

◆특집◆

방진고무의 기계적특성과 자동차 소음·진동 설계

김기세* , 이역섭**

Mechanical Characteristics of Rubber Mount and Vehicle Noise-Vibration Design

Kie Sei Kim* and Ouk Sub Lee**

1. 머리말

자동차 대수가 증가하고 일상생활에 있어서 자동차 사용시간이 늘어가면서 개개인의 생활공간에 대한 자동차의 점유비율은 높아져 가고 있다. 따라서 차량에 대한 안락감, 정숙성도 매우 높게 요구되고 있다. 정숙성의 첫번째 지수인 진동소음 성능은 차량 개발기술의 총합적인 평가의 역할을 하고 있고, 고객에게 가장 밀접하게 어필할 수 있는 상품성 측면에서 중요한 요소가 되고 있다. 차량 메이커는 단축되어 가는 개발기간 내에 높아지는 진동소음 요구 수준을 만족시키기 위하여 총력을 기울이고 있다.

그러나 차량의 경량화, 소형화 등을 통한 저연비의 실현과 동력성능 향상을 위한 고출력화 기술의 적용은 진동소음 성능의 목표 달성에 장애요인으로 작용하고 있다.

차량에서 발생하고 느끼는 진동소음 발생 메카니즘은 세 단계로 분석된다^[1]. 첫째는 가진력(excitation force)으로서 주로 엔진, 구동계, 불규칙한 노면, 바람 등이다. 두 번째로 이러한 가

진력을 승객의 거주공간인 차체로 전달하는 전달계(path)인데 전달과정 시스템의 동특성, 방진고무 등이 해당되며, 마지막은 응답계(response)로서 차체의 진동, 흡음, 차음 특성 등이 이에 속한다.

본 논문에서는 전달계로서 중요한 역할을 하는 방진고무(rubber mount)의 특성, 기본적인 작용원리 및 응용사례에 대하여 실제 차량 개발 현장에서 실행되고 있는 내용을 기술하고자 한다.

2. 방진고무의 동특성

자동차에 사용되는 방진고무는 350여종에 달하며, 엔진지지계, 구동계, 현가계 및 배기계 등 차량의 전 시스템에 사용되는데 방진고무가 금속스프링에 비해 많이 사용되는 이유는 다음과 같다^[2].

- ① 고무는 금속에 비하여 탄성율이 대단히 작아서 진동절연 능력이 우수하다.
- ② 금속스프링에 나타나는 서징(surging)현상이 발생하지 않는다.
- ③ 형상을 자유롭게 선택할 수 있고 세가지 방향의 스프링상수비를 조절할 수 있다.
- ④ 금속과 견고하게 접촉하며 소형화, 경량화가 가능하고 지지하는 방법이 간편하다.
- ⑤ 재료 배합(polymer)에 따라 감쇠를 선택할 수 있다.
- ⑥ 고주파진동의 흡수가 가능하여 음을 차단할 수 있다.

* 담양대학 자동차공학과

** 인하대학교 기계공학과

Tel. 032-860-7315 Fax. 032-868-1716

Email leeos@inha.ac.kr

과피역학 특히 매설배관의 안전성 평가와 구조물의 동적 하중에 의한 파괴와 동적기계특성 측정에 관심을 두고 연구하고 있음.

이러한 장점을 갖는 고무를 이해하기 위하여는 방진고무의 특성이 이해되어야 한다.

방진고무에 대한 특성은 정특성과 동특성으로 구별되는데, 정특성은 중량지지 및 변위제어 등의 목적으로 적용되고 동특성은 진동소음 저감 목적으로 사용된다.

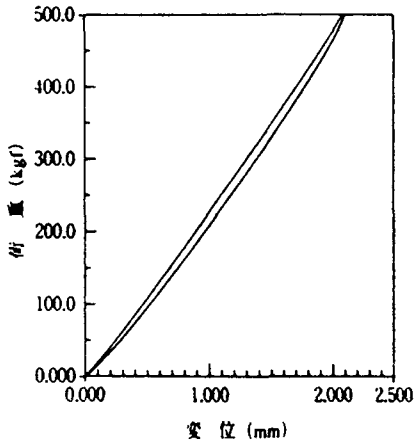


Fig. 1 Static spring constant

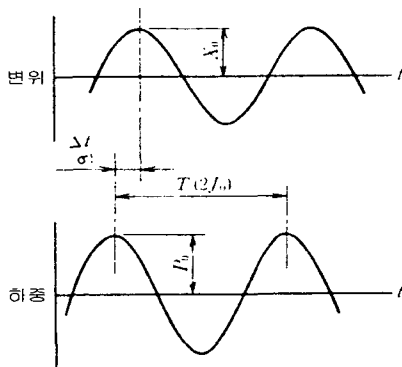


Fig. 2 Force and displacement curve

정특성은 그림 1과 같이 하중과 변형량의 관계에서 밝혀지는 것이고, 동특성은 그림 2와 같이 주파수를 갖는 반복하중을 가할 때 나타나는 특성이다. 고무는 점탄성(visco-elastic)특성을 갖고 있으

로 그림에서 보는 바와 같이 하중과 변위사이에 위상차가 생기며 히스테리시스(hysteresis)를 이룬다^[2].

이러한 관계를 수식으로 정리하면 다음과 같다.

$$p = p_0 \sin(\omega t + \delta)$$

$$= p_0 \cos \delta \sin \omega t + p_0 \sin \delta \cos \omega t \quad (1)$$

$$x = x_0 \sin \omega t \quad (2)$$

여기서 P는 하중, P₀는 하중진폭, x는 변위, x₀는 변위진폭, δ는 위상차, ω는 가진주파수이다.

이들의 상호관계로부터 고무의 동특성을 정리하면 표 1과 같다.

Table 1 Dynamic characteristics of rubber

동 특 성	기 호	의 미
저장스프링상수	k ₁ (k _d)	p ₀ cos δ /x ₀
손실스프링상수	k ₂	p ₀ sin δ /x ₀
손 실 계 수	tan δ	k ₂ /k ₁
동 배 율	k _d /k _s	

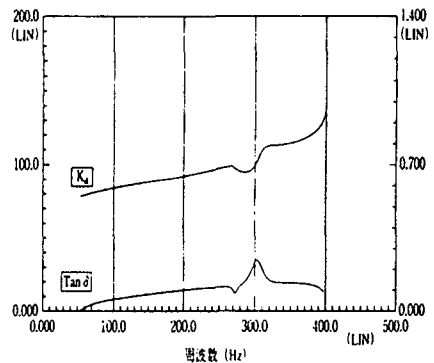


Fig. 3 Dynamic spring constant

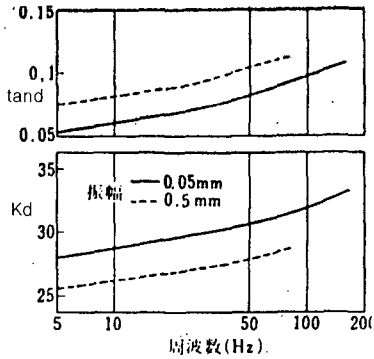


Fig. 4 Dependency of dynamic spring constant on frequency and displacement

여기서, 저장스프링상수는 대표적인 동스프링상수로 사용되고, 손실계수는 고무 내부감쇠의 크기를 나타내는데 고무에서는 이 값으로 감쇠특성을 대신하고 있다. 전용 측정장비에 의한 측정결과는 그림 3과 같으며, 산업현장에서는 이것을 관리 기준으로 삼고 있다. 그런데 동특성은 그림 4와 같이 주파수, 가진진폭, 온도에 의존한다^{[3][4]}.

① 주파수

고무의 종류 배합에 의하여 동스프링상수, 손실계수의 변화상대는 다르나, 일반적으로 주파수에 따라 증가하는 경향이다.

② 가진진폭

온도를 일정하게 하고 진폭을 작게하면 동스프링상수는 증가하고 손실계수는 감소한다.

③ 온도

온도를 내리면 동스프링상수는 급격히 상승하고 손실계수도 최대가 되는 천이영역(transition area)을 지나게 된다.

이러한 동특성이 차량의 진동 소음 성능에 영향을 주고 있으므로 주파수와 가진진폭에 따른 동스프링상수의 변화는 주의깊게 관찰되어야 한다.

3. 엔진지지계

엔진지지계(engine mounting system)는 엔진 및 변속기로 이루어진 파워플랜트의 중량을 지지하는

것 외에도 지지계의 동특성에 의해서 엔진에서 발생하는 진동의 절연, 변속시에 발생하는 과도변위의 제어, 구동계 진동의 전달 제어, 노면에 의한 저주파진동 전달의 최소화 등의 역할을 하게 된다.

전륜구동형(FF) 승용차의 엔진 지지방식은 그림 5와 같이 관성추축지지방식, 중심지지방식 및 복합지지방식 등으로 구별되며, 3~5개의 고무로 되어 있는 인슐레이터(insulator)가 파워플랜트를 지지하고 있다^{[4]~[5]}.

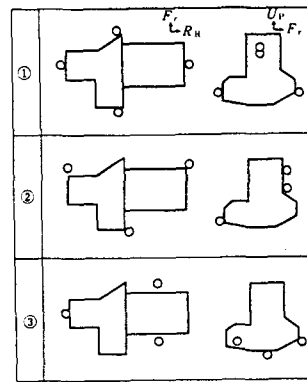


Fig. 5 Various type of FF engine mounting system

3-1. 엔진지지계의 해석

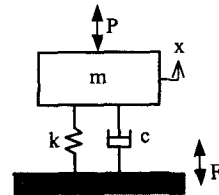


Fig. 6 1-d.o.f. model

진동절연(vibration isolation) 이론에 의하면 그림 6과 같은 1자유도 모델에서 운동방정식과 전달율(transmissibility)은 식(3), (4)와 같고, 그림 7과 같이 표현된다^[2].

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = P \tag{3}$$

$$TR = \frac{\sqrt{1 + (2c/c_c \cdot \omega/\omega_n)^2}}{\sqrt{(1 - \omega^2/\omega_n^2)^2 + (2c/c_c \cdot \omega/\omega_n)^2}} \quad (4)$$

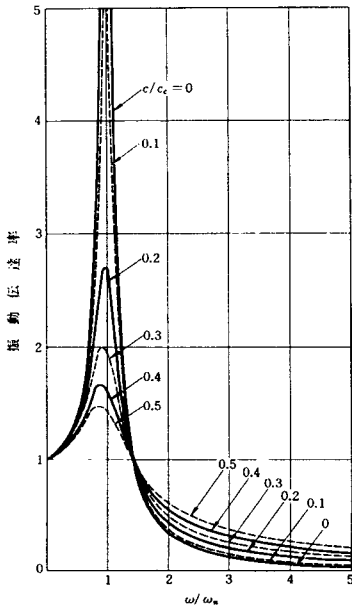


Fig. 7 Transmissibility

그림에서 알 수 있듯이 진동전달율을 1이하로 하기 위해서는 $\omega/\omega_n > \sqrt{2}$ 가 이루어져야 하며, 충분한 진동절연 성능을 유지하기 위해서는 주파수비(ω/ω_n)을 크게 하고, 감쇠비(c/c_c)를 낮게 하는 것이 유리하다. 그러나 엔진지지계는 엔진시동 및 정지시에 필히 공진점을 통과하게 되므로 감쇠비의 설정에 주의가 요망된다.

이 이론을 엔진지지계에 적용하면 그림 8과 같이 모델링되는데, 엔진의 운동은 무게중심을 원점으로 하는 3방향의 직선운동과 3방향의 회전운동으로 표시된다. 이에 대한 운동방정식은 식(5)와 같고 이를 수치해석 방법으로 고유진동수를 구하게 된다.

$$[I]\ddot{x} + [C]\dot{x} + [K]x = \{F\} \quad (5)$$

여기서 $[I]$ 는 관성행렬, $[C]$ 는 감쇠행렬, $[K]$ 는 강성행렬, $\{F\}$ 는 엔진가진력이다.

이 식으로 부터 지지계의 롤(roll)방향 고유진동수를 구하여 엔진가진력 주파수(ω)와 엔진지지계의 롤고유진동수(ω_n)의 비율을 $\omega/\omega_n = 2.5 - 3.0$ 으로 설정한다. 일반적으로 4기통 엔진이 탑재된 승용차의 경우 공회전(idling) 엔진회전속도를 기준으로 $\omega_n \leq 10\text{Hz}$ 이 되도록 한다. 그런데 식 (5)의 운동방정식에서 강성행렬 $[K]$ 는 인슐레이터의 스프링 특성, 장착위치, 장착경사각으로 이루어져 있으므로 설치 가능한 위치, 공간에서 이 설계변수를 변경 검토하여 최적변수를 결정하게 된다.

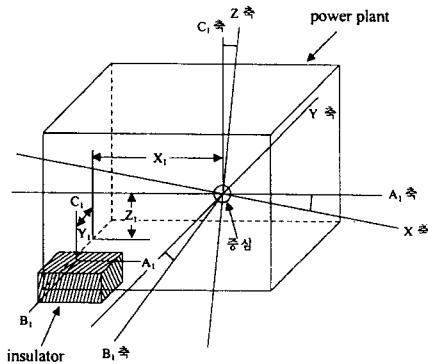


Fig. 8 Modelling for engine mount system

3-2. 진동소음 현상 및 개선사례

이와 같은 특성을 갖는 엔진지지계는 차량의 진동 소음 성능에 여러가지로 영향을 미치는데, 공회전시 차체 및 스티어링휠 진동(idle vibration), 중고속회전시 차체진동 및 부밍소음(booming noise), 엔진쉐이크(engine shake), 급격한 토크변화시의 차체요동(surge, shock) 등과 관련된다⁶⁾.

1) 공회전 진동

공회전시에 차체 및 스티어링휠에서 크게 나타나는 공회전 진동은 자동변속기차량, D-range, Air-con작동시에 발생하는 25~50Hz의 저주파진동

이다. 엔진 폭발에 의한 토크변동성분이 엔진지지계의 인슐레이터를 통해 차체에 전달되어 발생하는 것이다.

그런데 이 성분은 엔진지지계의 롤방향의 공진, 차체의 굽힘공진, 배기계의 공진, 시트의 공진과 연성(coupling)되어 증폭되는데, 특히 횡치엔진 FF 차량에서는 엔진의 가진력이 차체의 공진방향과 일치되어 더욱 심각해진다.

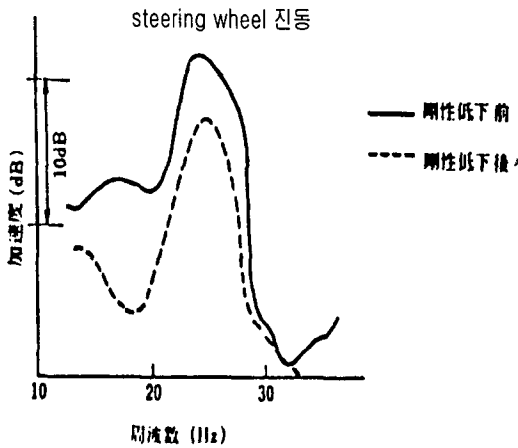


Fig. 9 Reduction of idle vibration

공회전 진동에 대한 대책으로는 연성된 시스템의 공진주파수와 비연성화(decoupling)하거나, 엔진 롤방향 가진력의 전달을 줄이는 것이 유효하다⁷⁾.

그림 9에는 인슐레이터의 동스프링상수를 낮추어 엔진가진력의 전달이 저감되어 스티어링휠 진동이 개선되는 것을 보여 주고 있다.

2) 중고속 부밍소음

엔진의 중고속 회전시에 나타나는 부밍소음은 엔진에서 발생하는 관성력(inertia force)이 인슐레이터를 통하여 차체에 전달되고 차체가 국부적으로 진동하여 50Hz 이상의 고체전달음(structure born noise)으로 되는 것이다. 이를 개선하기 위해서는 엔진 진동이 작게 발생하는 곳에 인슐레이터를 위치시키는 노달마운팅(nodal mounting)법과 인슐레이터의 스프링상수를 저하시켜 전달력을 줄이는 방법이 적용되는데, 인슐레이터의 스프링상수를 변경하

여 소음 저감효과가 나타난 결과를 그림 10에 보았다⁸⁾.

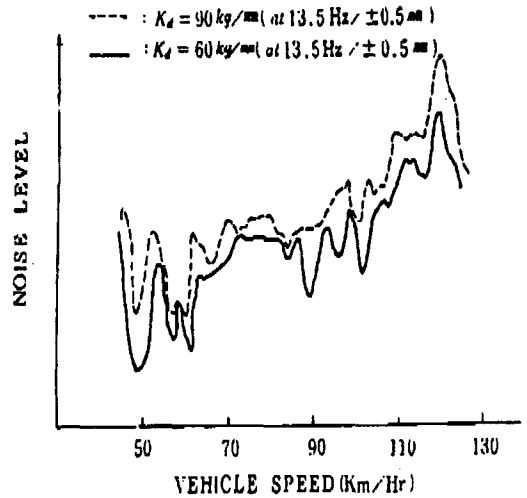


Fig. 10 Reduction of interior noise

3) 엔진쉐이크

승용차의 경우, 파워플랜트의 중량이 차량 전체의 약 30~45%의 비율을 차지하게 되는데, 이러한 파워플랜트가 진동하게 되면 차량전체에는 상당한 영향을 미치게 된다. 노면의 요철, 휠불평형(unbalance) 및 축의 스러스트력(thrust force) 등에 의해 발생된 7~20Hz영역의 가진력이 차량에 가해질 때 스프링하질량(unsprung mass)의 공진이 유발되고 이 공진이 차체에 해당하는 스프링상질량(sprung mass)에 전달되면 차체에 장착된 파워플랜트도 진동하게 된다.

그리고 이것이 엔진지지계의 바운스(bounce), 피치(pitch) 방향공진과 일치하게 되면 문제가 더욱 심각해진다. 이러한 현상을 엔진쉐이크(engine shake)라고 하는데 이를 저감시키기 위해서는 엔진지지계의 감쇠를 증가시켜 공진진폭을 줄이는 방법과 공진을 피할 수 있도록 인슐레이터의 동스프링상수를 변경시켜 스프링상질량에 대하여 동흡진기(dynamic absorber)로 활용하는 방안 등이 적용된다. 그림 11에 감쇠가 큰 액체봉입식 인슐레이터를 사용하여 10Hz의 진동을 크게 개선한 예가 나타나 있다⁶⁾.

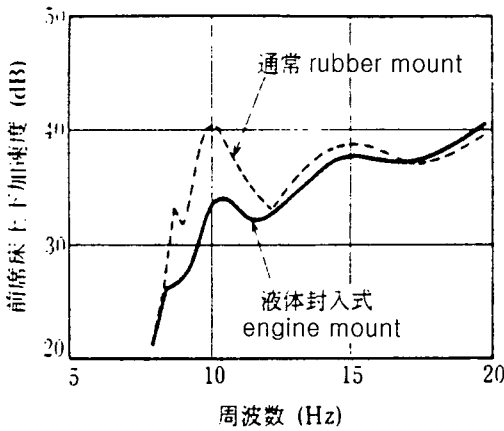


Fig. 11 Reduction of engine shake

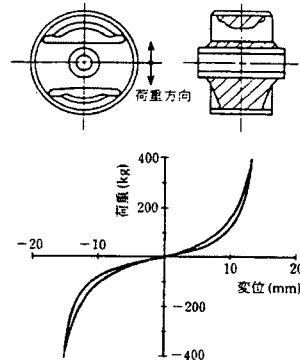


Fig. 12 Nonlinear spring characteristics of insulator

4) FF차량의 엔진지지계

위에서 언급된 진동소음 저감대책은 대체로 인슐레이터의 스프링상수를 저하시켜 진동절연성을 향상시키는 방법인데, 엔진지지계의 역할은 이러한 진동절연외에도 엔진지지계 주변부품 즉 배기계, 전장계, 콘트롤계 등의 손상을 방지하는 역할도 하여야 한다. 즉 급발진시의 급격한 토크변화에 대한 대변위를 규제해야 한다. 따라서 강성을 저하시켜 진동을 차단하여야 하는 역할과 강성을 증대시켜 대변위를 규제해야 하는 상반되는 조건을 모두 만족시켜야 하는 양면성을 갖도록 엔진지지계를 구성하여야 한다⁴⁾.

특히, 횡치엔진(transversely mounted) FF차량에서는 구동반력이 파워플랜트, 엔진지지계에 직접적으로 작용하고 그 크기가 후륜구동(FR)차량에 비해 3~4배나 되며, 이에 대응하기 위한 유효 스패ן(span)이 상대적으로 짧으므로 대처하기 어렵게 된다. 이를 위하여 FF차량의 엔진지지계는 구동토크가 낮을 때 즉 공회전 및 저부하시에는 유연한(soft) 특성을, 고부하 및 토크변동이 큰 경우에는 딱딱한(hard) 특성을 보여야 한다.

따라서, 이러한 두조건을 모두 만족하도록 인슐레이터에 비선형특성을 갖도록 하고 변곡특성도 연구되어야 한다. 그림 12, 13에 이러한 요구에 부응하는 FF차량의 인슐레이터 형상, 특성과 엔진지지계를 보여주고 있다.

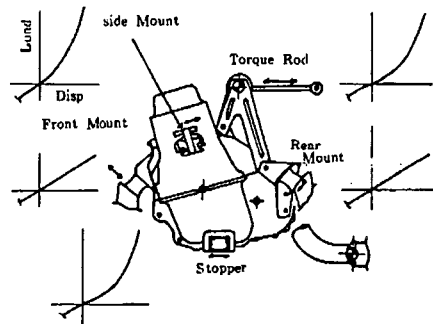


Fig. 13 Engine mounting system for FF car

4. 구동계

엔진에서 발생하는 회전력을 바퀴까지 전달하는 구동계는 변속기기어, 추진축, 후차축 등으로 구성되어 있는데, 이들 또한 공진을 갖게 되어 주행중 진동과 소음을 유발시킨다. 이러한 진동소음 현상은 주파수 및 공진 모드에 따라서 다양하게 나타나는데, 문제점을 치유하는데 방진고무가 많이 적용되고 있다.

4-1. 굽힘진동

구동계의 추진축(propeller shaft) 또는 드라이브샤프트(drive shaft)에서 굽힘공진(bending resonance)이 발생하면 구동계 진동이 커지게 되고 이 진동이 현가계를 통해서 차체에 전달되어 진동을 동반한 부밍소음(booming noise)으로서 문제된다.

그림 14에 FF차량의 드라이브샤프트에서 나타난 굽힘공진과 진동소음의 상관관계를 나타내고 있다^[7]. 드라이브샤프트의 공진점에 해당하는 속도에서 진동이 커지고 현가계의 로워암(lower arm)을 통하여 차체에 전달되어 부밍소음으로 된다. 이 문제는 드라이브샤프트를 단순빔(beam)으로 가정하면 쉽게 고유진동수를 구할 수 있다.

대책으로 공진주파수를 상용속도 바깥으로 이동시키기 위하여 재질, 치수의 변경을 고려할 수 있으나, 방진고무를 이용한 대책이 더 효과적이다.

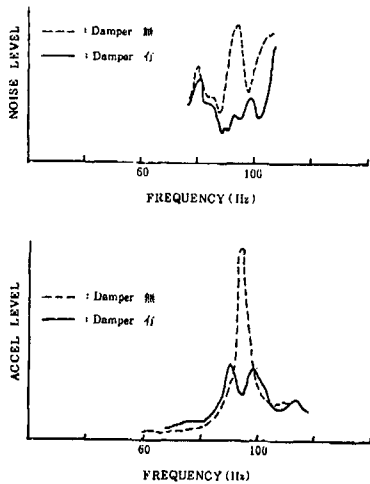
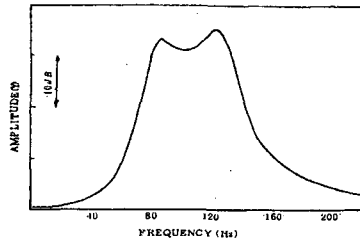


Fig. 14 Vibration and booming noise induced by driveshaft resonance

그림 15와 같은 동흡진기(dynamic absorber) 형식의 댐퍼(damper)를 드라이브샤프트에 적용하여 그림 16의 동흡진기 이론에 따라서 댐퍼질량과 고무 동특성을 변경하여 최적안을 수립할 수 있다^[8].



(a) 試驗結果

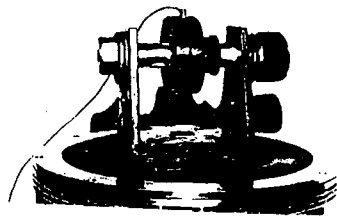


Fig. 15 Dynamic damper and characteristics

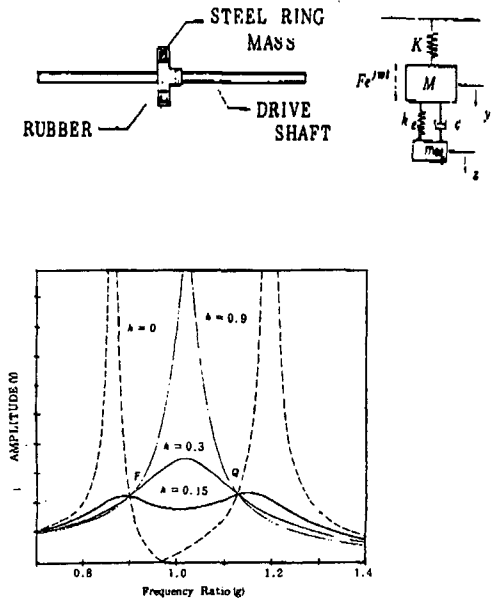


Fig. 16 Modelling for dynamic damper and theory