2.9)

위의 모우드 형상함수는  $x=0$ 과  $x=L$ 에서 경계조건을 만족한다. 여기서  $C_m$ 은 상수이고,  $\omega_m$ 은  $m$ 번째 고유진동수이다. 식 (2.9)을 식 (2.8)에 대입하여 특성 방정식을 얻었다.

$$\omega_m^2 \left[ 1 + \left( 1 + \frac{E}{kG} \right) \frac{m^2 \pi^2 r^2}{L^2} \right] - \frac{\alpha^2 m^4 \pi^4}{L^4} = 0 \quad (2.10)$$

여기서,  $\alpha^2 = \frac{EI}{\rho A}$ ,  $r^2 = \frac{I}{A}$

그러므로, 식 (2.10)로부터 Timoshenko 보이론에 대한 고유 진동수는 다음과 같다.

$$\omega_m^2 = \frac{\alpha^2 m^4 \pi^4}{L^4 \left[ 1 + \left( 1 + \frac{E}{kG} \right) \frac{m^2 \pi^2 r^2}{L^2} \right]} \quad (2.11)$$

식 (2.11)에서 전단변형과 회전관성의 영향을 모두 고려하지 않은 Euler 보이론에 의한 고유 진동수는 다음과 같이 표현된다.

$$\omega_m^2 = \frac{\alpha^2 m^4 \pi^4}{L^4} \quad (2.12)$$

일반적으로, 전단수정계수  $k$ 는 사각형 단면에 대해서  $5/6$ , 원형단면에 대해서는  $9/10$ 이고, 얇은 파이프형 단면에 대해서는  $1/2$ 을 사용한다.

또한, 식 (2.8)에서 새로운 진동 매개 변수(Frequency Parameter :  $\Omega$ )를 사용하여, Euler-Bernoulli 보와 Timoshenko 보의 분산 관계식(Dispersion Relation)을 구하면 다음과 같다.

#### ► Euler 보이론의 분산 관계식

$$\Omega = \sqrt{\frac{1-\nu^2}{2}} \lambda^2$$

$$\lambda^2 = \left( \frac{R m \pi}{L} \right)^2 = \omega R \sqrt{\frac{2\rho}{E}} \quad (2.13)$$

▶ Timoshenko 보이론의 분산 관계식

$$\Omega = \frac{\sqrt{\frac{1-\nu^2}{2}}\lambda^2}{\sqrt{1 + \frac{1}{2}\left(1 + \frac{E}{kG}\right)\lambda^2}}$$

$$\lambda^2 = \left(\frac{Rm\pi}{L}\right)^2 = \omega R \sqrt{\frac{2\rho}{E}} \quad (2.14)$$

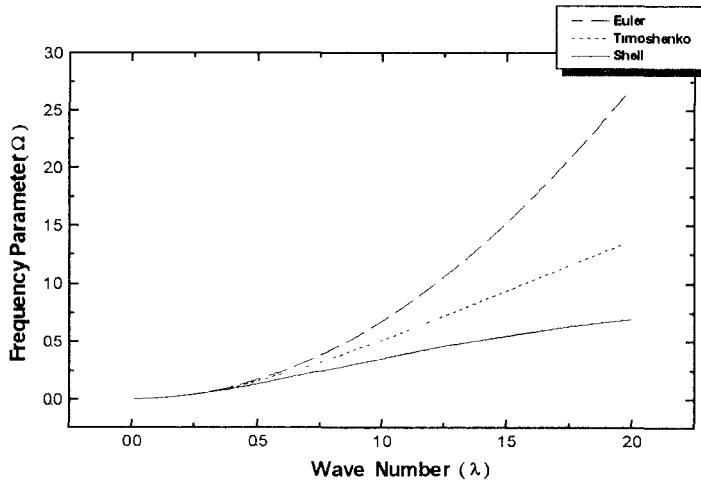


그림2.13 파수( $\lambda$ )에 따른 각 이론의  $\Omega$ 값 비교

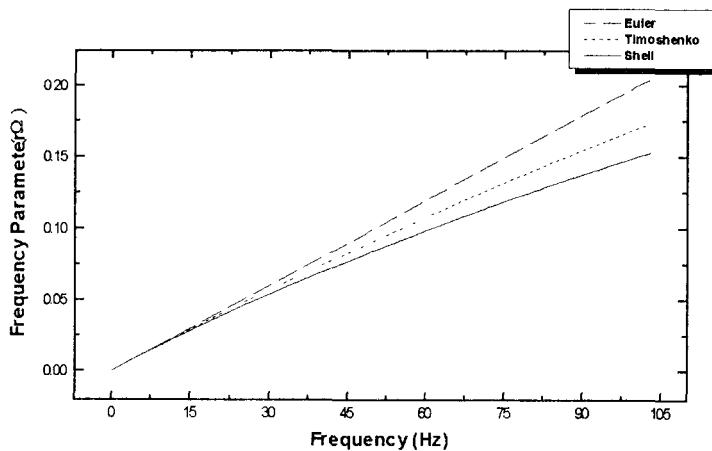


그림2.14 주파수에 따른 각 이론의  $\Omega$ 값 비교

그림2.13과 그림2.14는 식 (2.7), (2.13), (2.14)의 계산 결과를 나타낸 것이다. 이 때 Timoshenko 보이론에 의한 분산 관계식을 이용하여, 관심 영역의 파의 개수( $\lambda$ ) 혹은 주파수 영역에서 진동매개변수( $\Omega$ )가 일치하도록  $k$ 값을 계산할 수 있다(표 2.10).

표2.10 벨로우즈와 등가보의 양단 자유 고유 진동수 비교

	$f_a$ (accordian mode)	$f_b$ (bending mode)
Bellows (QUAD4)	1340.864 Hz	1296.861 Hz
Eq. Eeam of sample A ( $k = 0.0016$ )	1335.2 Hz (0.422 %)	1297.63 Hz (0.0593 %)

(  $k$  : 전단 수정계수 )

주의) 여기서의 전단 수정계수  $k$  값은 굽힘 모드(Bending Mode) 및 비틀림 모드(Torsional Mode)<sup>[Table 6.5]</sup>를 동시에 고려하여 구한 값이다.

### 3. 벨로우즈의 설계

본절에서는 벨로우즈의 형상 변수와 강성값 사이의 관계를 구하여 벨로우즈의 근사설계를 위한 근거를 마련한다. 앞절에서 유도된 이방성 등가원통셀을 이용하여 산수( $n$ ), 두께( $t$ ), 산높이( $h$ ), 반경( $R$ ), 피치( $L$ )의 변화에 따른 축방향, 자유굽힘, 순수굽힘, 전단, 비틀림 강성계수를 계산하여 각각의 연관관계를 유추한다. 그 중 산수( $n$ )과 두께( $t$ )의 변화에 따른 강성계수의 변화가 표3.1과 3.2, 그림3.1~3.5에 나타나 있다.

표3.1 산수의 변화에 따른 강성값의 변화

산수	축방향 ( $mN/mm$ )	자유굽힘방향 ( $mN \cdot m/rad$ )	비틀림방향 ( $mN \cdot m/rad$ )	순수굽힘방향 ( $mN \cdot m/rad$ )	전단방향 ( $mN/mm$ )
1	2.07E06	2.38E09	1.54E10	2.38E09	7.14E06
6	3.45E05	3.93E08	2.71E09	3.97E08	5.79E05
12	1.73E05	1.98E08	1.36E09	1.98E08	1.14E05
18	1.15E05	1.31E08	9.03E08	1.32E08	3.73E04
24	8.70E04	9.9E07	6.41E08	1.00E08	1.65E04
30	6.92E04	7.94E07	5.42E08	8.47E07	8.66E03
36	5.78E04	6.62E07	4.55E08	6.61E07	8.36E03

피치( $p$ ) = 7.65 mm, 두께( $t$ ) = 0.6 mm, 반경 ( $R_m$ ) = 34.0 mm

표3.2 두께의 변화에 따른 강성값의 변화

두께	축방향 (mN/mm)	자유굽힘방향 (mN · m/rad)	비틀림방향 (mN · m/rad)	순수굽힘방향 (mN · m/rad)	전단방향 (mN/mm)
0.4	2.57E04	2.95E07	3.14E08	2.73E07	5.06E3
0.5	5.00E4	5.74E07	5.2E08	5.73E07	9.80E03
0.6	8.64E04	9.92E07	6.41E08	9.92E07	9.77E03
0.7	1.37E05	1.57E08	8.99E08	1.57E08	1.65E04
0.8	2.03E05	2.33E08	1.14E09	2.34E08	2.6E04
0.9	2.89E05	3.31E08	1.39E09	3.31E08	3.84E04
1.0	3.93E05	4.50E08	1.66E09	4.51E08	7.25E04

피치(p) = 7.65 mm, 산 수(n) = 24, 반경( $R_m$ ) = 34.0 mm

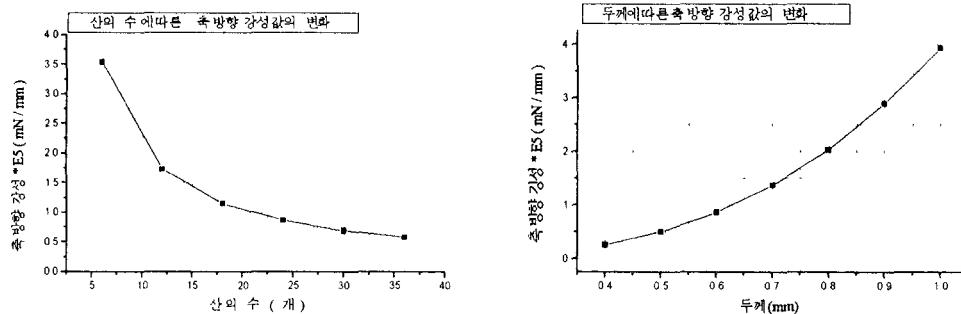


그림 3.1 산수와 두께 변화에 따른 축방향 강성계수의 변화

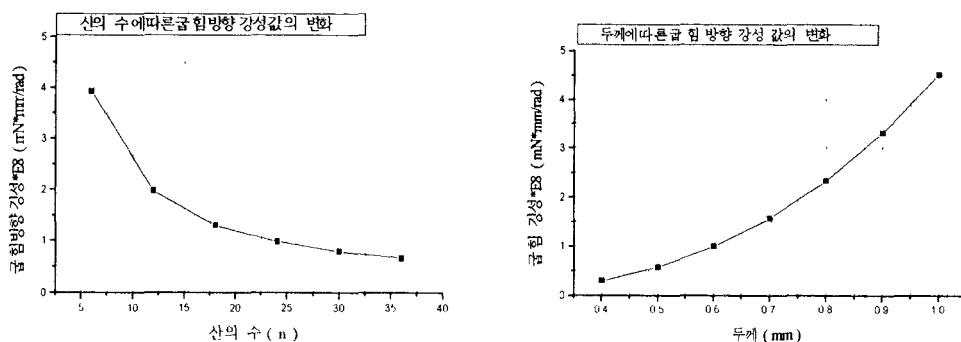


그림 3.2 산수와 두께 변화에 따른 자유굽힘 강성계수의 변화

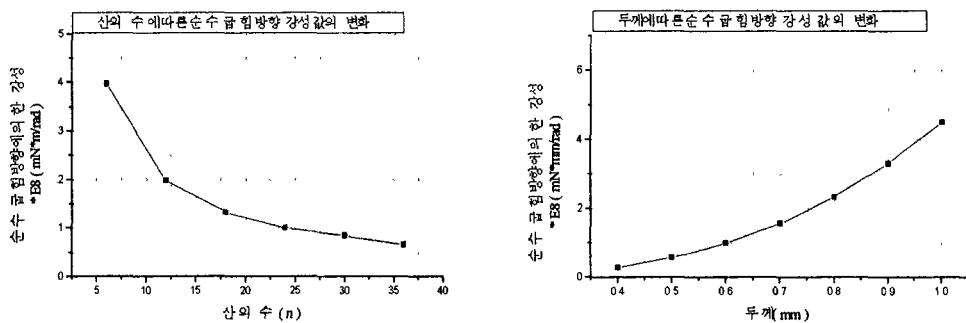


그림 3.3 산수와 두께 변화에 따른 순수굽힘 강성계수의 변화

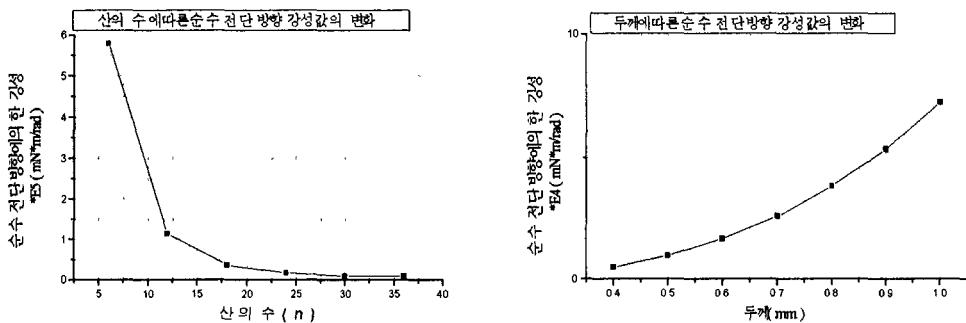


그림 3.4 산수와 두께 변화에 따른 전단 강성계수의 변화

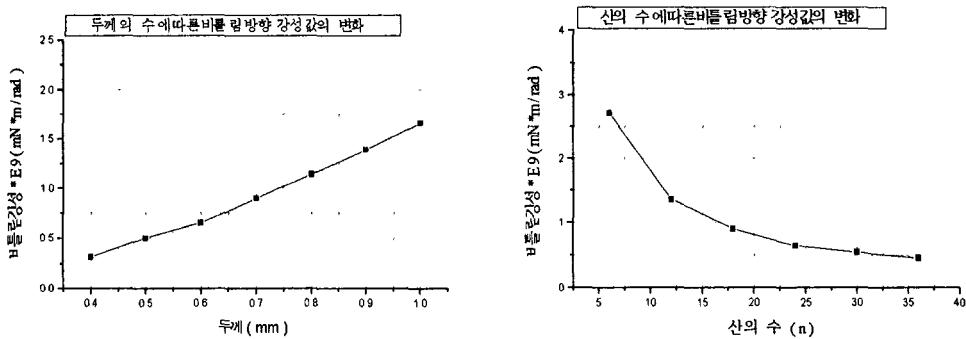


그림 3.5 산수와 두께 변화에 따른 비틀림 강성계수의 변화

해석 결과에 의하면 벨로우즈의 설계 변수가 강성값에 미치는 영향 중에서 설계시 벨로우즈의 허용변형 값에 가장 큰 영향을 미치는 축방향 강성 계수를 기준으로 다음과 같은 관계를 구할 수가 있다.

축방향 강성계수( $K_a$ )는 산수, 산높이의 세제곱, 피치의 제곱근에 반비례하고, 관의 평

균반경, 두께의 세제곱에 비례한다. 즉, 다음과 같은 비례식으로 주어진다.

$$K_a \propto \frac{1}{n}, \frac{1}{h^3}, \frac{1}{p^{0.5}} \cdot t^3, R_m \quad (3.1)$$

이 식을 Kellogg사에 의해 제안된 U자형 벨로우즈의 축방향 인장(압축) 강성 계수와 비교해 보면 산높이를 제외 하고는 유사한 관계를 보여 주고 있다.

$$k_a = \frac{8ER_{mt}^3}{3p^{0.5}h^{2.5}n} \quad (3.2)$$

산높이에 따른 변화의 차이는 벨로우즈 형상의 차이에서 오는 것으로 판단된다. 식 (3.1)의 비례상수를 보완하고(2년차) 벨로우즈가 장착되는 배기계의 특성을 고려하여 부차적인 지배 강성계수를 구할 수 있으면 해석적으로도 쉽게 근사 설계를 할 수 있을 것으로 판단된다. 실제로 배기계 설계에서 가스의 유동량에 의해 배기관의 반경이 정해지고, 벨로우즈 가공 조건에 의해 파치의 한계치가 주어 질 수 있기 때문이다.

#### 4. 중간 결론

본 과제는 2년동안 진행 되는 것으로 1차년도는 주로 해석적 방법의 근거를 제공하는데 있으며 2차년도는 1차년도 결과의 응용과 실험적 검정을 다루게 되어 있다.

본 논문에서는 간단한 유한요소법에 의한 벨로우즈의 등가 모델링을 배기계 특성 해석과 벨로우즈 해석에 적용하여 벨로우즈의 변수와 강성계수 사이의 관계에 대한 근사식을 유도하였다. 그리고 본 논문에서 적용한 배기계 모델링 기법은 기존의 셀요소를 이용한 유한요소해석에서 요구하는 해석상의 전문성이나 과다한 시간낭비를 줄여, 배기계 진동문제를 다루는 현장에서 비교적 손쉽게 적용할 수 있는 해석적 방법의 도구로 이용될 수 있음을 보여 주었다.

그러나 이러한 유한요소모델은 신뢰성 확보와 해석적 근사식에 대한 보정을 위하여 동적, 정적 시험 방법의 확립이 필요할 것으로 판단된다. 그리고, 최적화 기법을 도입하여 배기계 자체의 진동 감소 및 차체로의 전달 특성을 향상 시키기 위한 벨로우즈의 보다 정확한 설계 기준치의 산출이 수반되어야 할 것이다.

결론적으로, 본 논문에서는 1년차 연구 결과로 초기 설계단계에서 배기계 진동특성을 평가하고 개선하기 위하여 변경 및 수정이 용이하고 개발기간을 단축할 수 있는 벨로우즈의 해석모델을 개발하였으며, 그것을 이용한 벨로우즈 근사적 설계를 위한 변수가 특성에 미치는 영향을 파악하므로써 2년차의 연구에 대한 방향을 제시하였다.

## 5. 참고문헌

- [1] 암본 外 4人, 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] Nordharm, D. J. and Kaldor, L.M. “Design Procedure for Flexibility Factor of 90-Deg Curved Pipe Having Various Tangent Length.” ASME Journal of Pressure Vessel Technology, vol. 115, pp. 319~324, 1993
- [3] 三輪智明, 1981, “排氣系の振動について”, 自動車技術, 제 35권, 4호
- [4] 이 장명, 이 승섭, 1993, “배기계의 행거의 위치 및 벨로우즈 효과에 관한 연구”, 한국자동차공학회, 1993년도 춘계학술대회 논문 4-9
- [5] 김 윤영, 이 장명, 김 영호, 김 진홍, 1995, “배기계 진동해석의 굴곡부 모델링 기법”, 대한기계학회지 논문집, 제19권 제2호, pp. 597~610
- [6] Yoon Young Kim, Jang Myung Lee 外 5人, 1996, “A Simple And Effective Modeling Technique For Car Exhaust System”, FISISTA 97, COPYRIGHT 1996 CSAT, Czech Republic.
- [7] 허 덕재, 김 병곤, 최석환, 1994, “CAE를 이용한 대형 상용차 배기계의 구조적 특성에 관한 연구”, 한국자동차공학회 춘계학술대회
- [8] 김 봉수, 강 성종, 1992, “엔진 배기계 Idling 진동특성 연구”, 1992년도 추계학술대회 논문 7-3
- [9] J. F. Wilson, 1985, “MECHANICS OF BELLows : A CRITICAL SURVEY”, Int. J. Mech. Sci. Vol. 26, No. 11/12
- [10] 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
- [11] Byoung-Gab Ko, Gyoung-Jin Park, Wan-Ik Lee, 1994, “Mechanical Behavior of U-Shaped Bellows and Shape Optimal Design Using Multiple Objective Optimization Method”, Ksme Journal, Vol. 9, No. 1, pp. 91~101
- [12] 고 병갑, 서 용진, 박 경진, 1995, “U형 벨로우즈의 유한요소해석과 특정 강성을 위한 형상최적설계”, 한국자동차공학회 논문집, 제 3권, 제 6호, pp. 96~111
- [13] 서 호철, 1997, “배기계 진동 해석용 유한요소 모델의 개발”, 석사학위청구논문, 울산대학교
- [14] 이 장명, 박 성태, 김 상호, 1997, “배기계 모델링 검증을 위한 주파수 응답 함수의 응용”, 한국소음진동공학회지, 제 7권, 제 6호, pp. 901~910
- [15] 이 장명, 박 성태, 김 상호, 조 규수, 1997, “응력해석을 위한 배기계 모델 개발”, 한국 소음진동공학회 1997년 추계학술대회논문집, pp. 370~376
- [16] 김 상호, 1998, “자동차 배기계 진동의 차체 전달 최소화에 관한 연구”, 석사학위청구논문, 울산대학교
- [17] John P. Caffrey, John M. Lee, 1994, “Linear Static Analysis”, MSC/NASTRAN
- [18] Ken Blakely, 1994, “Basic Dynamic Analysis”, MSC/NASTRAN
- [19] Gregory J. Moore, 1994, “Design Sensitivity and Optimization”, MSC/NASTRAN