

<논 문> SAE NO. 953722

## 상용차 조향계의 진동해석

### Vibration Analysis of Steering System in Commercial Vehicles

조 병 관,\* 류 길 하,\* 강 홍 대\*\*  
B. K. Cho, G. H. Ryu, H. D. Kang

#### ABSTRACT

For a driving vehicle, a self-excited vibration of a pair of steerable wheels about their steering axis accompanied by tramp is called shimmy. Shimmy is caused by the coupling effects of the complicated actions of wheel and tire and the tramp motion of front wheel axle. Because front axle is no longer used on passenger cars shimmy occurring is not considerable. But in commercial vehicles using front wheel axle suspension system shimmy should be considered in design process.

In this paper, the model closed to a practical vehicle was developed to analyze the shimmy of a commercial vehicle, and the effects of various design parameters to shimmy were observed by dynamic simulation with multibody dynamics program, DADS. The validity of developed model and analysis results were verified by practical vehicle experiments.

주요기술용어 : Shimmy(쉬미), Vibration(진동), Vehicle(차량), Steering System(조향계), Suspension System(현가계)

#### 1. 서 론

주행중인 자동차에는 여러 요인으로 인하여 다양한 형태의 진동현상이 발생한다. 이중 조향계에 발생하는 진동은 운전자의 피로를 누적시킬 뿐만 아니라 조종안정성을 저하시키게 되므로 이의 해석과 저감대책이 요구된다. 조향계에 발생하는 진동 현상은 크게 나누어 플러터(flutter) 현상, 워블(wobble) 현상, 그리고 쉬미(shimmy) 현상

으로 구분할 수 있다.<sup>1)</sup> 플러터 현상은 조향륜의 조향축(king-pin axis) 부위에서 발생하는 강제진동으로 차륜의 불균형 등에 기인한다. 차륜 혹은 차축(axle)의 전후축(longitudinal axis) 방향의 회전 운동(롤링 운동)을 휠 트램프(wheel tramp)라 하고, 이러한 휠 트램프 운동을 동반하지 않은 조향축 주위의 자려진동(self-excited vibration) 현상을 워블 현상이라 하며, 휠 트램프 운동을 동반한 조향축 주위의 회전 자려진동 현상을 쉬미

\* 정회원, 한국기술교육대학

\*\* 대우전자(주)

현상이라 한다. 최근 승용차에는 전륜에 독립현가 방식을 채택하고 있기 때문에 차축지지 형식 현가장치에서 발생하기 쉬운 쉬미 현상은 크게 문제되지 않는 반면 차체 진동 모드와 연성되어 발생하는 워블 현상이 조향 장치 설계시 고려 대상이 되고 있다. 반면 대부분의 상용차에서는 차축 지지 형식으로 현가되어 있기 때문에 쉬미 현상에 의한 조향계의 진동이 고려의 대상이 되고 있다.<sup>2)</sup>

쉬미 현상의 해석을 위하여서는 조향계, 현가계 및 타이어의 특성 등을 종합적으로 고려해 주어야 한다. 이제까지 이 분야의 연구는 조향계와 현가계를 구성하는 부품중 몇 개의 주요 부품만을 발췌하여 이들의 질량효과를 고려하고, 이들 상호간의 운동을 스프링-댐퍼로 모델링한 후 이의 운동 방정식을 수립하여 해석하였다.<sup>3)</sup> 실제 자동차에서는 조향계와 현가계의 각 구성재가 각종 조인트 및 부상 등을 통하여 서로 연결되어 있기 때문에, 이러한 해석법으로는 조인트의 효과를 충분히 반영할 수 없다는 제한점을 가지고 있다.

따라서, 본 논문에서는 이러한 제한점을 극복할 수 있도록 다물체 동역학 해석용 범용 프로그램인 DADS(Dynamic Analysis and Design System)<sup>4)</sup>를 사용하여 상용차량에서의 쉬미 현상에 대한 진동 해석을 시도하였다.

기본 모델에 대하여 차량의 주행 속도 20-80 kph에서 조향륜(steering wheel)의 조향각 진동에 대한 실차 시험 결과와 시뮬레이션 결과를 비교함으로써 모델의 타당성을 검증하였으며, 다음과 같은 설계 변수들을 변화시켜가며 시뮬레이션을 수행하여 각 설계 인자가 쉬미 현상에 미치는 영향을 해석하였다.

- (1) 속 압소바(shock absorber) 감쇠계수의 영향
- (2) 타이어 코너링 파워(cornering power)의 영향
- (3) 타이어 횡방향 스프링 상수(lateral stiffness)의 영향
- (4) 캐스터 각(caster angle)의 영향
- (5) 허브 직각도의 영향
- (6) 타이 로드 축방향 강성계수의 영향

## (7) 차륜의 불균형 질량의 영향

## 2. 관련 연구 동향

차량의 각종 제원에 의한 동특성 해석에 관한 연구는 60년대 초부터 활발히 행하여져 왔다. 초기에는 자동차를 2-4 자유도의 선형 스프링-댐퍼-질량계로 이상화된 동적 모델을 사용하여 해석하였으나, 최근 전자계산 능력의 괄목할 만한 발전에 편승하여 자동차의 동역학적 모델도 점차 실제 시스템과 가까운 고자유도의 비선형 시스템으로 발전되고 있다.

Clark<sup>5)</sup>가 2차원 4자유도 모델을 구성하여 해석한 것을 시발로 하여, Mitschke<sup>6)</sup>는 2차원 5자유도 모델로 발전시켰으며, Kohr<sup>7)</sup>은 3차원 7자유도 모델을 구성하여 차량의 동적 거동을 해석하였다. 80년대에 와서 Rao<sup>8)</sup>가 3차원 16자유도 모델을 구성하여 노면가진에 의한 동적 반응을 범용 컴퓨터 프로그램을 이용하여 해석하였으며, Jindra<sup>9)</sup>는 3차원 17자유도로 모델링하여 핸들링(handling) 문제를 해석하였다. 최근에는 ADAMS, DADS, NEWEUL, MESA VERDE 등과 같은 3차원 다물체 동역학 해석용 범용 프로그램이 많이 개발되어 이 분야의 연구에 발전과 편의를 도모하고 있다.

국내 연구 활동으로는 직접 모델링-프로그램에 의한 연구로서, 승차감의 향상을 위한 현가 시스템의 최적화<sup>10)</sup> 등이 있으며, 상용 패키지를 활용한 모델링 방법에 속하는 연구로서, 차체 프레임의 탄성을 고려한 자동차의 동적 해석 연구<sup>11)</sup>와 소형 승용차의 동적 해석을 위한 모델링<sup>12)</sup> 등이 보고된 바 있다.

## 3. 동역학적 모델링

여러가지 가진요인에 의한 상용차 조향계의 동적 반응을 해석하기 위해서 차량을 다음과 같이 모델링하였다. 차량의 후방 현가계는 전방 현가계에 비하여 조향계의 진동에 미치는 영향이 상대적으로 적기 때문에 차량의 전방 현가계만을 모델링하였으며, 차량의 모든 질량계는 강체로

가정하였고 모든 조인트 및 질량계 사이에서 작용하는 스프링 및 감쇠기의 연결 부분은 마찰이 없는 이상적인 상대운동을 하는 것으로 가정하였다. 각 요소의 모델링은 다음과 같으며, 전체적인 모델을 Fig.1에 도시하였다.

### 3.1 겹판 스프링

겹판 스프링의 굴신 운동에 따라 차축도 전후 방향의 운동을 하게되어 롤 스티어(roll steer) 현상을 유발하게 된다. 즉 전후 방향의 운동은 상하 방향의 운동에 대하여 독립적이지 못하며 일정한 궤적에 따라 운동하게 된다. 이 효과를 제대로 고려해 주어야 트램프에 따른 조향계의 진동현상을 올바르게 해석할 수 있다. DADS의 겹판스프링 요소는 이 효과를 올바르게 구현할 수 없기 때문에 궤적의 중심과 차축을 로드로 연결하여 Fig.2와 같이 모델링하였으며, 궤적의 중심은 다음의 식으로 구할 수 있다.<sup>13)</sup>

$$X = \frac{L}{2} - \frac{3}{4} \left( \frac{L-U}{2} \right) \tag{1}$$

$$Y = \frac{1}{2} \left( \frac{E+t}{2} \right) + \frac{t}{2}$$

여기에서 x와 y는 스프링 아이(spring eye)로부터의 거리이고, E는 스프링 아이의 지름이며, t는 제 1겹판의 두께이고, L은 스패(span)이고, U는 U볼트의 체결 간격이다.

### 3.2 타이어

취미 현상은 진폭이 큰 진동이 아니기 때문에 타이어는 선형 모델을 사용하여도 충분하나, 타이어의 선회반력(cornering force)의 효과를 고려해 주어야 한다. DADS의 타이어 요소는 선회반력의 효과를 고려할 수 없으므로 타이어를 Fig.3과 같이 3개의 가상의 조인트로 모델링하였으며, 선회 반력은 다음의 식으로 나타난다.<sup>14)</sup>

$$F = \frac{K}{V} (V\theta_i - \dot{y}_0 + \beta\theta_i) \tag{2}$$

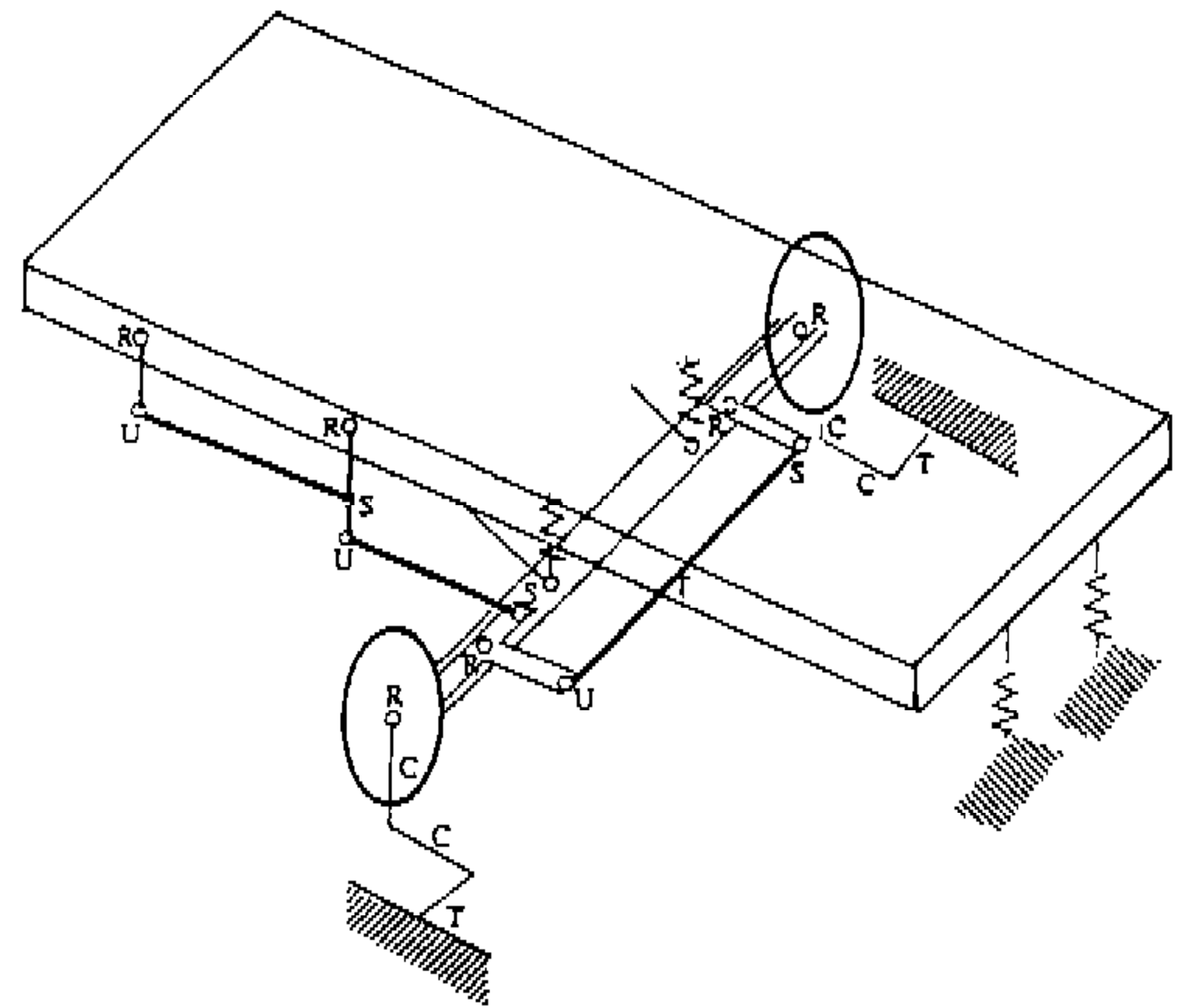
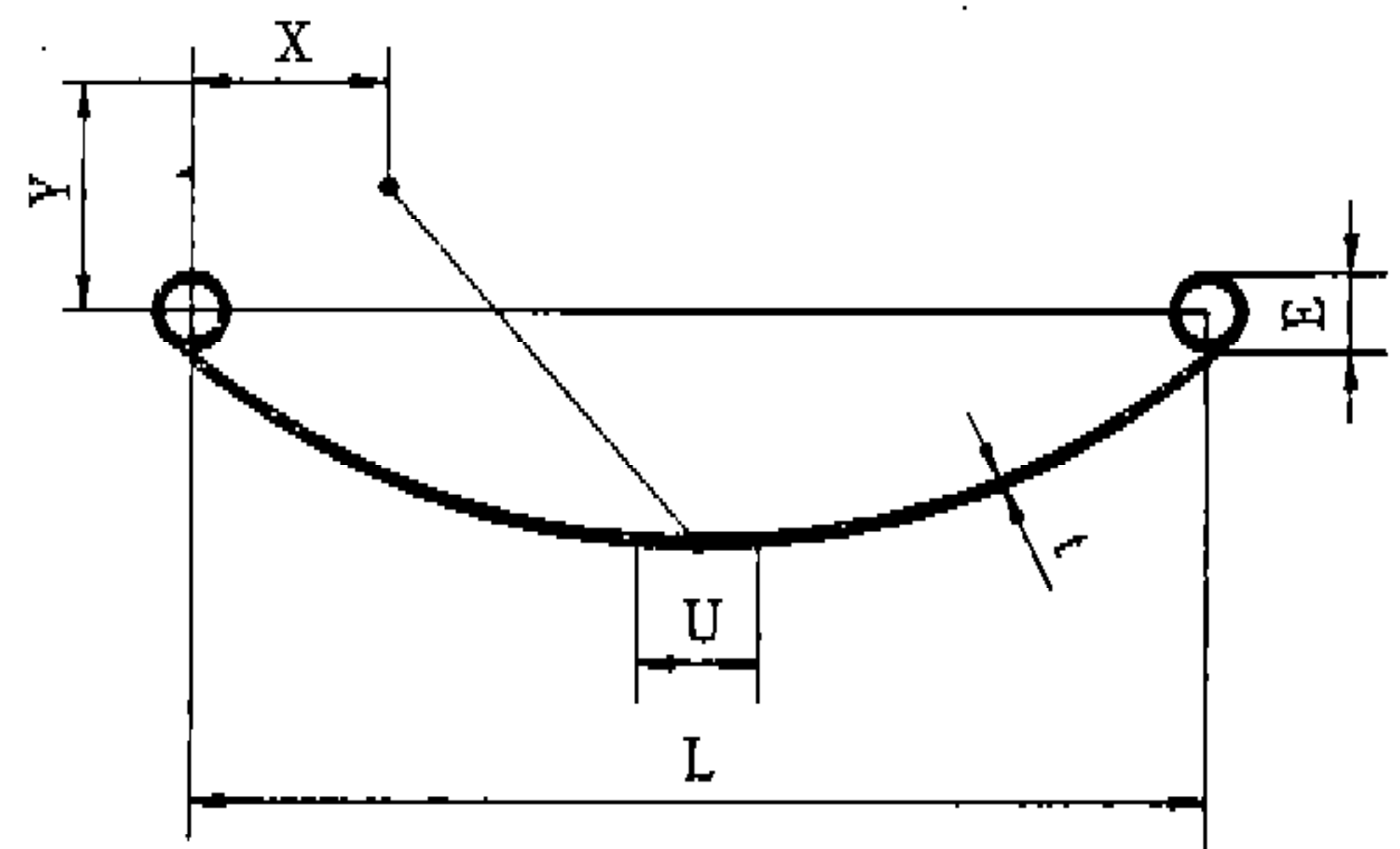
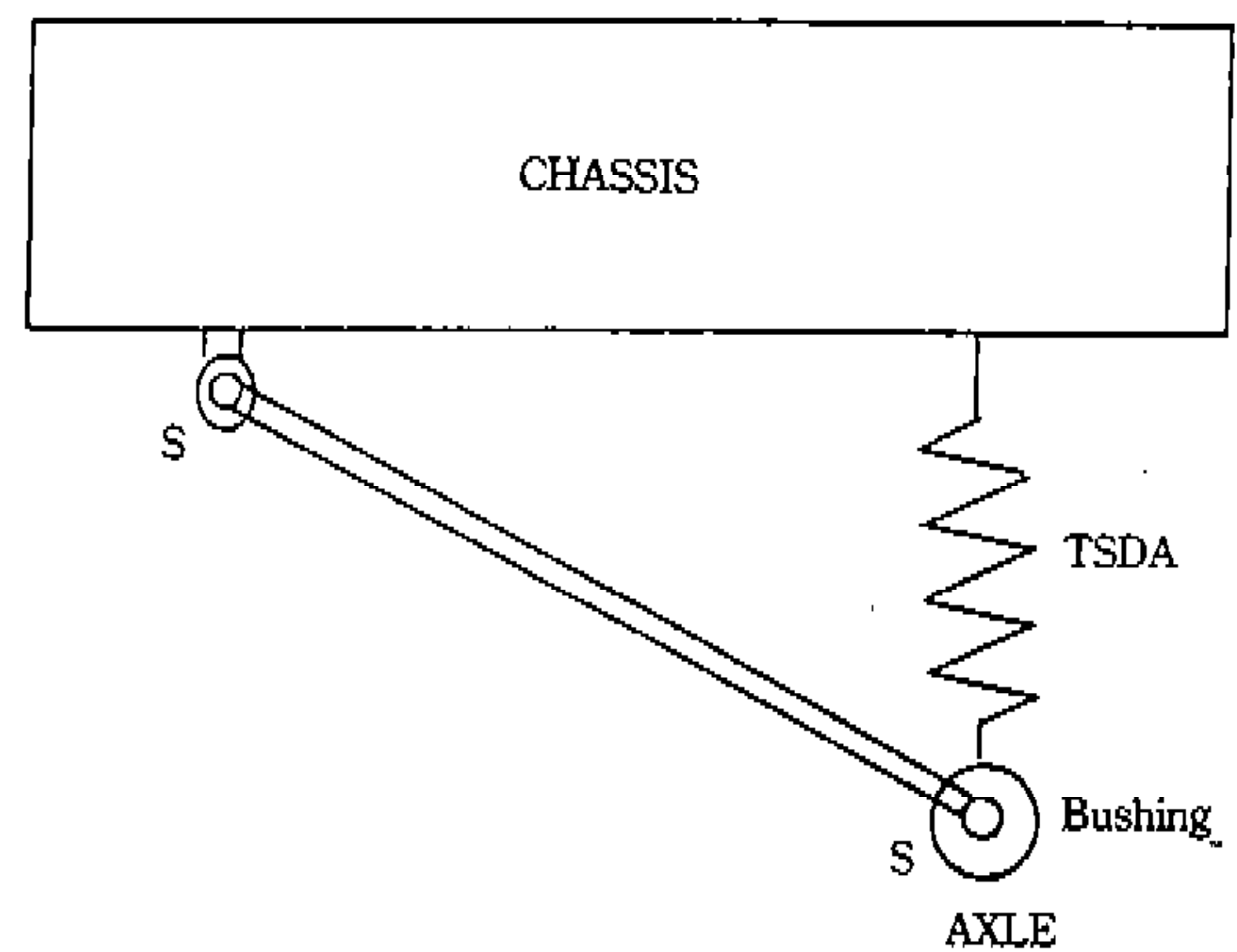


Fig.1 Vehicle Suspension and Steering System Model

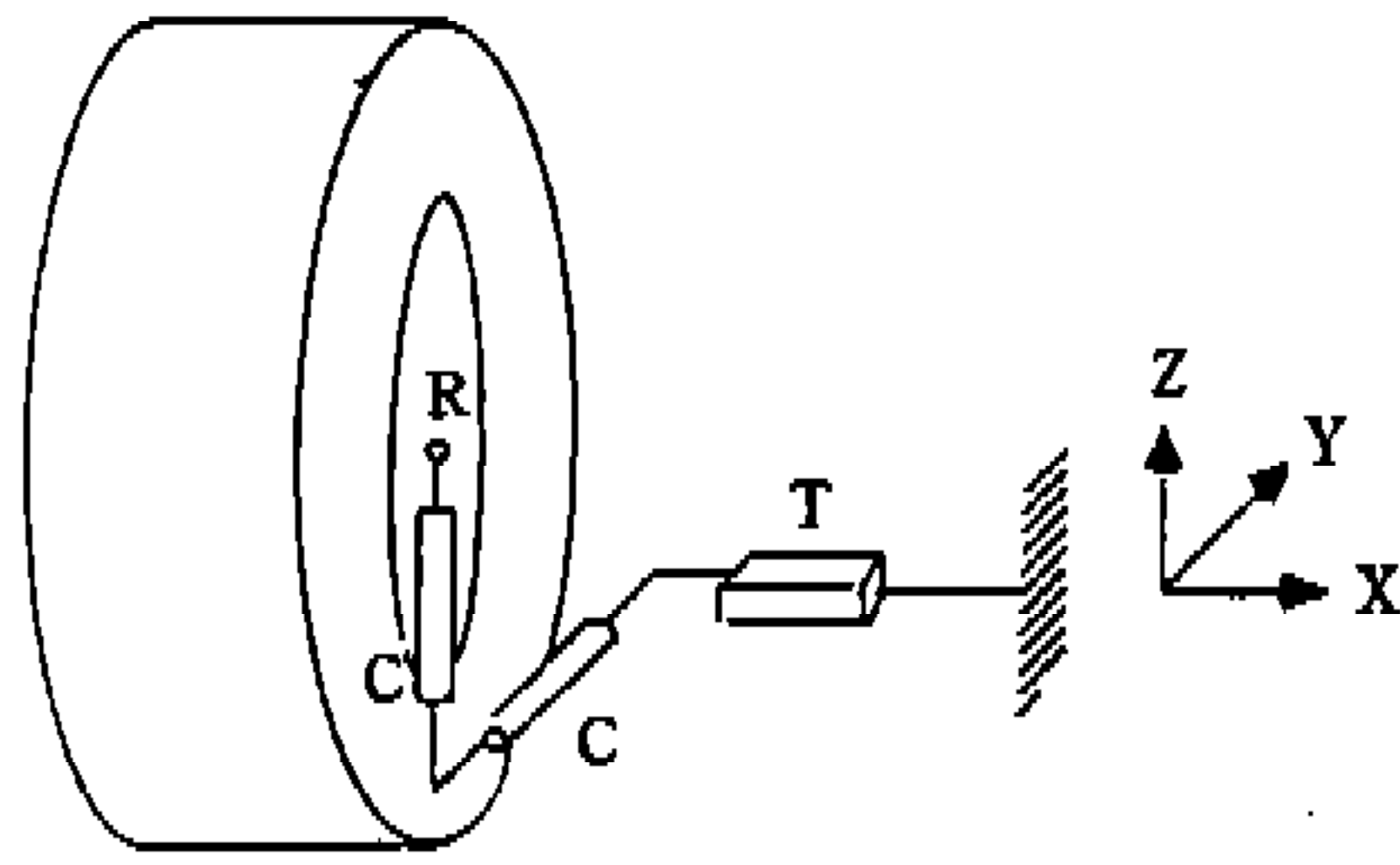


(a) geometry

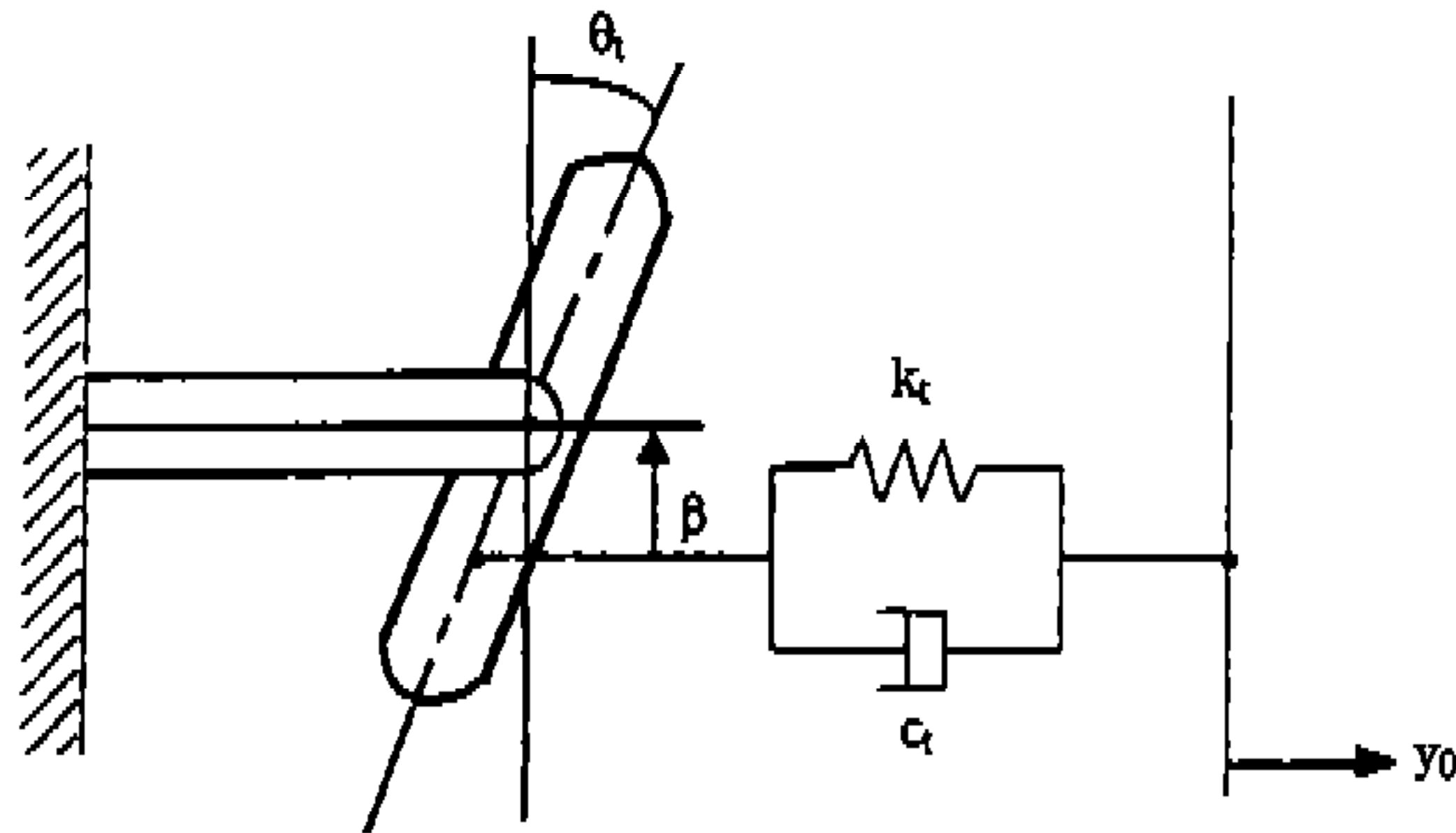


(b) modeling

Fig.2 Leaf Spring Model



(a) Structure of Tire



(b) Model for Analysis of Characteristics of Tire

Fig.3 Tire Model

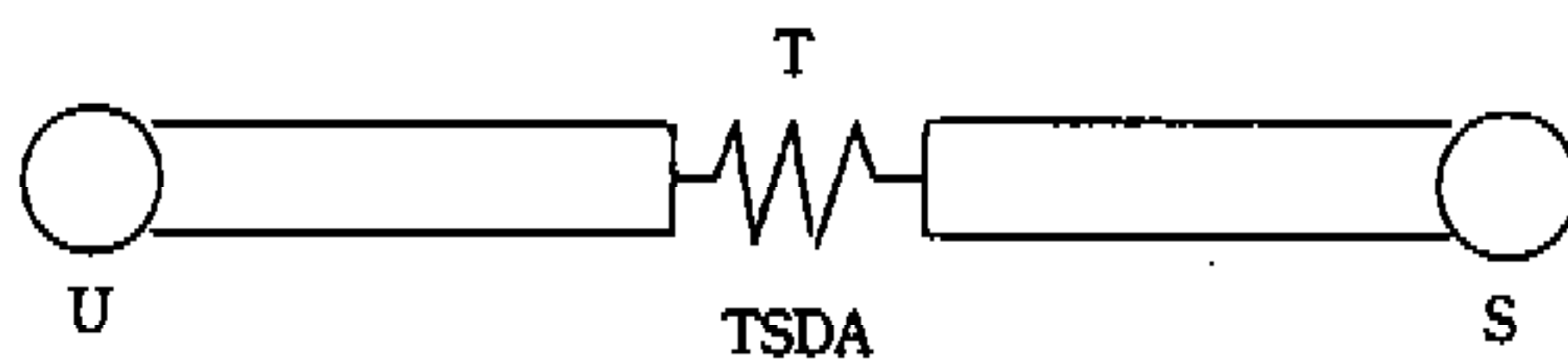


Fig.4 Tie Rod Model

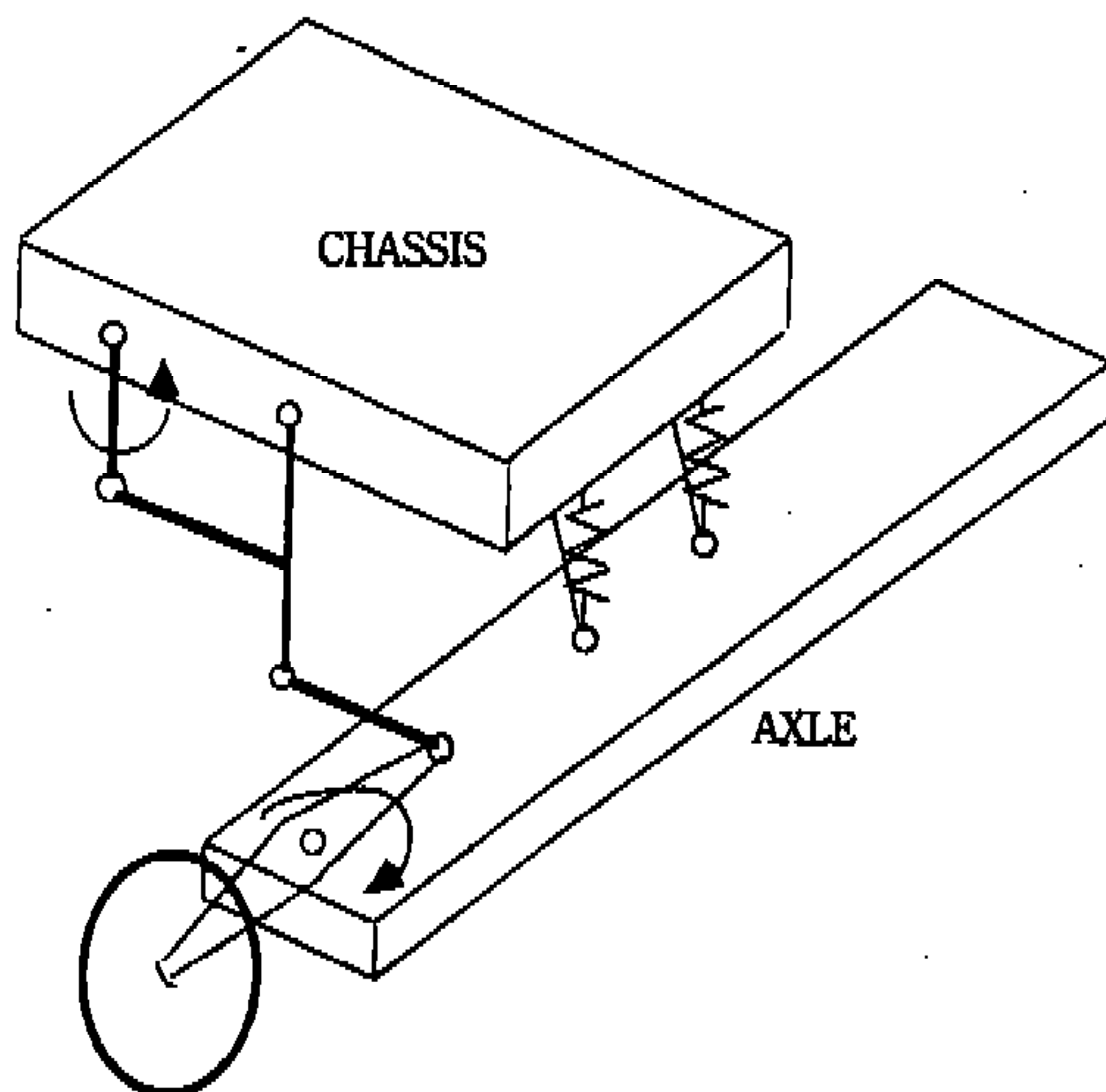


Fig.5 Steering System Kinematic model

여기에서  $K$ 는 코너링 파워(cornering power)이고,  $V$ 는 차량의 주행속도,  $\beta$ 는 트레일(trail),  $\theta_s$ 는 타이어의 슬립각(slip angle)이며,  $\dot{y}_0$ 는 타이어의 횡방향 속도이다.

식 (2)의 첫째와 세째 항은 DADS의 RSDA(Rotational Spring-Damper-Actuator) 요소를 사용하였으며, 둘째 항은 TSDA(Translational Spring-Damper-Actuator) 요소를 사용하였다. 그리고 타이어의 상하, 좌우, 그리고 전후 방향의 스프링 효과는 TSDA 요소를 사용하였다.

### 3.3 타이로드(tie rod)

타이로드의 종방향 강성을 고려하기 위하여 Fig.4와 같이 타이로드를 두개의 물체로 분해시키고, 이들을 병진 조인트(translational joint)로 연결한 후 TSDA 요소를 추가하였다.

### 3.4 물성치

해석 대상 차량의 물성치는 Table 1과 2에 나타난 바와 같다.

## 4. 결과 및 고찰

### 4.1 기구학 해석

Fig.5와 같은 기구학적 모델을 구성하여, 차량의 조향계에 대한 기구학 해석을 수행하였다. 피트먼 암(Pitman arm)의 회전에 대한 너클(knuckle)의 회전각을 구하였으며, Fig.6에서 나타난 바와 같이

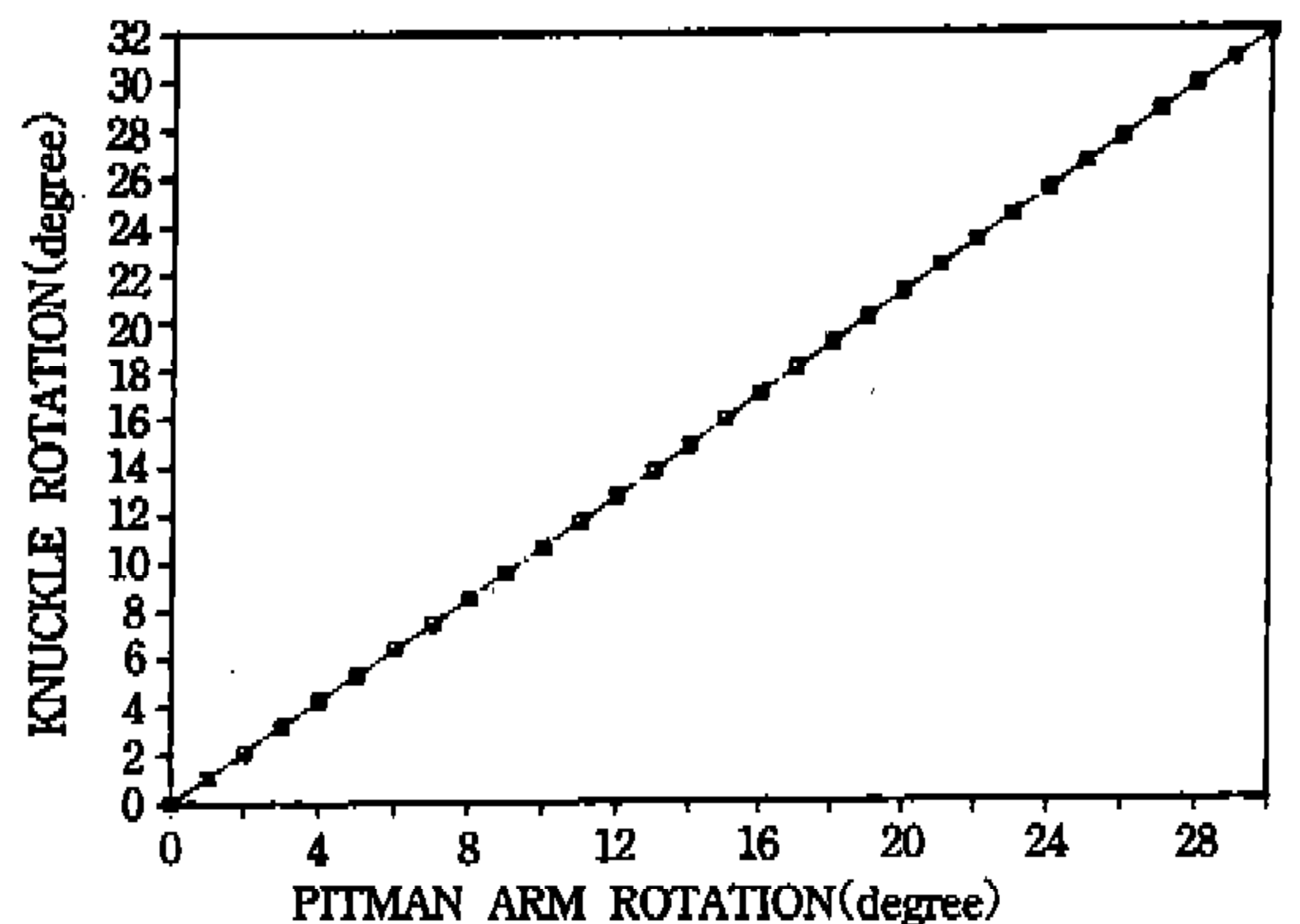


Fig.6 Kinematic Analysis of Steering System



Table 1 Mass Properties of Rigid Body

BODY	MASS(kg)	Moment of Inertia(kg-m <sup>2</sup> )		
		I <sub>xx</sub>	I <sub>yy</sub>	I <sub>zz</sub>
Chassis	8235	10638	81705	79618
Axle	92.5	27.9	0.57	27.5
Pitman arm	4.3	1.86e-2	1.89e-2	1.09e-3
Slave link	5.3	5.16e-2	5.23e-2	1.77e-3
Drag link 1	7.7	1.00e-5	1.68e-1	1.68e-1
Drag link 2	8.7	1.00e-5	2.68e-1	2.68e-1
Knuckle 1	24.5	0.25	0.1	0.15
Knuckle 2	22	0.23	0.09	0.13
Tie rod	5	4.28e-1	7.00e-4	4.28e-1
Wheel	80	1.01	2.0	1.01

Table 2 Suspension Parameters

Element	Constants	
Leaf spring	2.509e5N/m	
Shock absorber	V	C
	-0.6m/s	-5067N sec/m
	0.0m/s	0N sec/m
	0.3m/s	19940N sec/m
	0.6m/s	15282N sec/m
Tie rod	7.232e7N/m	
Tire	vertical	8.177e6N/m
	longitudinal	8.995e6N/m
	lateral	2.469e6N/m
	Cornering power	1.785e3N/rad
	Trail	0.04m
Bushing	Axial	100N/m
	Radial	100N/m
	Torsional	0N m/rad
	Conical	3262Nm/rad

피트먼 암의 회전각과 너클의 회전각이 비례함을 알 수 있다. 피트먼 암의 회전은 조향륜(steering wheel)의 회전에 비례하므로 너클의 회전각은 조향륜의 회전과 비례함을 알 수 있다.

## 4.2 동역학 해석

### 4.2.1 기본 모델의 해석

모델 차량의 설계사양대로 차량을 모델링하여 조향륜의 각가속도에 대한 실차시험 결과와 해석 결과를 비교하였다. 차량의 주행속도가 30kph인 경우와 쉬미가 가장 심하게 나타난 70kph의 결과를 Fig.7과 8에 도시하였다. 그림에서 볼 수 있는 바와같이 시험 결과와 해석 결과가 각 속도대에서 유사한 경향을 나타냄을 알 수 있다.

### 4.2.2 속 압소바 감쇠계수의 영향

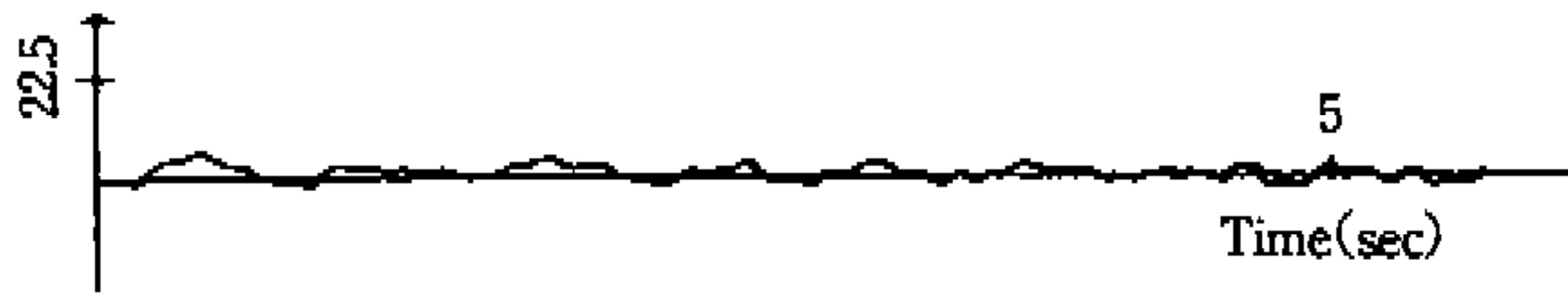
속 압소바의 감쇠계수를 설계치의 2배인 경우와 1/2인 경우에 대하여 주행속도별 조향륜의 각변위의 변화를 해석하였으며 그 결과를 Fig.9와 도시하였다. Fig.9에서 보는 바와 같이, 감쇠계수가 클수록 조향륜의 진폭이 작아짐을 알 수 있으며 특히 쉬미현상이 심하게 발생하는 속도대에서 더욱 두드러짐을 알 수 있다.

### 4.2.3 타이어 코너링 파워의 영향

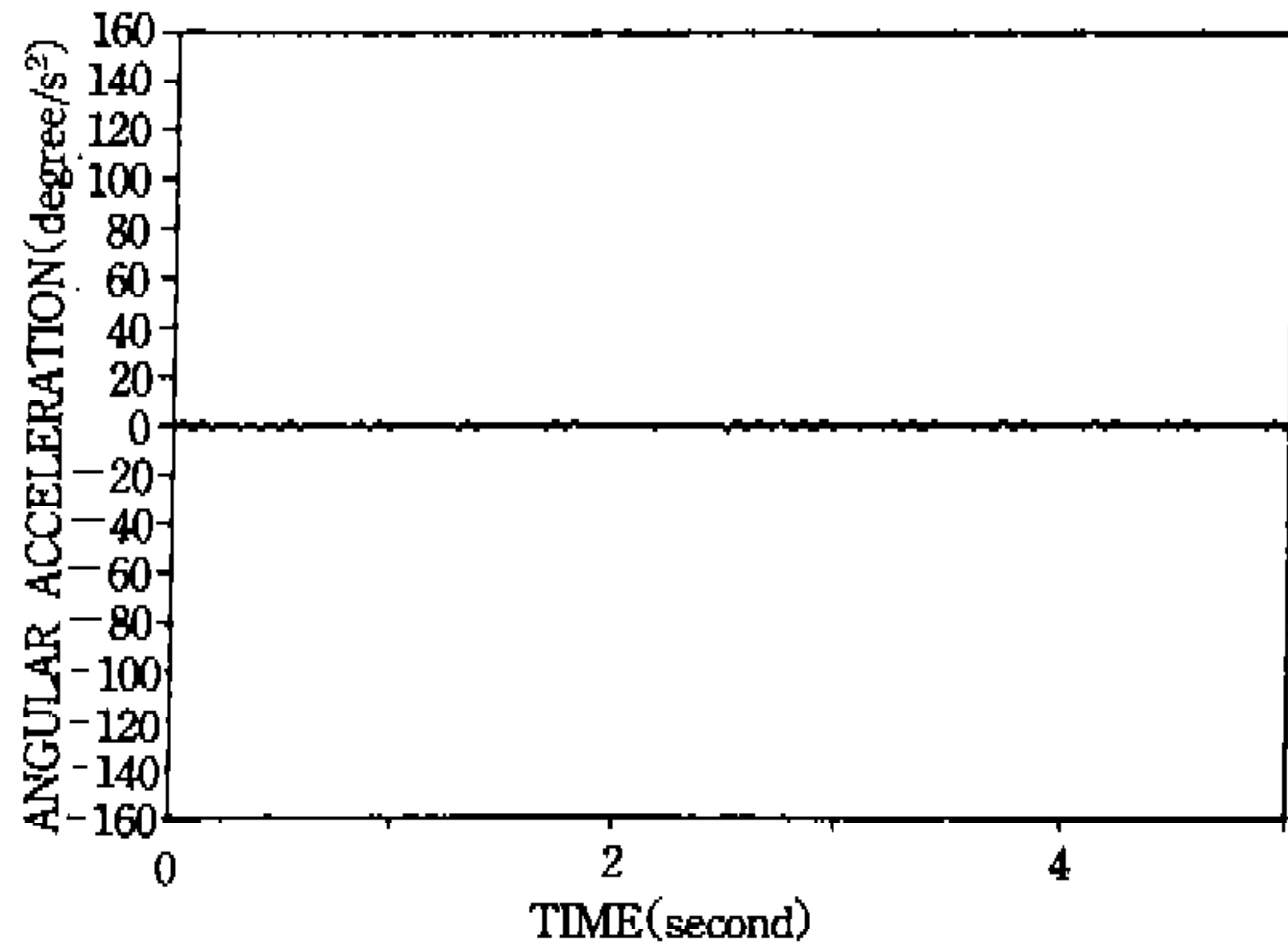
타이어의 코너링 파워가 설계치의 2배인 타이어와 1/2인 타이어의 경우에 대하여 주행속도별 조향륜의 각변위를 해석하였으며 그 결과를 Fig.10에 도시하였다. Fig.10에서 보는 바와 같이, 타이어의 코너링 파워가 클수록 조향륜의 진폭이 작아짐을 알 수 있다.

### 4.2.4 타이어 횡방향 스프링 상수의 영향

타이어의 횡방향 스프링 상수가 설계치의 2배

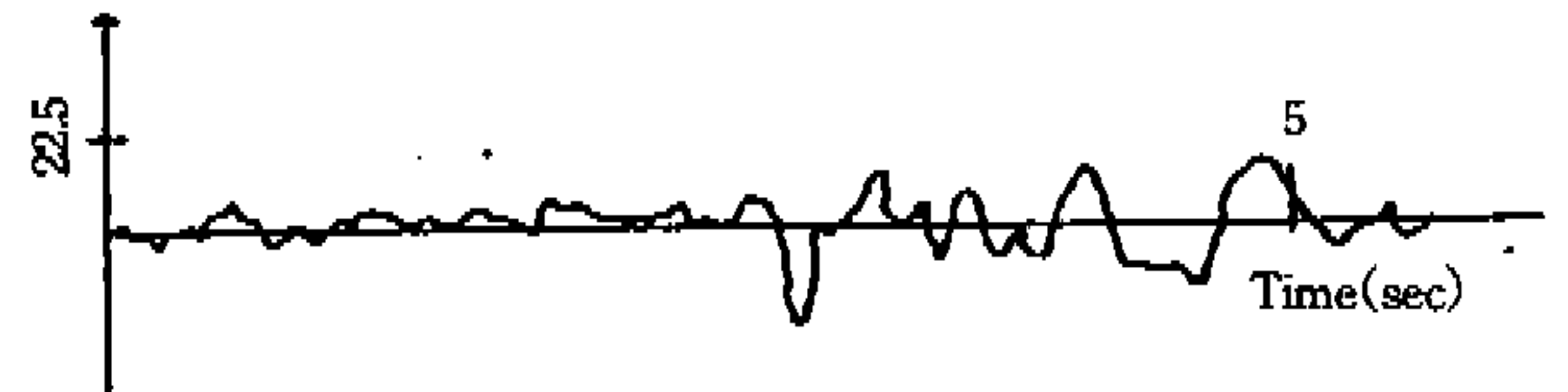


(a) Result of Experiment

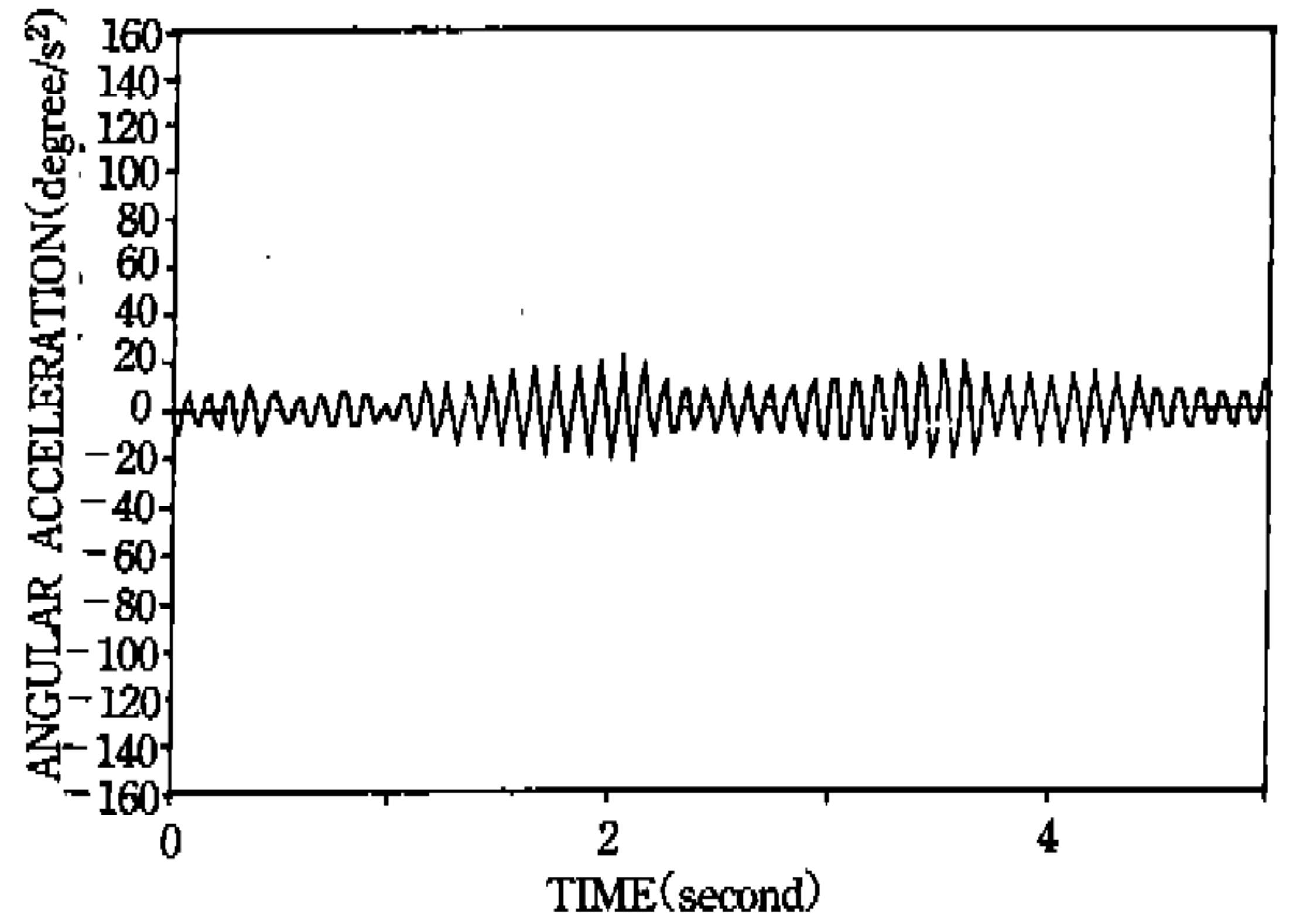


(b) Result of DADS Simulation

Fig.7 Angular Acceleration of Steering Wheel at 30kph



(a) Result of Experiment



(b) Result of DADS Simulation

Fig.8 Angular Acceleration of Steering Wheel at 70 kph

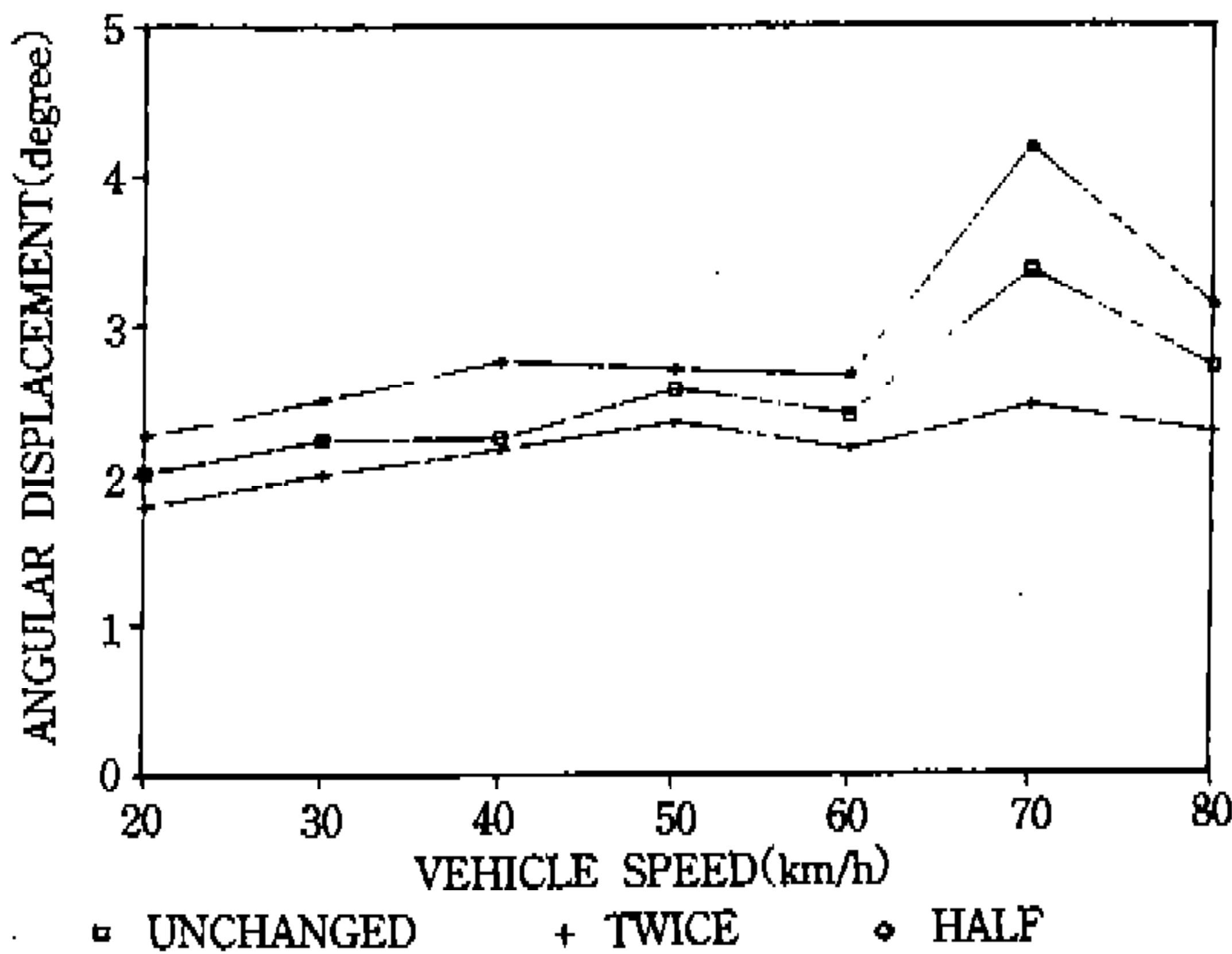


Fig.9 Effect of Shock Absorber Damping Coefficient

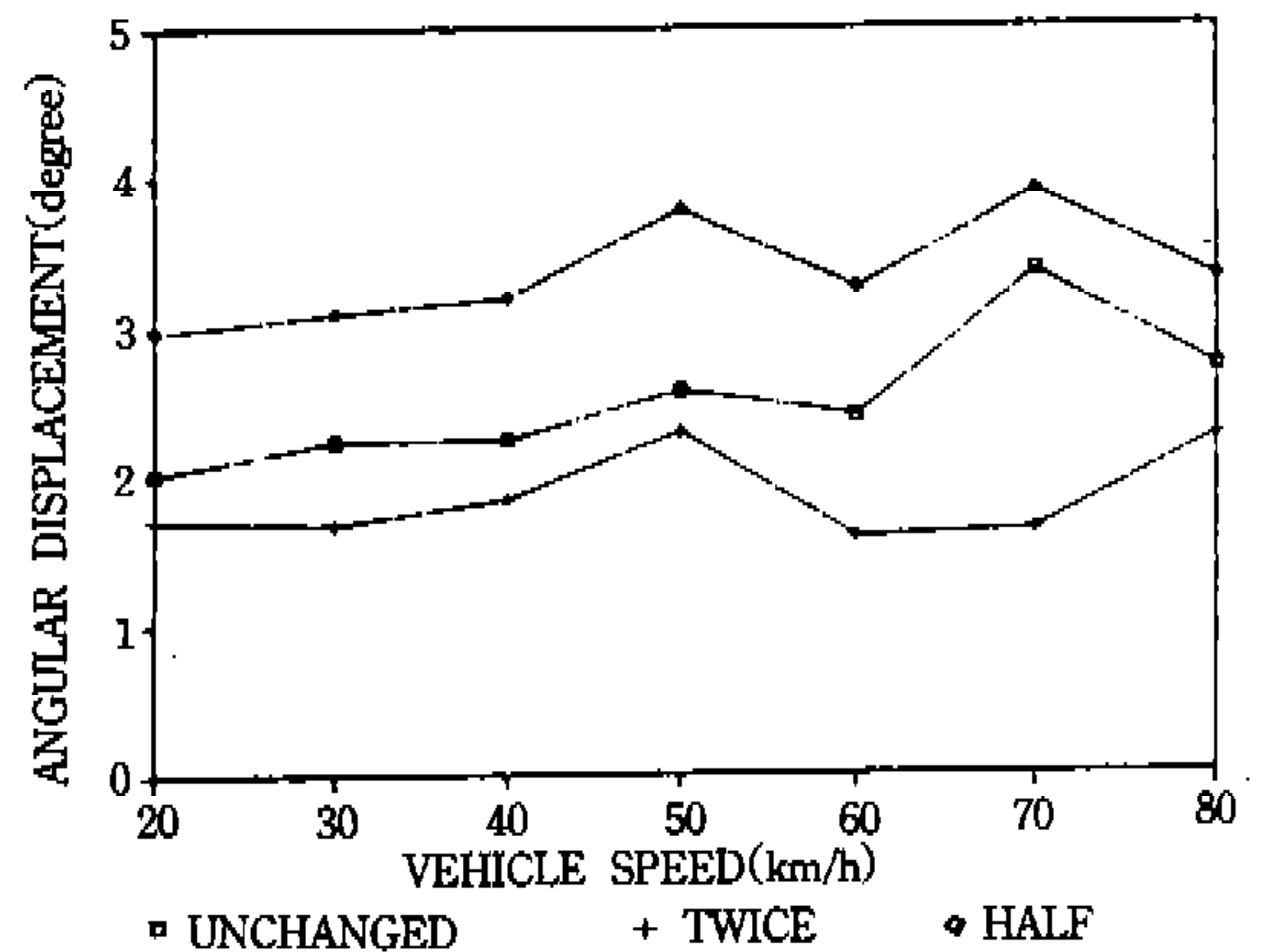


Fig.10 Effect of Tire Cornering Power

인 타이어나 1/2인 타이어나의 경우에 대하여 주행 속도별 조향륜의 각변위를 해석하였으며 그 결과를 Fig.11에 도시하였다. Fig.11에서 볼 수 있는 바와 같이, 타이어나의 횡방향 스프링 상수의 값은 조향륜의 진동에 큰 영향을 미치지 않음을 알 수 있다.

4.2.5 캐스터(caster)의 영향

전륜의 캐스터 각을 0°, 2°와 3°로 주었을 경

우에 대하여 주행속도별 조향륜의 각변위를 해석하였으며 그 결과를 Fig.12에 도시하였다. 그 결과 캐스터 각이 클수록 조향륜의 각변위가 작아짐을 알 수 있다.

4.2.6 허브(hub) 직각도 영향

허브 직각도가 0°인 경우와 0.5°인 경우에 대하여 주행속도별 조향륜의 각변위를 해석하였으며 그 결과를 Fig.13에 도시하였다. Fig.13에서

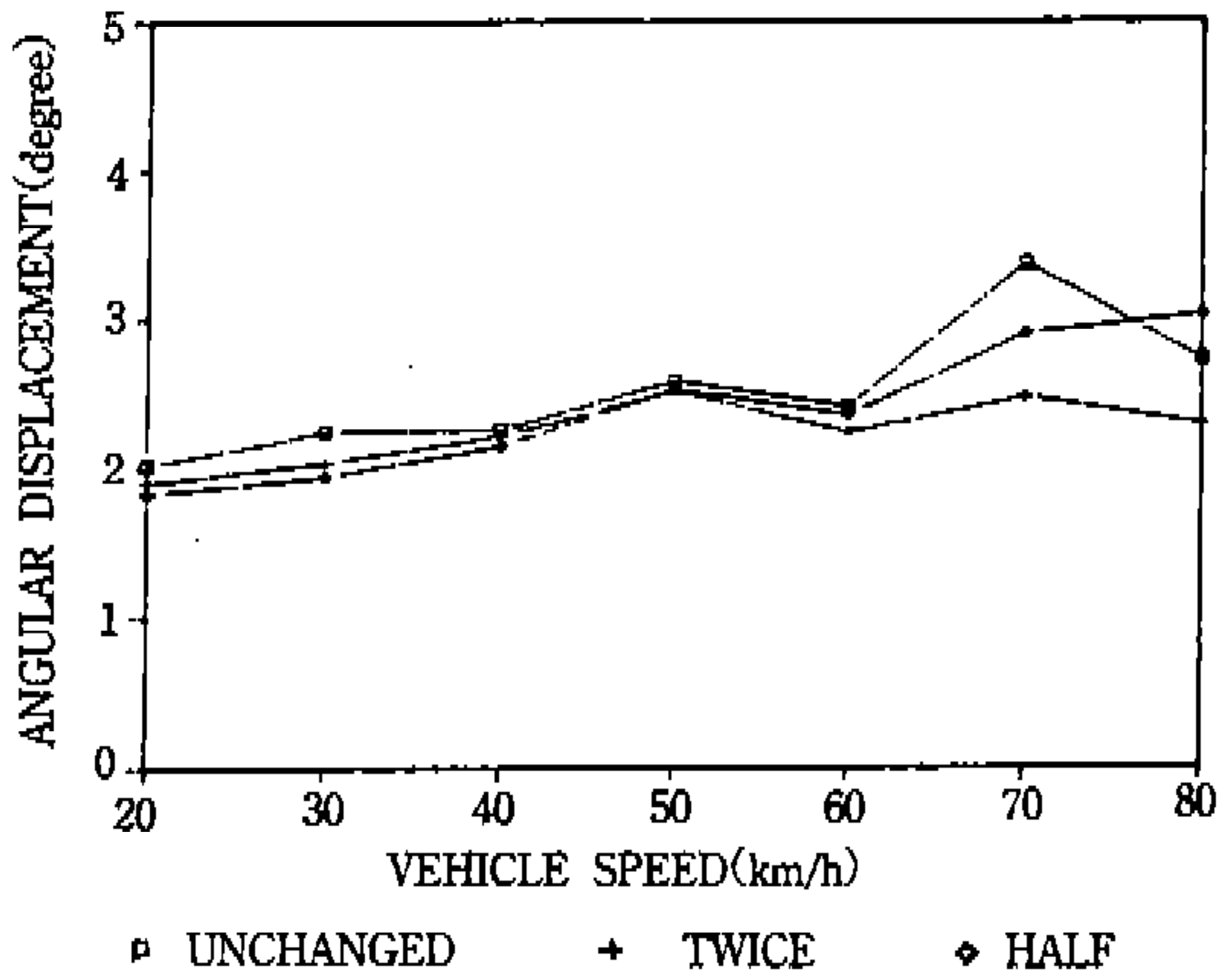


Fig.11 Effect of Lateral Stiffness of Tire

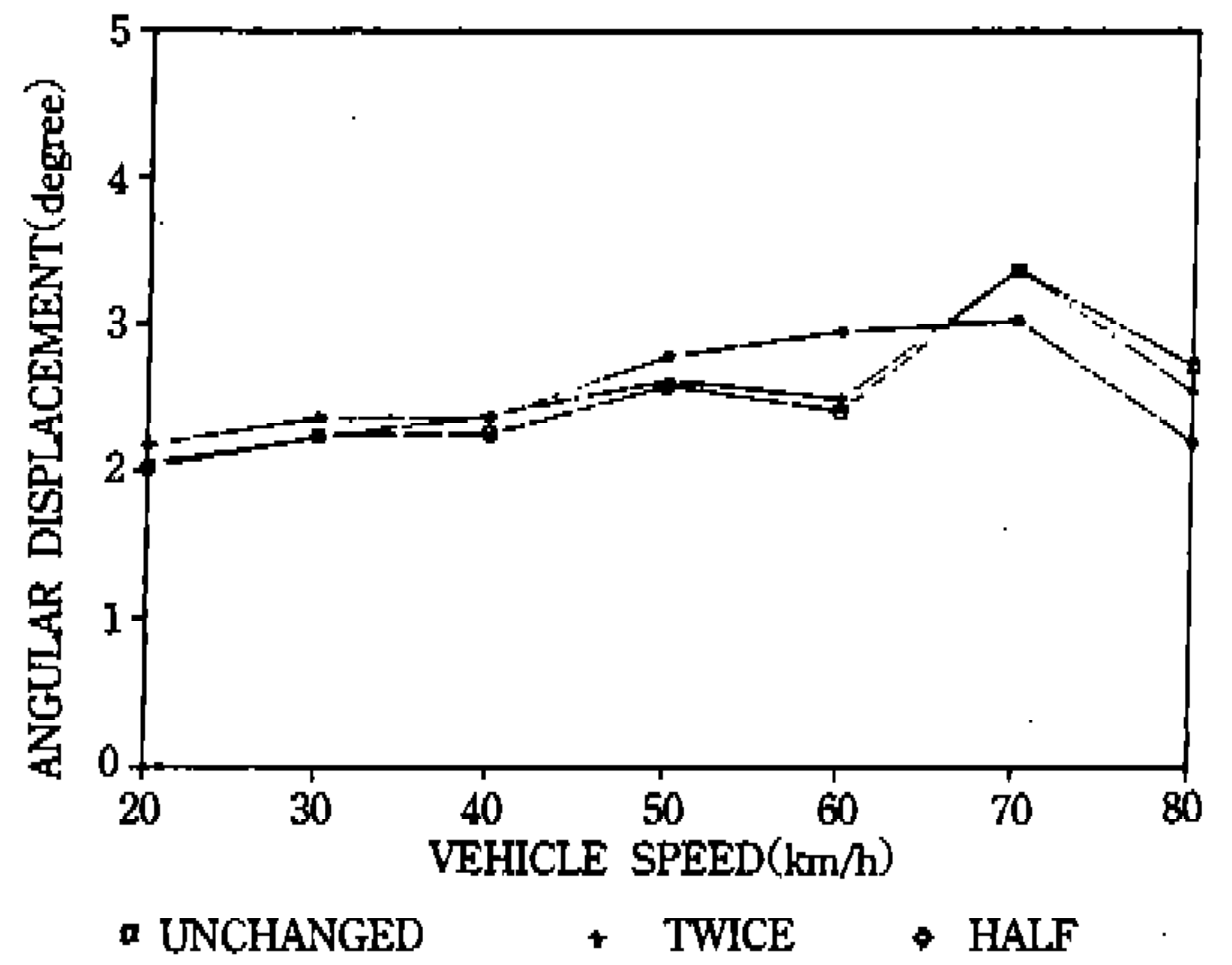


Fig.14 Effect of Axial Stiffness of Tie Rod

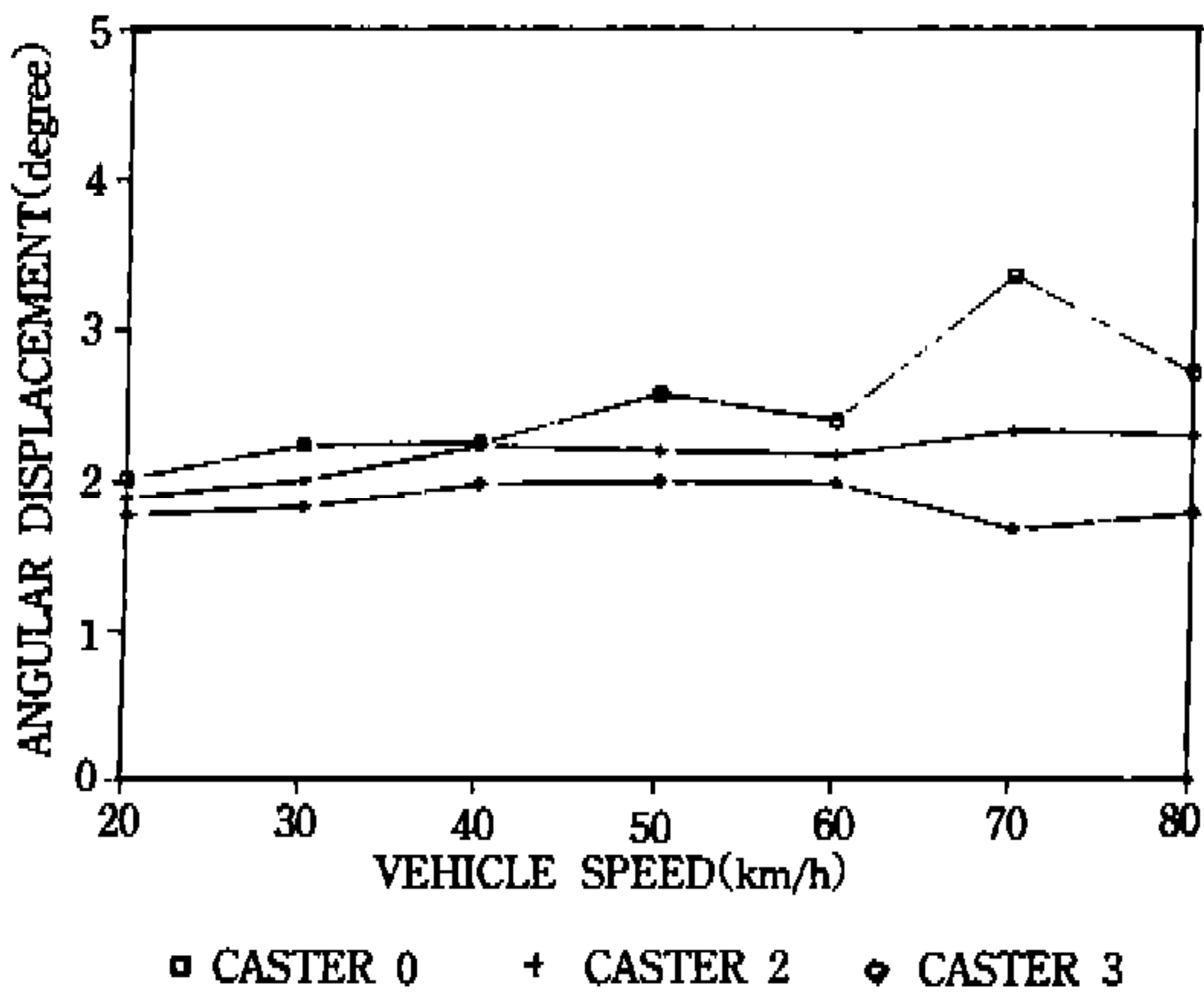


Fig.12 Effect of Caster Angle

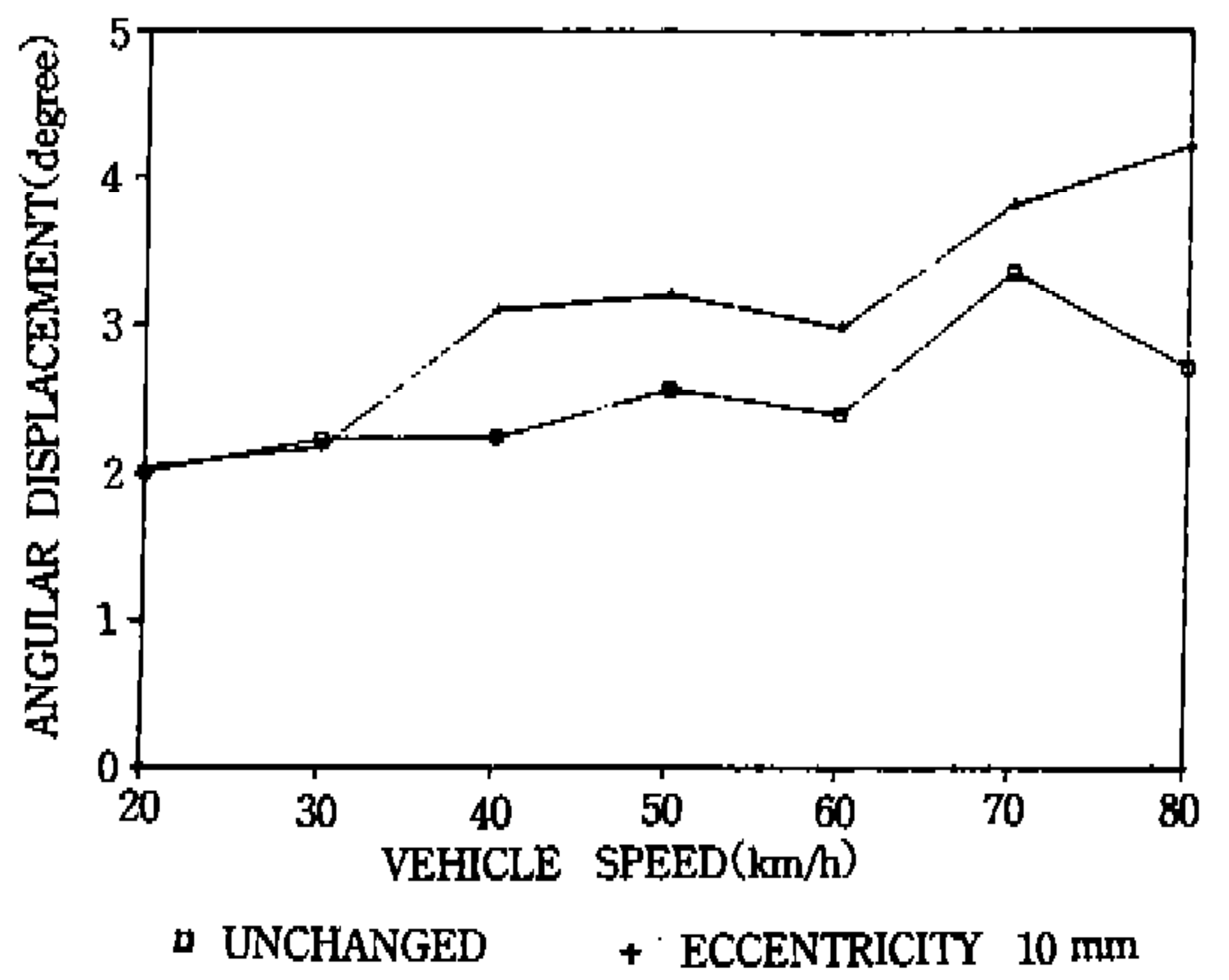


Fig.15 Effect of Unbalanced Mass

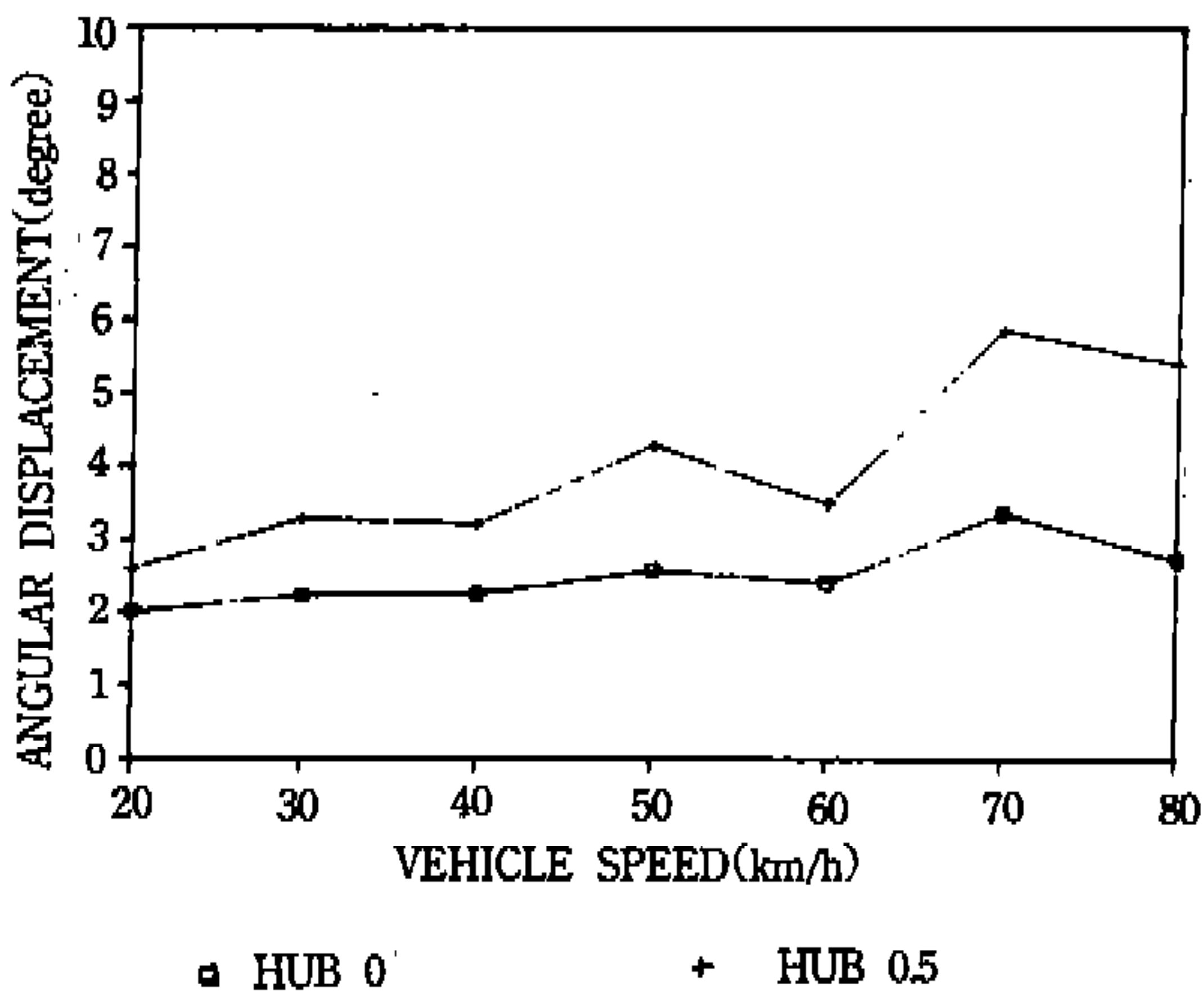


Fig.13 Effect of Hub Rectangularity

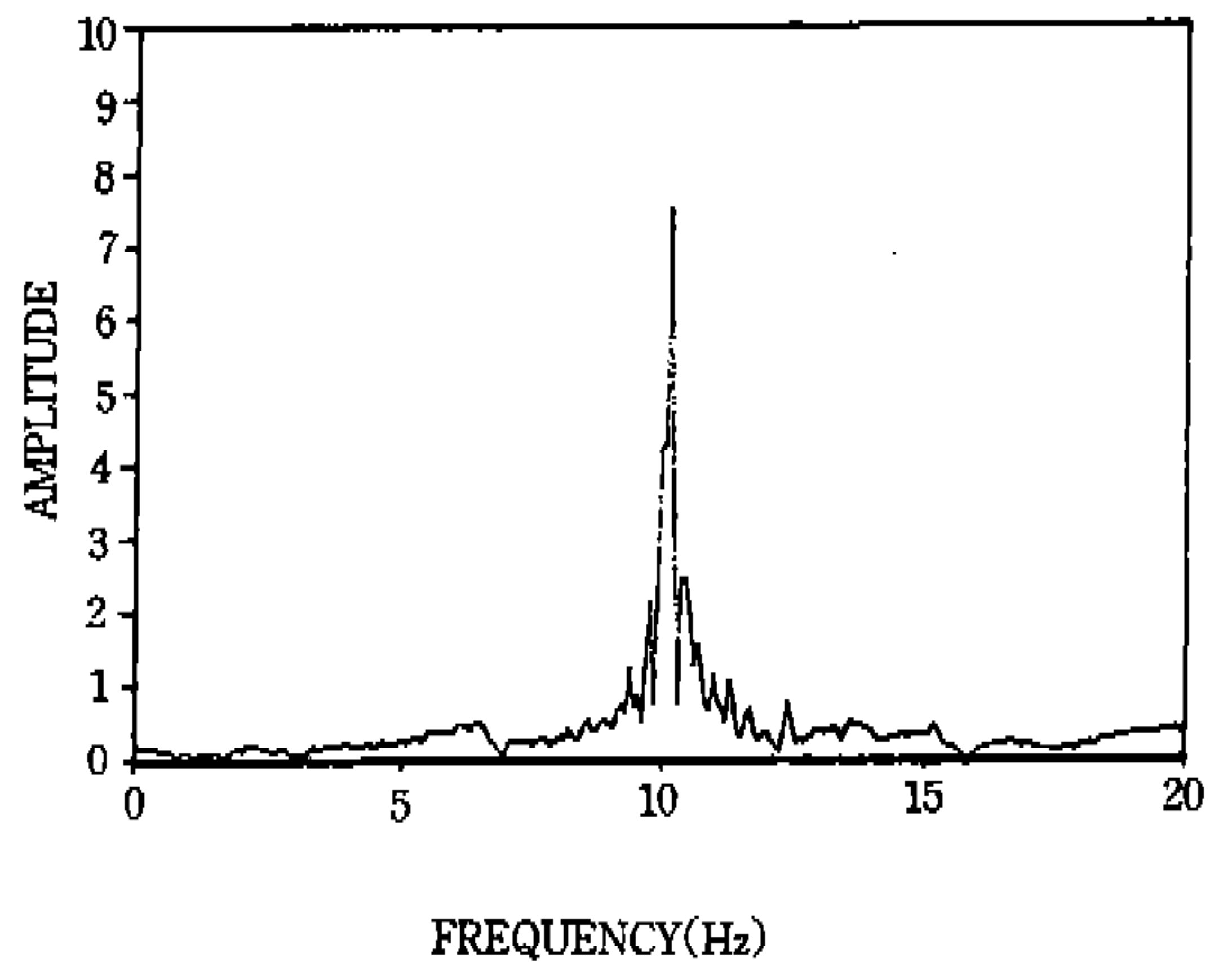


Fig.16 Result of FFT Analysis

보는 바와 같이, 허브의 직각도를 유지하지 못할 경우 조향륜의 진폭이 커짐을 알 수 있다. 특히 쉬미 현상이 심하게 발생하는 속도대에서 더욱 두드러짐을 알 수 있다.

#### 4.2.7 타이 로드(tie rod) 축방향 강성계수의 영향

타이 로드 축방향 강성계수를 설계치의 2배로 하였을 경우와 1/2로 하였을 경우에 대하여 주행속도별 조향륜의 각변위를 해석하였으며 그 결과를 Fig.14에 도시하였다. Fig.14에서 볼 수 있는 바와 같이, 타이 로드의 축방향 강성계수는 조향륜의 진동에 큰 영향을 미치지 않음을 알 수 있다.

#### 4.2.8 불균형 질량의 영향

차륜(wheel)의 질량이 불균일하여 질량중심이 회전중심으로부터 10mm 떨어진 지점에 위치하는 경우에 대하여 주행속도별 조향륜 진동의 각변위를 해석하였으며 그 결과를 Fig.15에 도시하였다. Fig.15에서 볼 수 있는 바와 같이, 차륜에 불균형 질량이 있게 되면 조향륜 진동의 진폭이 커짐을 알 수 있다. 따라서 진동의 강제력이 되는 불균형 질량을 제거하기 위하여 차륜의 동적, 정적 불균형을 수정하고 타이어의 균질성을 향상시켜야 한다.

#### 4.2.9 FFT 해석

주행속도 50kph에서 조향륜의 각가속도에 대한 FFT 해석을 수행하여 Fig.16과 같은 결과를 얻었다. 진동수 10Hz에서 피크치를 가짐을 알 수 있다. 이는 전차륜과 전차축으로 이루어지는 스프링 하부 질량의 트랩프 고유진동수와 일치한다.

### 5. 결 론

차량의 주행중 차륜 및 차축을 포함하는 조향계에서 발생하는 진동인 쉬미(shimmy) 현상에 대하여 입력변수를 다양하게 변화시켜가며 DADS를 이용하여 해석을 수행하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 상용차 조향계의 동적해석을 위한 모델을 개발하였으며, 실차시험과 비교함으로써 모델의 타당성을 검증하였다.

- 2) 속 압소바의 감쇠계수가 클수록, 타이어의 코너링 파워가 클수록, 그리고 캐스터 각이 클수록 조향륜의 진동이 감소함을 알 수 있었다.
- 3) 허브의 직각도가 좋을수록, 그리고 차륜의 불균형 질량이 적을수록 조향륜의 진동이 감소함을 알 수 있다.
- 4) 타이어의 횡방향 스프링 상수와 타이로드의 축방향 강성계수는 조향륜의 진동에 큰 영향을 미치지 않음을 알 수 있었다.
- 5) 동적해석 범용 프로그램인 DADS를 사용하였으므로, 구성재의 물성치를 간단히 변화시켜가며 각 설계변수의 영향을 살펴볼 수 있었으며, 이를 토대로 보다 개선된 차량설계를 위한 기초자료로 사용될 수 있다.

### 참 고 문 헌

1. T.D. Gillespie, Fundamentals of Vehicle Dynamics, SAE, 1992.
2. D. Bastow, Car Suspension and Handling, Pentech Press, 1987.
3. 자동차기술 핸드북, 일본 자동차기술회, 1990.
4. DADS User Manual, Computer Aided Design Software, 1988.
5. D.C. Clark, "A Preliminary Investigation into the Dynamic Behavior of Vehicles and Highways", SAE Trans., Vol.70, pp.447-455, 1962.
6. M. Mitschke, "Influence of Road and Vehicle Dimensions on the Amplitude of Body Motion and Dynamic Wheel Loads", SAE Trans., Vol. 70, pp.434-446, 1962.
7. R.H. Kohr, "Analysis and Simulation of Automobile Ride", SAE Trans., Vol.69, pp.110-119, 1961.
8. A.K. Rao, F. Giannopoulos, "Dynamic Loads on Suspension Components Using Mechanism Programs", SAE Paper 811307, 1981.
9. F. Jindra, "Mathematical Model of Four-Wheeled Vehicle for Hybrid Computer Vehicle Handling Program", NHTSA Report No.DOT-



