

# 소형버스의 동역학 해석을 위한 판스프링 모델링기법 개발

## Development of a Leaf Spring Modeling Method for Dynamic Analysis of a Mini-Bus

박 태 원\*, 임 홍 재\*\*, 이 기 호\*\*\*, 박 찬 종\*\*\*\*, 정 일 호\*\*\*\*  
T. W. Park, H. J. Yim, G. H. Lee, C. J. Park, I. H. Jeong

### ABSTRACT

A leaf spring plays an important role in a passenger bus. Since characteristic of a leaf spring has a hysteresis behaviour, modeling technique for a leaf spring is an important issue for passenger bus analysis. In this paper, modeling technique for a leaf spring is presented. First, non-linear FEM model of a leaf spring is constructed then it is used to make an approximated model to be used in dynamic analysis. The modeling procedure is explained in step by step approach. Then, this model is applied to dynamic analysis of a mini-bus with flexible body and non-linear dynamic force element. The results are compared with test data.

주요기술용어 : Diagonal Spring Rate(대각선 스프링비), Solid Axle Type Suspension(일체형 현가장치), Hysteretic Characteristic(이력특성), Flexible Body(유연체), Contact Pair(접촉면)

### 1. 서 론

차량이 처음 발명된 이래로 승차감을 향상시키기 위한 여러 방면의 노력이 이루어져왔다. 소형차량은 승차감을 고려하여 맥퍼슨식 현가장치나 위시본식 현가장치 또 그밖의 여러 가지 링크형 현가장치로 대체되었다. 그러나 이러한 장치들의 기

계적인 한계를 극복하기 위하여 최근에는 여러 가지 전자제어장치들이 개발·적용되고 있다. 또한 국내 자동차 회사들의 신차 개발 노력에 힘입어 차량의 해석기술은 최근 들어 상당한 수준에 도달하였으며 특히 소형차량의 승차감 뿐만 아니라 조종안정성 해석 기술이 다양하게 시도되었다.<sup>1)</sup> 이에 따라 소형차량의 각 현가장치에 대한 동특성 해석 기술은 발달하였으나 현재 대부분의 중·대형 차량에 장착되어 있는 겹판스프링의 동역학 모델링 및 해석 방법에 대해서는 여러 방향으로 연구가 진행중에 있다.<sup>2~4)</sup>

\* 정회원, 아주대학교 기계및산업공학부  
\*\* 정회원, 국민대학교 기계공학부  
\*\*\* 현대자동차  
\*\*\*\* 정회원, 아주대학교 대학원

중·대형 차량은 대부분 경제성을 고려하여 곁판스프링이 장착되어 있다. 곁판스프링은 다른 현가장치에 비하여 상대적으로 단순하게 스프링질량을 지지하나 판간 마찰에 의하여 이력특성(Hysteretic Characteristic)을 띠는 성질을 갖고 있다. 이러한 판스프링의 이력특성 때문에 각 운동구간에서 정적 대각선 스프링상수값이 변하여 도로입력에 따른 스프링질량의 동특성에 영향을 미치게 된다. Fig.1은 이력특성을 갖는 판스프링의 수직 변형 구간에 따른 등가 강성값의 변화를 보여준다.<sup>1)</sup> 큰 변형구간에서 보다는 작은 변형구간에서의 등가 강성값이 큰 것을 알 수 있다. 예를 들어 동일한 주행조건에서 굴곡이 큰 도로를 지나는 것보다 굴곡이 작은 자갈길을 지나는 차량의 승차감이 더 안좋은 것도 이같은 이유에서이다. 따라서 요즘은 이같은 이력특성을 줄이기 위해서 판스프링 판의 개수를 줄이는 노력도 이루어지고 있다.

기존에는 차량의 동특성 해석시 이러한 판스프링의 특성을 고려하기 위하여 링크치환법<sup>2)</sup>이 널리 사용되고 있다. 링크치환법은 판스프링을 샤클을 포함한 4개의 링크로 치환하여 기구학적 움직임을 구현하고 링크 사이의 각 조인트에 회전스프링을 조정하여 이력특성을 나타낼 수 있도록 한다. 이방법은 이력특성을 구현하는데 상대적으로 많은 변수를 조정해야 하고, 판스프링의 진행방향 강성 및 횡방향 강성을 설정하는데 어려움이 있다.

본 논문에서는 샤클을 포함한 판스프링의 유한요소 모델을 이용하여 판스프링의 선형 강성행렬

을 구하고, 수직방향 운동에 이력특성을 적용하여 판스프링의 동역학 모델을 구성하였다. 또한 이 모델을 소형버스 모델에 적용하여 해석하였고 시험결과와 비교하여 그 신뢰성을 검토함으로써 판스프링이 장착된 차량의 동역학 모델을 구성하는 방법을 제시하고자 한다.

## 2. 판스프링 기구학

판스프링의 전방 연결부는 차체와 고무부싱으로 연결되어 회전운동이 가능하며 후방 연결부는 샤클과 고무부싱으로 연결되어 있다. 또한 샤클은 차체와 연결되어 있고 이 연결점을 중심으로 판스프링의 변형에 의해서 샤클이 회전운동을 할 수 있도록 되어 있다. 차축과 판스프링이 연결된 점이 운동하는 동안 이같은 연결관계에 따라서 아래 그림과 같이 기구학적으로 아크(Arc)운동을 한다.

이러한 판스프링의 기구학적 운동을 구현하기 위하여 시험자료를 기초로 점 A, E를 정한다. A점과 E점은 차축이 주행조건하에서 외부 도로입력에 의해 발생할 수 있는 최대 상·하 방향의 위치이고 차축은 평상시 이점을 지나는 아크 선상에서 움직이면서 도로입력을 차체에 전달시킨다. 차축을 점 A, E사이에서 움직이도록 하기 위해서는 판스프링의 이력특성에 의해서 결정된 차축의 수직 변형을 통해 점 C를 결정하고 수평거리를 보상하여 최종적으로 점 D를 결정한다. 이때 차축은 반드시 아크선상에 위치해야 하므로 차축을 C에서 D로 이동시킴으로 수평거리를 보상하여 최

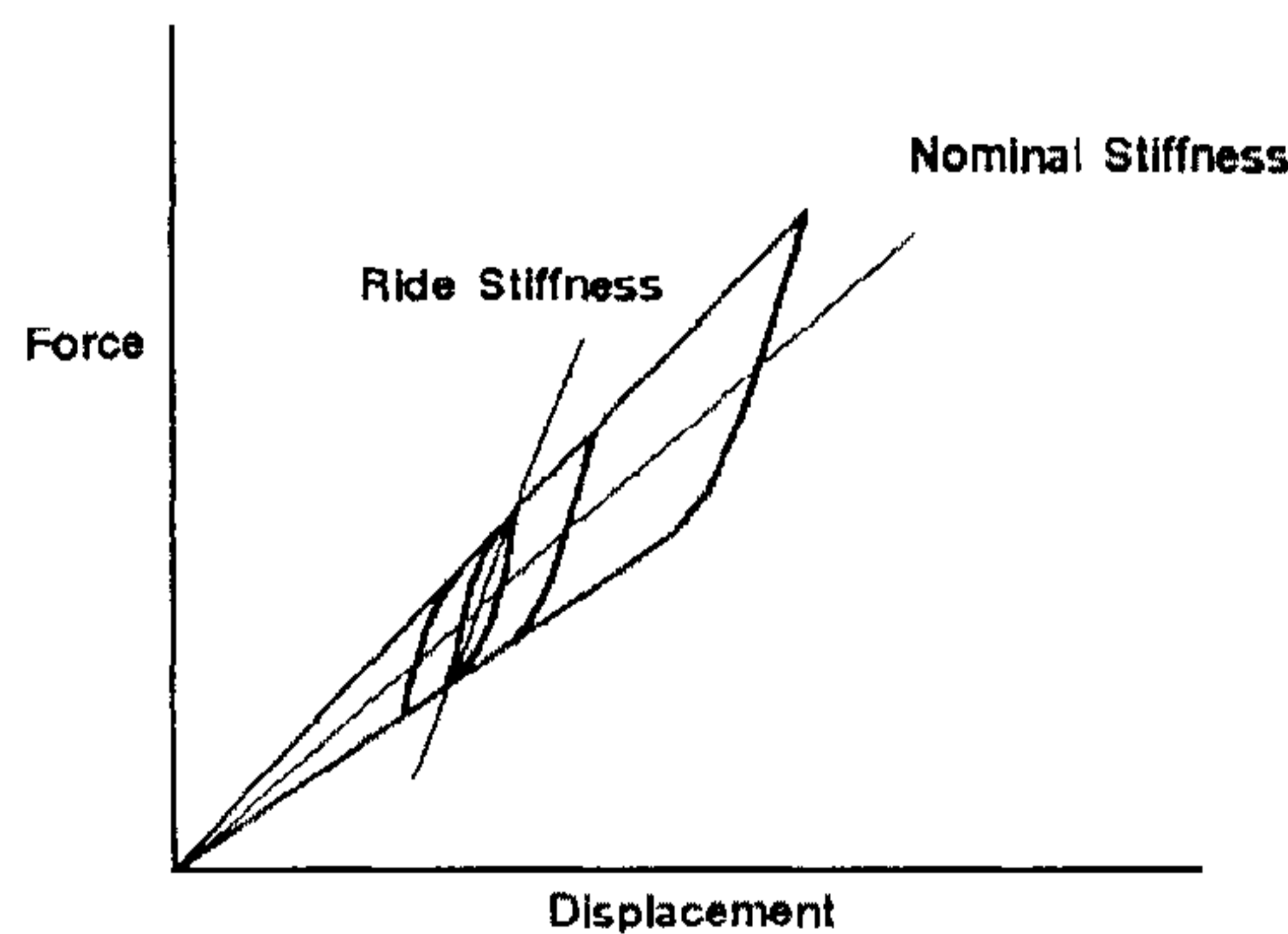


Fig.1 Hysteresis curve

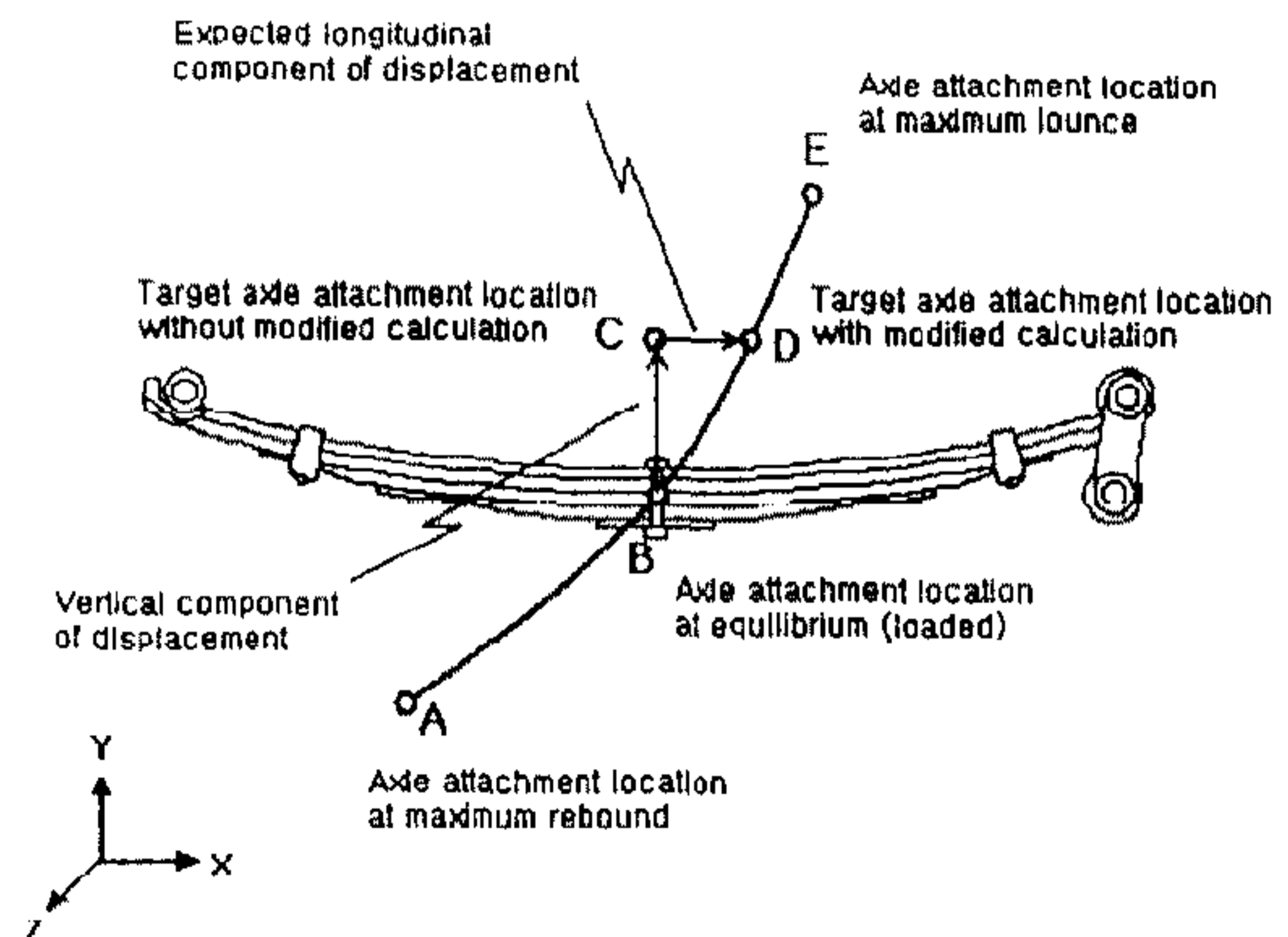


Fig.2 Locus of axle center

종적인 위치를 결정할 수가 있다.

### 3. 판스프링의 유한요소 모델

Fig.3은 차량에 장착되기 전 상태의 전방 판스프링의 기하학적 형상을 보여준다. 연구대상 차량의 전방 판스프링은 총 4개, 후방 판스프링은 총 8개의 강철판으로 구성되어 있으며 본 논문에서는 전방 판스프링에 대해서만 언급한다.

그림에서 보이는 바와 같이 가운데 두 번째, 세 번째 판의 양 끝단에는 두께 4mm, 길이 85mm의 테이퍼가 주어져 있다. 클램프되지 않은 상태 그리고 하중이 작용하지 않았을 때, 전후방 아이를 연결한 직선(Datum Line)과 메인 판의 중앙까지의 높이는 119.8mm이고 판 스프링의 전체 질량은 32.02kg이다.

유한요소 모델링 순서는 클램프되지 않은 상태(Unclamped)의 판 스프링 형상 데이터로부터 기하학적인 자료를 만들고, Fig.4에서 보이는 것과 같이 유한요소 모델을 만들었다.

각 판은 4개의 노드점을 공유하는 48개의 쉘 요소로, 판 중앙의 센터볼트는 강제 빔으로 모델링 하였다. 판간의 접촉은 각 판의 위·아래 부분을 표면 정의를 한 후 CONTACT PAIR를 사용하여 표현하였다. 구속조건은 판 스프링 아이부

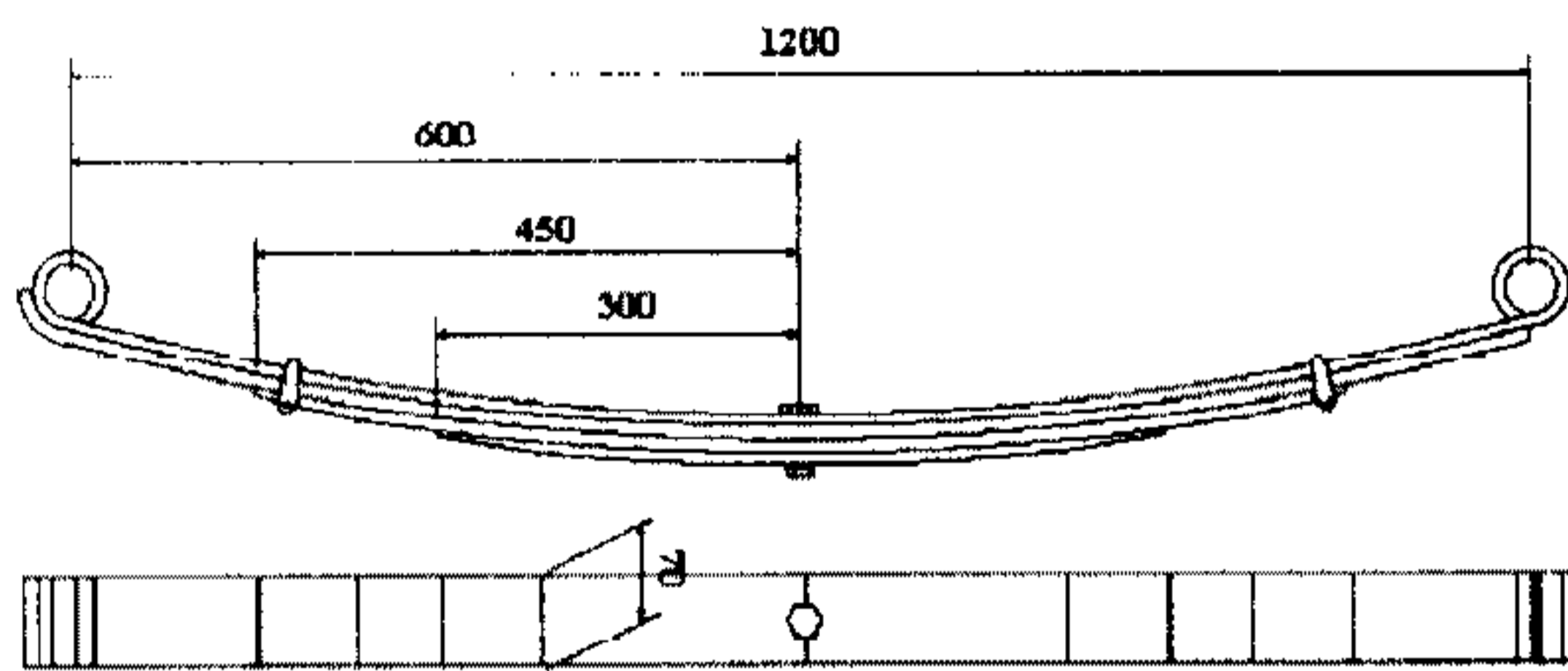


Fig.3 Leaf spring geometry

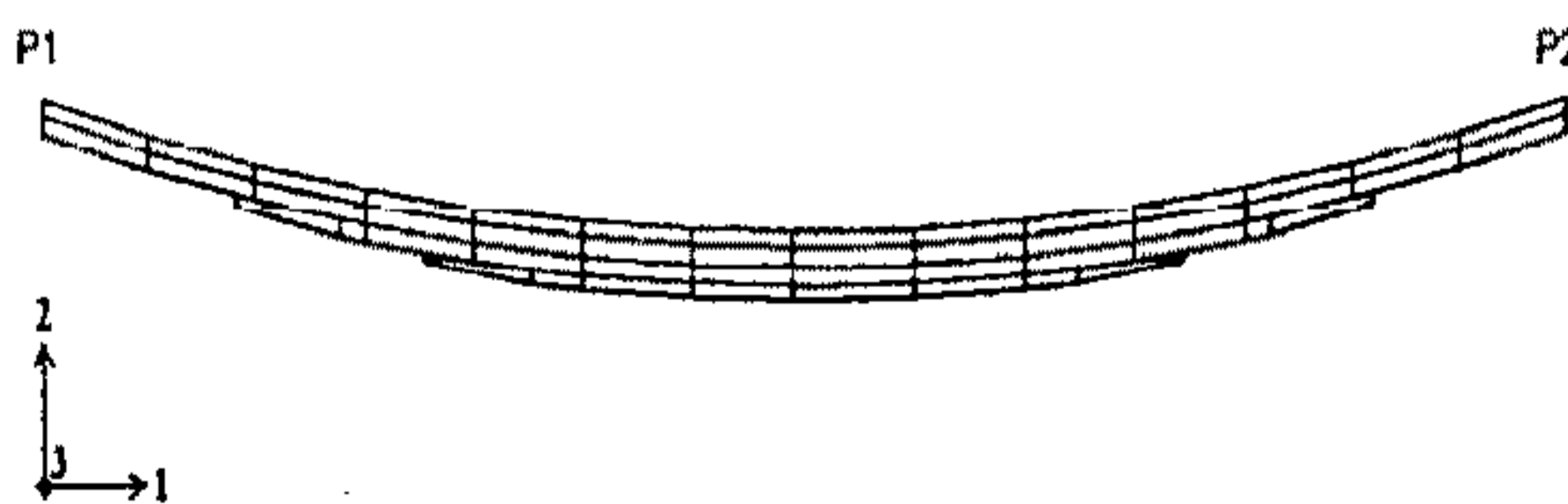


Fig.4 FE Model of leaf spring

의 노드점 P1에 1, 2, 3, 4, 5방향을 구속하였고 P2에는 2, 3, 4, 5방향을 구속하였으며 도로로부터 전달되는 힘은 차축과 판스프링이 연결되는 점을 통해 판스프링으로 전달되므로 하중조건은 판 중앙 및 부분의 노드점에 집중하중을 가하였다.

앞서 설명한 유한요소 모델의 마찰요소는 판 스프링의 강철판과 강철판간의 마찰력 특성 시험자료에 근거하여 설정하였고 Table 1은 정적·동적 마찰계수를 나타낸다. 위의 자료를 토대로 마찰계수를 표에서와 같이 정적상태와 동적상태, 하중을 가할 경우와 하중을 제거하는 경우로 단계를 구분한 비등방성 마찰과 판과 판 사이에 서로 침범이 일어나지 않는 강제접촉 조건을 이용하여 비선형 유한요소 해석을 수행하였다.

판 스프링의 유한요소 모델을 검토하기 위해 정적 스프링비를 비교하였고, 차의 승차감에 중요한 영향을 미치는 판 스프링의 상하방향 동특성인 대각 스프링비를 시험 결과와 비교하였다.

Fig.4의 유한요소 모델에서의 경계조건과 같이

Table 1 Static & dynamic friction coefficient

	Iron-Iron	
	$\mu_s$	$\mu_d$
Loading	0.51	0.62
Unloading	0.46	0.38

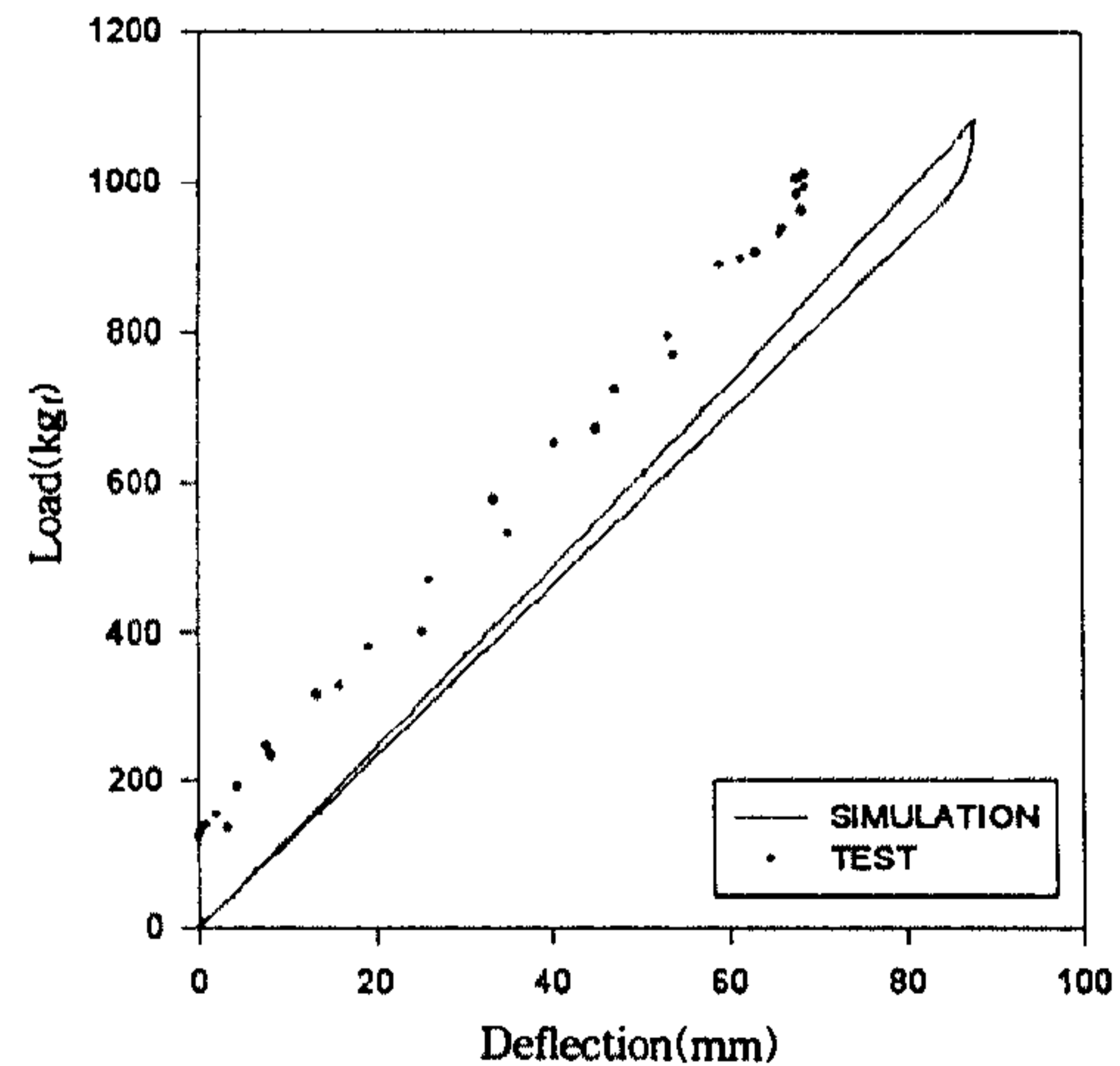


Fig.5 Static load-deflection curve

판스프링의 양 끝단 중 한쪽은 고정시켜 놓고 다른 한쪽은 판스프링 변형에 의한 수평방향으로의 움직임이 자유롭도록 지그(zig)를 구성하여 유압 액츄에이터로 0~1,200kg까지 차축과의 연결지점에 작용하였다. Fig.5는 시험에 의해 측정된 하중-처짐 곡선과 상용 프로그램에 의해 계산한 정적 스프링비를 보여준다. 그림에서 보는 바와 같이 해석에 의해 계산된 스프링비는 12.5kgf/mm로 시험값 12.65kgf/mm와 거의 일치함을 볼 수 있었다. 그러나 기울기와는 달리 하중값이 차이 나는 이유는 본 유한요소 모델에서는 실제 판스프링에 존재하는 초기 내부응력을 고려하지 않았기 때문이다. 이러한 초기하중(Preload)은 다음장의 동역학 모델링시 판스프링의 변형량을 조절함으로써 고려하였다.

#### 4. 판스프링 동역학

일체형 현가 장치에 많이 쓰이는 판스프링은 Fig.6과 같이 차체와 차축에 연결되어 힘을 전달한다. 이와 같은 겹판 스프링의 동적거동을 표현하기 위하여 우선 차체와 연결된 A, C 점과 차축에 연결된 B 점에 대한 자유도의 강성행렬(Stiffness Matrix)을 유한요소 해석 프로그램을 통하여 구한다. 강성행렬을 구하기 위하여 3장에서 모델링한 판스프링 모델에 사클을 빔으로 모델링하였다.

차량의 거동에 따른 겹판 스프링에 발생하는 힘과 토크는 스프링의 변위에 따라 계산되므로, 겹판 스프링의 정확한 유한요소 모델링이 필요하다. 판스프링에서 발생하는 수직력의 이력특성은 식 (1)로 고려되며, 각 판스프링의 이력곡선은 시험에 의해서 측정된 자료를 바탕으로 결정된다.<sup>5)</sup>

$$F_i = F_{ENVi} + (F_{i-1} - F_{ENVi}) \cdot e^{-\frac{|w_i - w_{i-1}|}{b}} \quad (1)$$

여기서,

$F_i$  : 시간 t에서의 스프링 발생력

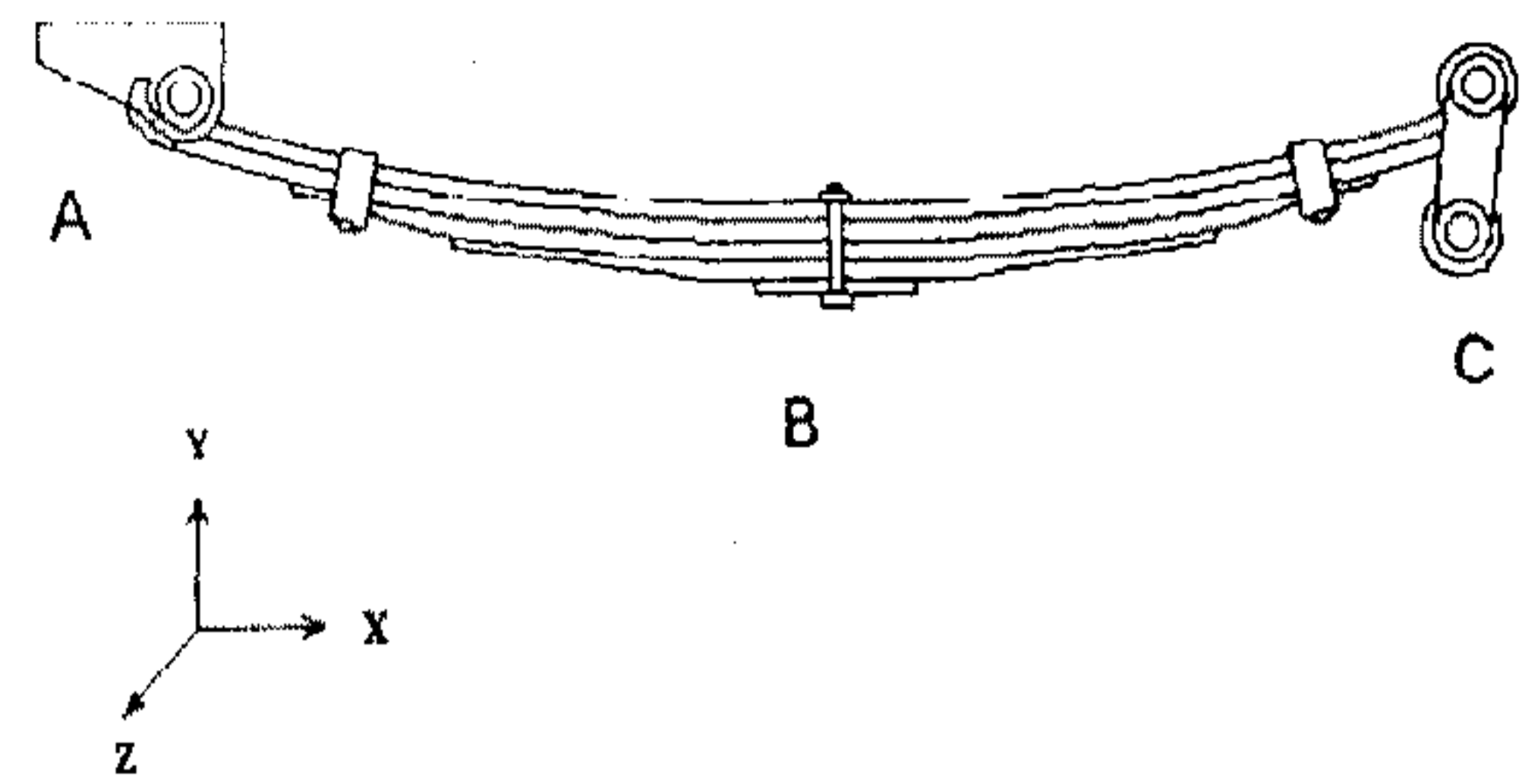


Fig.6 Front leaf spring

- $F_{i-1}$  : 시간 t-1에서의 스프링 발생력
- $F_{ENVi}$  : 스프링의 변형량에 따른 이력곡선상의 힘
- $w_i$  : 시간 t에서의 스프링의 변형량
- $w_{i-1}$  : 시간 t-1에서의 스프링의 변형량
- $b$  : 이력 곡선의 형상계수

따라서, 판스프링 모델의 각 3점에서 발생하는 힘과 토크는 다음과 같이 계산된다.

$$\{F\} = [K]\{\delta\} \quad (2)$$

여기서,

- $\{F\}$  : 3점에서 발생하는 힘과 토크벡터
- $[K]$  : 18×18 강성행렬
- $\{\delta\}$  : 3점의 회전 및 병진 변위벡터

#### 5. 모델검증 및 예제적용

판스프링의 동역학 모델을 검증하기 위하여, 전방 및 후방 판스프링의 동역학 모델을 정격하중이 작용하는 상태에서 상·하 운동을 시켜 차축의 기구학적운동 및 수직방향 이력운동을 확인하였다. 사클을 포함한 전방 판스프링의 수직강성은 13.92kgf/mm, 후방 판스프링의 수직강성은 14.55kgf/mm이다.

이상과 같이 판스프링의 기구학 및 동역학적인 특징을 구현하였다. 지금까지 모델링한 판스프링의 동역학 모델을 기존에 개발된 소형 버스모델에 적용하여 전체 차량의 동적 거동을 해석하였으며 결과를 실차 시험결과와 비교하였다.

전산해석모델은 기구·동역학 해석프로그램(DADS)을 이용하였으며 총 26개의 사시부품과 1개의 유연차체가 기구학적 조인트나 스프링, 부상, 속업소

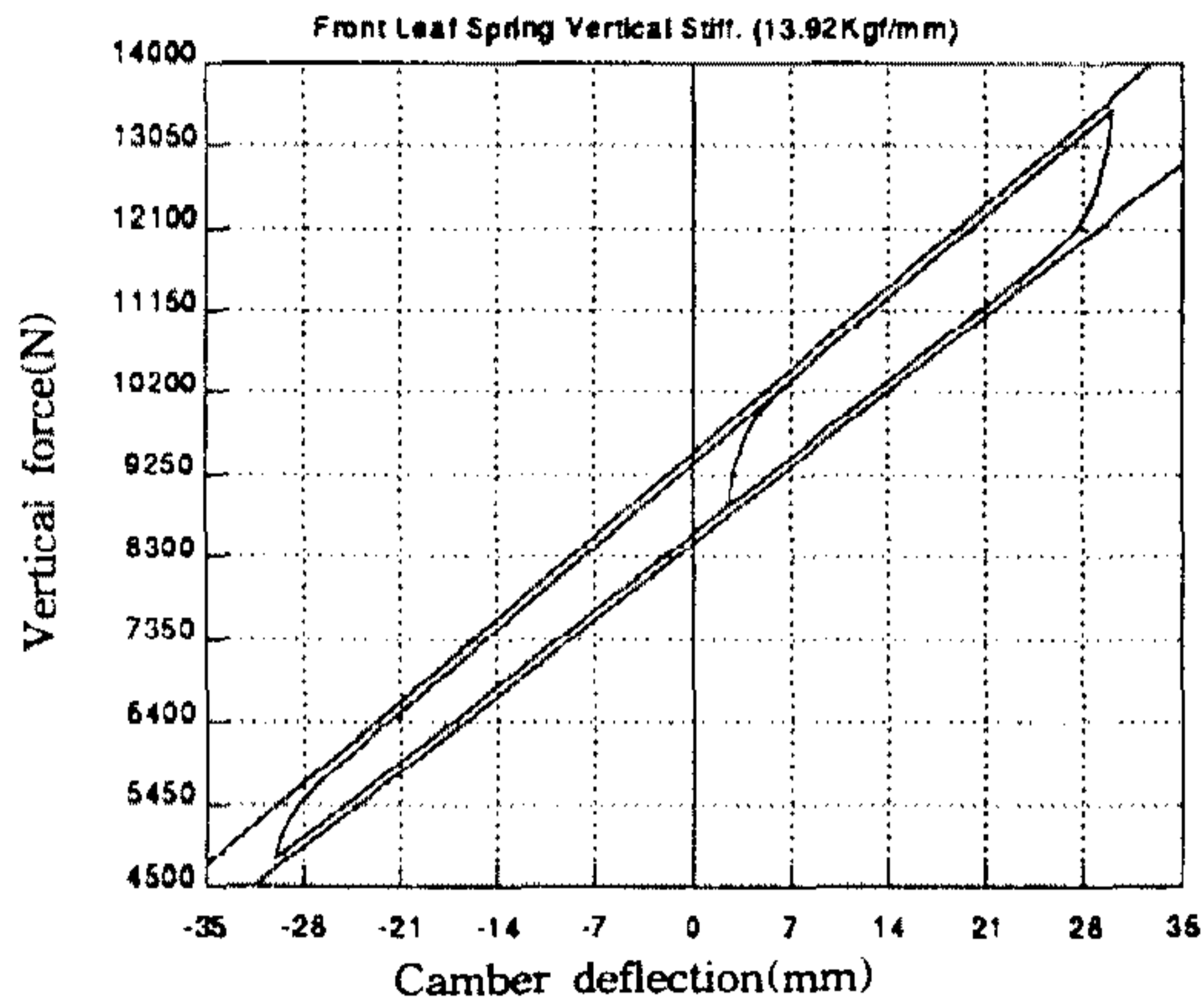


Fig.7 (a) Hysteresis curve of front leaf spring

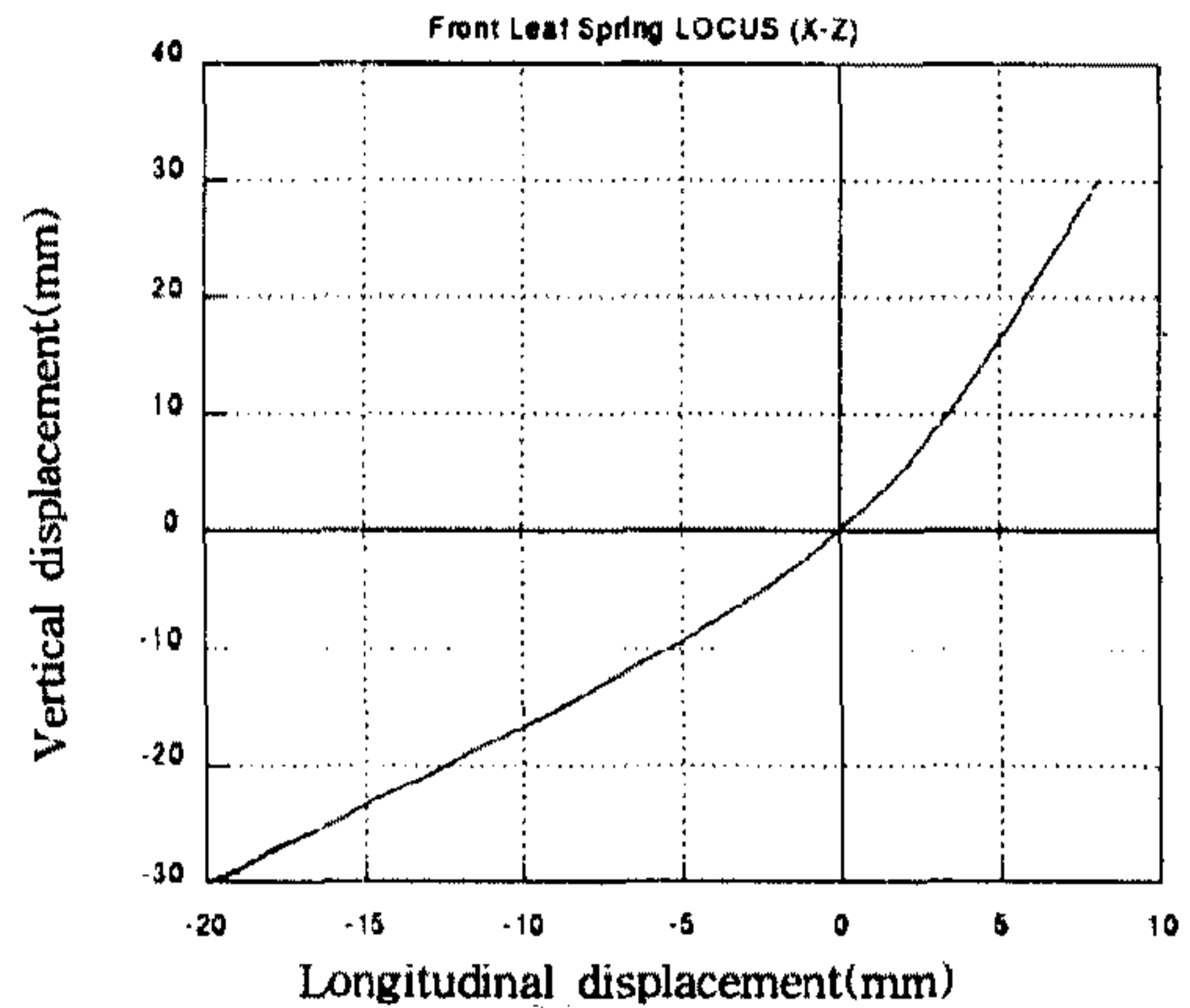


Fig.8 Front axle kinematic motion

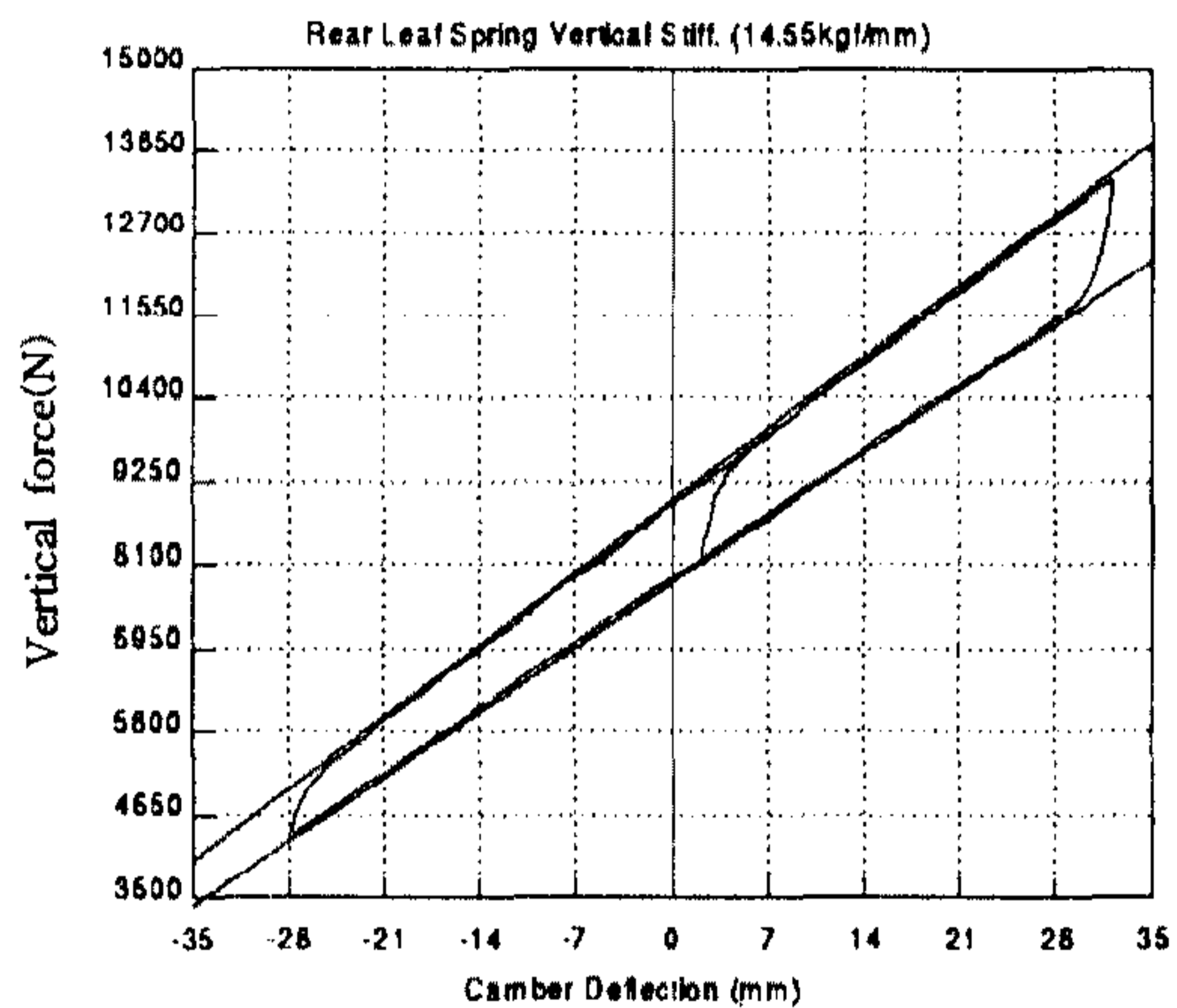


Fig.7 (b) Hysteresis curve of rear leaf spring

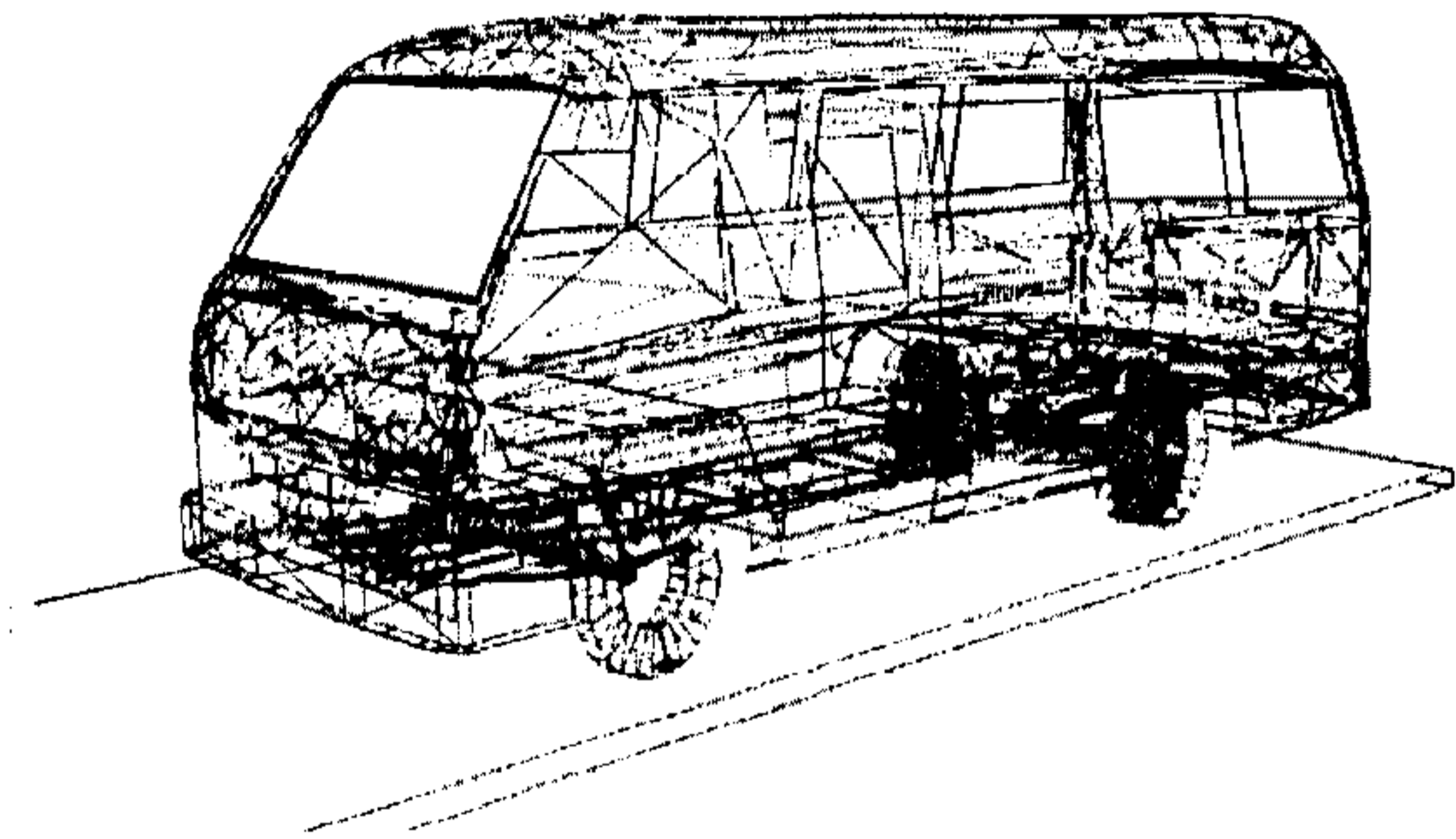


Fig.9 Full vehicle model

버 그리고 타이어와 같은 힘요소를 이용하여 연결하여 총 65개의 독립자유도를 갖는다. 버스 차체는 총 노드수가 3,945개의 유연차체 모델이며, 전·후방 현가장치는 판스프링에 의한 일체형 현가장치이다. 그리고, 속업소버는 상·하 스트럿의 상대속도에 대해 비선형 특성을 띠며 각 부품사이에는 고무부싱으로 모델링하였다.

주행속도는 40km/hr이며 직각삼각형 범프를 연속적으로 지나도록 하여 각 측정위치에서의 수직 가속도 PSD값을 계산하였으며, Fig.10과 같이 실차 시험값과 비교·정리하였다. 플로어를 살펴보면 스프링모드가 약 1~2Hz에서 나타나고 8Hz 부근에서 엔진에 의한 영향이 나타나며 13~15Hz에서 언스프링모드가 나타난다. 이상과 같이 판스프링

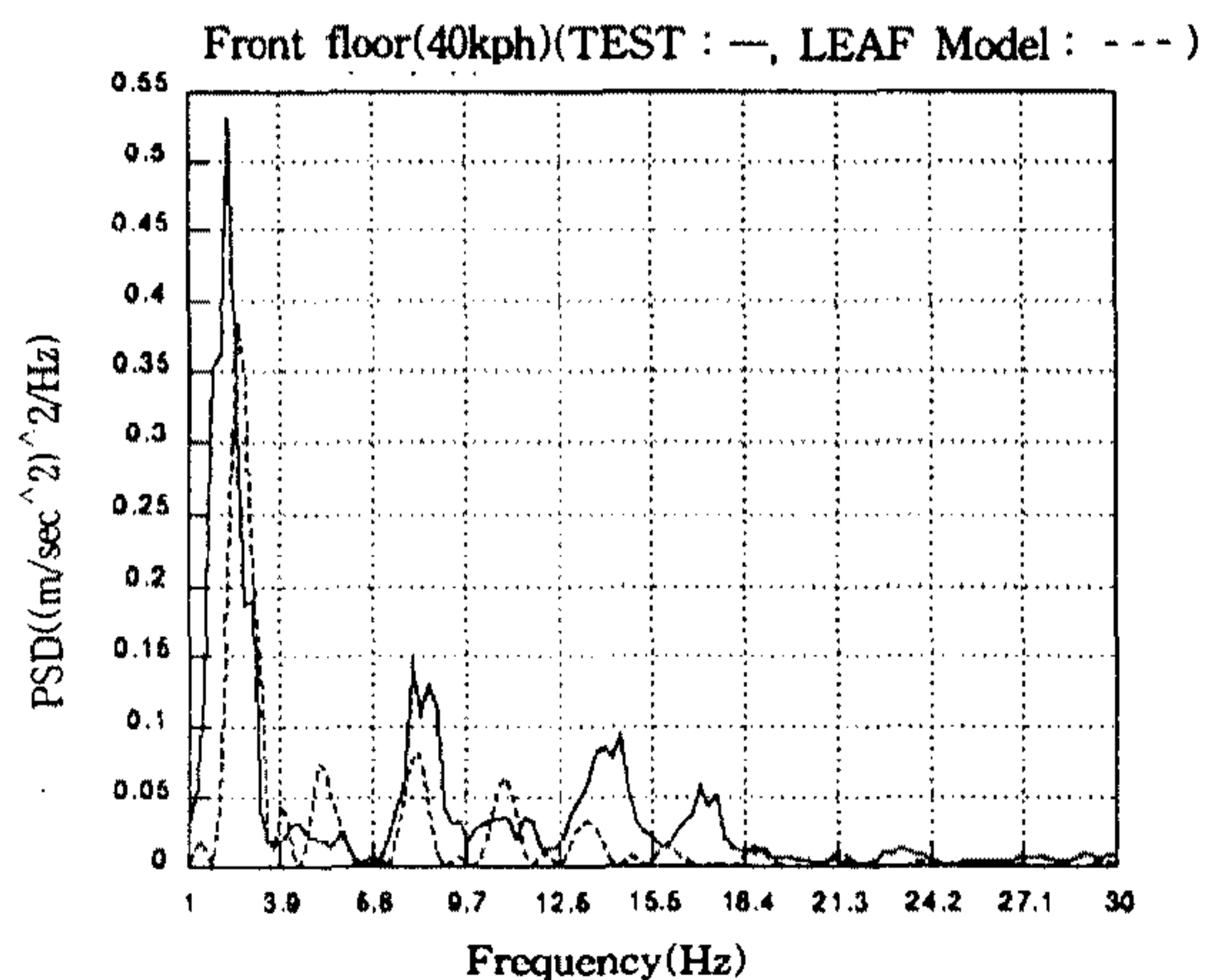


Fig.10 Vertical acceleration of front floor

의 동역학 모델을 포함한 전산모델의 타당성을 입증할 수 있다.

## 6. 결 론

판스프링은 구동영역에 따라서 강성이 변하며, 이에 따라서 차체의 동적 거동에 직접적인 영향을 미친다. 따라서, 일체형 현가장치의 모델링 기법은 매우 중요하다.

본 논문에서는 중·대형 차량의 현가장치에 많이 사용되고 있는 판스프링의 기구학 및 동역학 모델 구성 절차를 제안하였다. 우선 샤클을 포함한 판스프링 유한요소 모델을 이용하여 강성행렬을 구하였고, 수직방향의 이력특성 뿐만 아니라 각 방향의 힘과 토크 그리고 차축의 기구학적 운동을 효과적으로 구현하였다. 또한, 본 모델을 차량모델에 적용하여 동역학 해석을 수행하였으며 그 결과를 실차시험 결과와 비교하여 타당성을 입증하였다.

이와같은 방법을 이용하여 중·대형 차량의 승차감 해석 및 차량부품의 내구도해석과 같은 응용분야에 적용할 수 있는 기본 모델을 구성할 수 있었다.

## 참 고 문 헌

1. Thomas D. Gillespie, Fundamentals of Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers, Inc., 400 Commonwealth Drive, Warrendale, 1992.
2. E. H. Judd, Spring Design Manual, Society of Automotive Engineers, Inc., 400 Commonwealth Drive, Warrendale, 1990.
3. T. Hamano, M. Itoh, "Analysis of Leaf Spring using Finite Element Method with a Joint Element", ばね論文集, Vol. 37, pp. 39~46, 1992.
4. J. Song, Y. Maruyama, "Dynamic Characteristics of Leaf Spring by ADAMS Software", ばね論文集, Vol. 38, pp. 31~36, 1993.
5. B. Hoff, M. McCullough, "Development of a Leaf Spring Element for Navistar International", CADSI Final Report, 1988.
6. Roy R. Craig, Jr., STRUCTURAL DYNAMICS, An Introduction to Computer Methods, John Wiley & Sons, 1981.
7. 박태원, "車體의 彈性을 고려한 乘用車의 振動 解析", 한국자동차공학회지, 제13권, 제1호, 1991.
8. W. S. Yoo, E. J. Haug, "Dynamics of Flexible Mechanical Systems Using Vibration and Static Correction Modes", J. of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design, Vol. 108, pp. 315~322, Sept. 1986.
9. DADS Users Manual, Computer Aided Design Software, Inc., Oakdale, IA, U.S.A.
10. MSC/Nastran Users Manual, MacNeal-Schwendler Corp., L.A., CA, U.S.A.