

기존의 엔진룸을 이용한 신규 개발 디젤 엔진의 지지계 결정에 관한 연구

A Study on the Decision of the Mount for the Newly Developed Diesel Engine using the Existing Engine Room

김 규 철*, 김 주 연**, 안 상 호***
K. C. Kim, J. Y. Kim, S. H. Ahn

ABSTRACT

This paper presents the procedures and technique of the decision on the mount in a diesel engine development newly.

To assess the vibration characteristics of the engine plus transmission, their inertia moments are calculated for three engine versions, i.e., NA(Naturally Aspirated), TC(Turbocharged) and TCI(Turbocharged and Intercooled). These data are used to determine the mount layout and stiffness values affecting the noise quality of an engine as well as a vehicle.

The main purpose of this paper is to design the mount rubber having the optimal stiffness characteristics through the investigation of the calculation results and the mount conditions when an engine is installed in a vehicle using the existing engine mount room.

Thus, this paper describes the optimal mount positions, rubber stiffnesses, natural frequency, mode shapes and so on using ADAMS program to apply the newly developed engines to three different vehicles

주요기술용어 : Mount Layout(지지계 배치), Stiffness Values(강성치), Mount Rubber(지지 고무), Engine Mount Room(엔진 장착실), Mode Shapes(모드 형상)

1. 서 론

차량용 엔진을 새롭게 개발할 때 목표성능 개

발 및 배기가스 저감을 위한 새로운 기술의 개발이 전 세계 엔진 제작사들에 의해서 매우 급속도로 진전되어 오고 있다. 이런 기술의 발전과 더불어 차량의 진동에 기여하는 인자중의 하나인 엔진 단체의 지지계 진동을 최적화하여 차량의 조안성능을 향상시키고자 하는 노력이 차량 제작사들에 의해 활발히 추진되고 있다.

* 아시아자동차 서울연구소
** 정회원, 아시아자동차 서울연구소
*** 정회원, 신홍전문대학 자동차과

지금까지 엔진 지지계의 해석은 주로 지지 고무(Mount Rubber)에 대해서 이루어져 왔으며, 그 연구 대상은 엔진이 탑재되는 엔진 장착실(Engine Mount Room)의 환경에 따른 지지 고무의 형상 및 지지 고무의 강성 특성 등이 주를 이루어 왔다. 또한, 지지계의 해석은 상용 프로그램 또는, 지지고무 제작사들의 고유 코드를 이용하여 수행되고 있는 실정이다.¹⁻⁷⁾

특히, 엔진의 진동은 공회전 속도에서 가장 문제시 되기 때문에 엔진 지지계의 지지 고무 해석 및 개발이 이 회전 속도에 초점이 맞춰지고 있다. 즉, 엔진으로부터 발생하는 진동을 지지고무를 통해 감쇄시켜 새시로의 진동 전달을 차단시켜 차량 진동을 감쇄시키고 있다.⁴⁾

일반적으로 지지고무의 개발은 엔진 및 차량의 새시 데이터에 근거하여 최적 해석이 이루어지며 시제작된 지지고무에 대해 수차례의 실차 탑재 시험을 통해 최적의 지지고무 강성치(Stiffness Values)를 개발하고 있다.

따라서, 본 연구에서는 성능 및 배기가스 규제치 개발이 완료된 신규 개발 엔진에 대한 엔진의 강성 데이터 및 차량 새시 강성 데이터를 이용해 각각의 적용 차량별로 지지계의 위치, 지지고무의 초기 강성치, 지지계의 수직방향 변위 및 고유 진동수를 ADAMS 프로그램(Ver. 6.0)을 이용해 계산하였으며, 그결과를 지지계 선정 기준과의 비교 검토를 통해 엔진 지지계의 최적 설계를 실현하고자 한다.

2. 본 론

엔진 지지계의 위치 및 차량강성 특성에 근거한 계산이 새롭게 개발된 디젤 엔진에 대해 수행 되었다. 계산을 위한 입력 데이터로서 엔진의 질량 및 관성, 트랜스미션의 질량 및 관성이 측정 되어졌으며, 차량의 새시 데이터도 계산되어졌다.

대상으로 하는 엔진은 자연흡기식(NA : Naturally Aspirated), 과급식(TC : Turbocharged) 그리고 과급 및 중간냉각식(TCI : Turbocharged and Intercooled) 엔진의 3종류로 하였다.

한편, 기존의 차량 프레임 및 엔진룸의 변경을 최소화 하고 현재, 국내외의 차량 제작사들에 의해 적용중인 지지방법을 채택하기 위해 새로운 엔진의 지지위치 결정에 고려된 전체 조건은 다음과 같다.

- 1) 시내버스 및 관광버스는 4점 지지계가 적용된다.
- 2) 지지 브라켓트는 엔진의 전단부 및 후단부에 위치한다.
- 3) 지지계 차체는 토오크 지지를 위해 최대 거리를 유지하도록 차량의 프레임내에 위치한다.
- 4) 시내버스 및 관광버스의 전단부 지지의 경우, 선형 강성을 갖는 지지고무가 선정되었으며, 후단부 지지의 경우, 높은 토오크 조건하에서 극도의 변위를 방지하기 위해 수직 방향으로로는 비선형을 갖는 고무로 선정되었다.
- 5) 트럭의 경우, 16단 트랜스미션의 높은 기어비와 조합된 TCI 엔진의 최대 토오크 때문에 4점 구성은 가능하지 않았다. 따라서 높은 토오크 지지를 위해 트랜스미션에 추가로 2점 지지를 적용하여 총 6점 지지계로 정했다. 이 트랜스미션의 지지는 정적인 평형상태 및 토오크를 받지 않는 상태에서는 하중을 받지 않는다.
- 6) 트럭의 전단부 지지위치는 관광버스의 그것과 유사하다. 따라서, 똑같은 브라켓트가 사용될 수 있으며, 선형강성의 특성을 갖는 고무가 추천된다. 반면, 후단부 지지고무는 비선형 지지고무가 추천된다.

2.1 계산 모델링 및 지지계 구성 절차

계산작업은 대상으로 하는 다물체(Multi-body)계에 대해 ADAMS 프로그램(Ver. 6.0)을 사용하여 수행하였다. 3종류의 차량(시내버스, 고속버스, 트럭)의 경우, 차체 및 동력계는 질량 및 관성을 갖는 단일강체(One Rigid Part)로 모델링 되었다. 새시 프레임 및 엔진블록의 탄성은 고려되지 않았다. 엔진의 고무요소 및 차량의 현가계는 강성 및 감쇄를 갖는 것으로 모델링되었다.

2.2 모델링에 사용된 입력 데이터

NA 엔진의 관성 모멘트와 함께 NA 엔진 및 TCI 엔진의 질량(NA : 1,045Kg, TCI : 1,068kg) 및 무게중심점(NA : X=0.652m, Y=0.003m, Z=0.231m, TCI : X=0.650m, Y=-0.003m, Z=0.285m)이 우선 측정되었다.

TCI 엔진의 관성 모멘트는 터보차저(Turbo-charger)의 위치 및 무게를 고려하여 NA 엔진의 관성 데이터에 근거해 평가하였다.

TC 엔진은 TCI 엔진에 비해 흡기파이프의 길이만 차이가 있기 때문에 이에 의한 질량 및 무게중심의 차이는 미미한 것으로 간주하여 TCI 엔진 데이터를 이용하였다. 아래의 Table 1과 2에 계산된 관성 모멘트를 나타낸다.

이때 사용된 좌표계는 다음과 같이 정의되었다.

- 원점 : 엔진 후단부 플라이휠 끝단면상의 크랭크샤프트축 중심점
- ⊕X : 원점 기준 엔진 앞쪽으로서의 크랭크샤프트축 방향
- ⊕Y : 원점 기준 엔진 좌측으로서의 엔진 단면 방향
- ⊕Z : 원점 기준 엔진 상측으로서의 실린더 라이너 방향

Table 1 The calculated inertia moments of the engine

단위 : Kg · m²

| Eng | Ixx | Iyy | Izz | Ixy=Iyx | Ixz=Izx | Iyz=Izy |
|-----|-------|--------|--------|---------|---------|---------|
| NA | 76.88 | 190.41 | 197.77 | -3.691 | 8.514 | -0.404 |
| TCI | 83.39 | 194.47 | 200.22 | -3.829 | 8.594 | -1.516 |

Table 2 The inertia moments for the power unit

단위 : Kg · m²

| Vehicle | Inertia moment | | | | | |
|----------|----------------|-------|-------|---------|---------|---------|
| | Ixx | Iyy | Izz | Ixy=Iyx | Ixz=Izx | Iyz=Izy |
| City bus | 97.0 | 403.6 | 395.2 | -4.81 | 59.78 | -0.24 |
| Exp. bus | 114.4 | 449.0 | 429.0 | -6.58 | 80.15 | -2.65 |
| Truck | 107.1 | 520.0 | 506.3 | 0.48 | 80.65 | -1.25 |

2.3 지지계 설계시 고려 사항

엔진 지지계를 설계할 때 고려해야 할 사항에는 다음의 2가지 주요한 기준이 있다.

- 1) 지지계의 고유 진동수
- 2) 지지계의 지지 변위

2.3.1 지지계의 고유 진동수

지지계의 고유진동수는 지지계가 탄성적으로 지지된 강체로서 동력계와 새시의 진동수 및 모드형상(Mode Shapes)을 의미한다. 모의된 모델의 경우, 지지계의 고유 진동수는 주로 다음의 3개의 변수에 의해 영향을 받는다.

- 1) 엔진의 저속 공회전 속도

3가지 엔진의 저속 공회전 속도는 500RPM이다. 따라서, 주엔진 가진 주파수는 25Hz이다. 새시에 대해 엔진의 공회전 가진으로부터 충분한 Isolation을 이룩하기 위해서는 다음식을 만족해야 한다.

$$f_{\text{지지계}} \leq \frac{f_{\text{가진}}}{\sqrt{2}}$$

따라서, $f_{\text{지지계}}$ 는 17.6Hz보다 낮아야 한다. 본 연구에서 최대의 지지계 진동수 한계는 14Hz로 정했다.

- 2) 액슬로부터의 가진

가진 진동수는 시내버스와 고속버스의 경우 후축으로부터 수직방향으로 발생되며, 트럭의 경우 전축이 고려되어야 한다. 지지계의 고유 진동수 특히, 수직 모드 주파수는 액슬의 공진주파수에 근접하게 설계되지 말아야 한다. 그 이유는 새시에 대한 진동 가진으로부터 높은 커플링이 일어날 수 있기 때문이다. 수직방향에서의 전축의 공진주파수는 다음식으로부터 계산된다.

$$f_{\text{액슬}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{(K_{\text{현가계}} + K_{\text{타이어}}) / (M_{\text{액슬}} + M_{\text{타이어}})}$$

여기서,

$K_{\text{현가계}}$: 전체 현가계 강성

$K_{\text{타이어}}$: 전체 타이어 강성

Table 3 The input data for the calculation of the resonance frequency at rear axle

| Vehicle | $K_{\text{변기계}}$ (N/mm) | $K_{\text{타이어}}$ (N/mm) | $M_{\text{액슬}}$ (Kg) | $M_{\text{타이어}}$ (Kg) | 공진주파수 ($f_{\text{액슬}}$ Hz) |
|----------|----------------------------|----------------------------|-------------------------|--------------------------|--------------------------------|
| City bus | 385 | 3,320 | 630 | 400 | 9.5 |
| Exp. bus | 246.3 | 3,320 | 650 | 400 | 9.3 |
| Truck | 790.4 | 1,660 | 380 | 260 | 9.85 |

$M_{\text{액슬}}$: 액슬의 질량

$M_{\text{타이어}}$: 타이어의 총질량

바퀴 1개의 질량은 100Kg으로 했으며, 타이어의 강성은 830N/mm이다.

3가지 차종에 대한 후축의 수직방향 공진주파수 계산을 위해 사용된 입력데이터는 Table 3과 같다.

3) 새시의 모드 주파수

차량 새시의 강체 모드 주파수는 경험상 0.5~2Hz 영역이 되기 때문에 동력계의 모드 주파수는 새시모드(0.5~2Hz)와 동력계모드간에 커플링이 없도록 하기 위해 대략 4Hz 보다 높게 설정한다(유럽 A사 경험치(추천치)).

2.3.2 지지점 변위

1) 정적 변위

정적하중하에서 지지계의 수직 변위는 차량진동을 최대한 억제하기 위해 엔진제조업체 및 엔진개발업체에서 사용하는 5~7mm 영역을 설정한다. 또한, 모든 지지점의 수직방향 변위는 다른 모드로부터 수직 모드의 양호한 디커플링(Decoupling)을 보증하도록 똑같은 값을 갖게 설정했다.

어떤 모드의 디커플링계는 엔진으로부터 새시로의 진동력 전달을 감소시킬 수 있기 때문에 항상 선호된다. 수직 모드 디커플링 기준을 만족시키기 위해서는 전부 및 후부 지지점의 수직방향 강성은 다음의 관계에 따라 거동해야 한다.

$$\frac{K_{\text{후부}}}{K_{\text{전부}}} = \frac{B}{A}$$

$K_{\text{후부}}$: 후단부 지지점의 수직방향 강성

$K_{\text{전부}}$: 전단부 지지점의 수직방향 강성

B : 크랭크샤프트축 방향에서 엔진 전단부측의 지지 브라켓트와 동력계의 무게중심간의 거리

A : 크랭크샤프트축 방향에서 엔진 후단부측의 지지 브라켓트와 동력계의 무게중심간의 거리

2) 최대 변위

동력계의 임의의 지지점의 최대 변위는 경험상 최대 토오크 조건(1단기어 전부하)하에서 25mm 보다 작게 한다(유럽 A사 추천치). Fig.1에 최대 변위를 계산하는 모델을 나타낸다.

여기서,

l : 좌측 지지점의 수직 변위

r : 우측 지지점의 수직 변위

c : 2지지점간 기본 거리

h : 크랭크샤프트 중심과 밸브 커버 최상단과의 거리

θ : 최대 토오크하에서 동력계의 회전각

x : 엔진의 최상 지점에서의 변위

일반적으로 θ 는 작아(최대 3°)서, $\theta \approx \sin \theta \approx \tan \theta$ (θ : radian)의 관계에서 변위 x 는 다음식으로 나타내진다.

$$\sin \theta = \frac{l+r}{c} \quad (1)$$

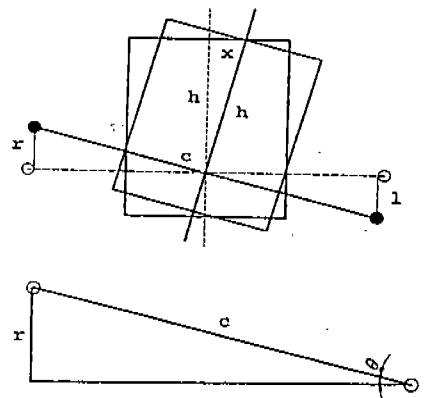


Fig.1 The calculation model of maximum displacement

$$\sin \theta = \frac{x}{h} \quad (2)$$

3) 지지계 설계 목표

지지계 배치(Mount Layout)기준을 알고 난 후 3가지 차량에 대한 지지계 설계 목표가 정의 될 수 있으며, 다음과 같이 기술된다. 3가지 서로 다른 차량에 대한 동력계의 지지계 고유 진동수 ($f_{\text{지지계}}$)는 10Hz대의 공명주파수 영역을 피하기 위해 아래의 영역내에 놓이도록 설계되었다.

① 시내버스

$$4\text{Hz} < f_{\text{지지계}} < 7.5\text{Hz}, 11\text{Hz} < f_{\text{지지계}} < 14\text{Hz}$$

② 고속버스

$$4\text{Hz} < f_{\text{지지계}} < 7.5\text{Hz}, 11\text{Hz} < f_{\text{지지계}} < 14\text{Hz}$$

③ 트럭

$$4\text{Hz} < f_{\text{지지계}} < 8\text{Hz}, 11.5\text{Hz} < f_{\text{지지계}} < 14\text{Hz}$$

3개 차량 모두의 지지계는 상기 지지계의 고유 진동수 목표를 달성함은 물론 변위 기준을 만족 하도록 했다.

4) 계산 절차

본 연구에서는 정적변위, 고유진동수 및 동적진동수의 3종류에 대해서 계산이 수행되었다. 고유진동수의 계산은 정적평형상태하에서 수행된 반면, 동적인 진동수의 계산은 0.1초의 매우 짧은 클러치 물림 시간에 지지계에 적용된 최대 토오크 조건하에서 수행되어졌다.

그 이유는 동력계의 최대 변위를 결정하기 위함은 물론, 과도(Transient) 조건하에서 지지계의 진동거동을 이해하기 위해서였다. 클러치의 짧은 물림시간은 트럭 및 버스 운전시에 정상적인 것으로 간주된다. Fig.2는 시내버스, 고속버스 및 트럭의 동력계에 적용되는 클러치 특성을 나타낸다. 동적인 계산시간 길이는 1초이다. 지지점의 강성 및 위치는 원하는 목표를 달성하기 위해 변경되었으나, 지지점의 위치는 엔진축에서 이미 정해진 브라켓트의 위치, 각 차량에서 정해진 새시 프레임 형태 및 새시프레임에 관련된 동력계의 정해진 장착 위치 때문에 상당히 제한적이었다. 동시에 간단한 지지 브라켓트 형태가 지지위치에 고려 되어졌다. 따라서, 이 계산시 주변경 변수는 강성이었다. 고무 요소에 대한 입력 감쇄치는 이 계산시 강성치의 0.3%가 되도록 정의했다(유럽 고무업체 추천치).

4. 계산 결과 및 고찰

이상의 계산으로부터 얻어진 결과는 다음과 같다.

4.1 시내버스

시내버스의 경우 추천되는 지지계의 강성 데이

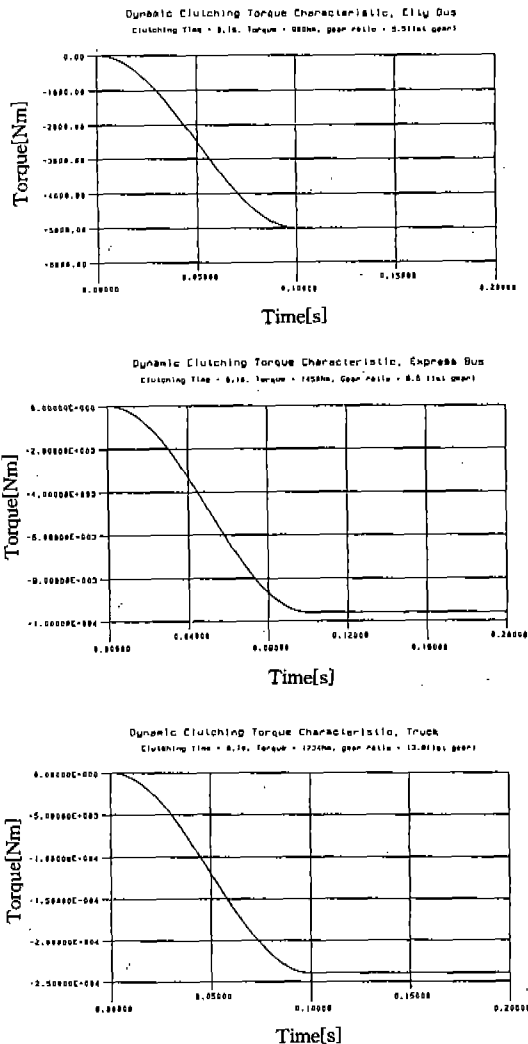


Fig.2 The dynamic clutching torque characteristic for city bus, express bus and truck

Table 4 The mount rubber stiffness data for city bus, exp. bus and truck

| Mount position | | Rubber stiffness | | |
|-------------------|----------|------------------|---------|----------|
| | | X(N/mm) | Y(N/mm) | Z(N/mm) |
| Eng. front(left) | City bus | 120 | 300 | 400 |
| | Exp. bus | | | 320 |
| | Truk | | | 320 |
| Eng. front(right) | City bus | 120 | 300 | 400 |
| | Exp. bus | | | 320 |
| | Truk | | | 320 |
| Eng. rear(left) | City bus | 600 | 400 | 572(비선형) |
| | Exp. bus | | 425 | 624(비선형) |
| | Truk | | 308 | 597(비선형) |
| Eng. rear(right) | City bus | 600 | 400 | 572(비선형) |
| | Exp. bus | | 425 | 624(비선형) |
| | Truk | | 308 | 597(비선형) |
| Gearbox(left) | Truk | 150 | 150 | 150(비선형) |
| Gearbox(right) | | | | |

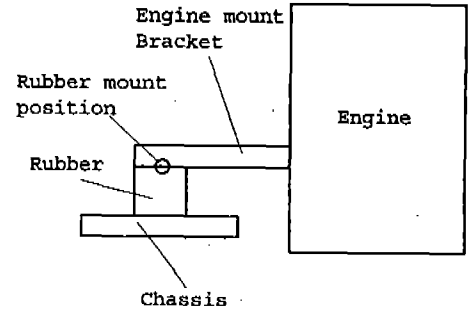


Fig.3 The definition of mount co-ordinate

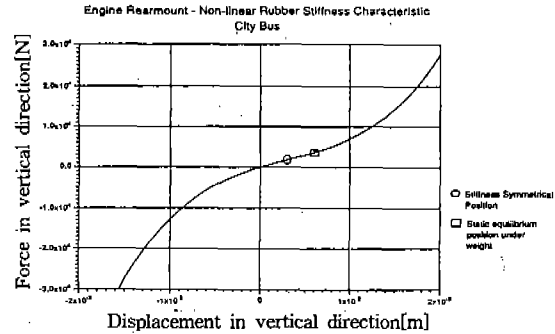


Fig.4 The rubber characteristic for city bus

Table 5 The mount position for city bus exp. bus and truck

| Mount position | | Mount co-ordinate | | |
|-------------------|----------|-------------------|--------|--------|
| | | X(m) | Y(m) | Z(m) |
| Eng. front(left) | City bus | 1.1275 | 0.370 | -0.070 |
| | Exp. bus | | 0.395 | |
| | Truk | | -0.030 | |
| Eng. front(right) | City bus | 1.1275 | -0.370 | -0.070 |
| | Exp. bus | | -0.395 | |
| | Truk | | -0.030 | |
| Eng. rear(left) | City bus | 0.0570 | 0.370 | 0.000 |
| | Exp. bus | | 0.435 | |
| | Truk | | 0.395 | |
| Eng. rear(right) | City bus | 0.0570 | -0.370 | 0.000 |
| | Exp. bus | | -0.435 | |
| | Truk | | -0.395 | |
| Gearbox(left) | Truk | -0.630 | 0.345 | 0.000 |
| Gearbox(right) | | | -0.345 | |

터 및 지지 위치는 아래의 Table 4 및 5와 같다. 이상에 언급된 고무 요소의 지지점 위치 정의는 Fig.3에 나타낸다.

후부 지지에 비선형 고무 요소를 선정하는 이유는 후부 지지가 동력계의 무게중심에 가깝게 위치하기 때문에 동력계의 높은 토크를 대부분 수용해야 하기 때문이다. 만일 선형 강성을 갖는 고무 요소가 사용되었다면, 높은 토크 때문에 지지계에서 매우 큰 수직 변위가 일어날 수 있으며, 그것은 실제로 바람직하지 않기 때문에 수용할 수 없다. 따라서, 이 경우 비선형 진전 거동 고무 요소가 요구된다. 비선형 진전 거동 지지계의 적용은 유럽의 중형화물차(重型貨物車)에 매우 흔하다. 시내버스용 지지계의 비선형 진전 거동 특성은 Fig.4에 나타냈다.

비선형 곡선은 다음의 다항식에 의해 나타낼 수 있다.

$$F = a_0 + a_1(x - x_0) + a_3(x - x_0)^3$$

여기서, F : 힘(N)

a_0 : 힘의 상수 계수(N)

a_1, a_3 : 강성 계수(N/m)

$x_0(m)$: 곡선의 대칭점

상기 계수들의 평가는 다음과 같다.

- 1) 거리 x_0 는 고무 지지계 전문가의 정보에 따라 평형접간의 거리보다 작아야 한다. 설계된 지지계의 정적변위는 이 경우 6mm였기 때문에 x_0 는 3mm로 취했다.

- 2) 6mm 변위를 얻기 위해 후부 지지계에 요구되는 강성은 660N/mm로 정해졌다.
 - 3) 15mm를 가정하면 강성은 660N/mm보다 3배 높다. 즉, 1,980N/mm이다.
 - 4) 이 곡선은 0점을 지나야 한다. 따라서, $x=0$ 일 때, $F=0$ 이다.
- 이상으로부터 다음식이 얻어진다.

$$F = 1,804 + 572,000(x - 0.003) + 3.26e9(x - 0.003)^3$$

Table 6 The static displacement in the vertical for city bus, exp. bus and truck

| Mount position | | Vertical displacement in static condition(mm) |
|-------------------|----------|---|
| Eng. front(left) | City bus | 6.1 |
| | Exp. bus | |
| | Truk | 6.8 |
| Eng. front(right) | City bus | 6.0 |
| | Exp. bus | 6.1 |
| | Truck | 7.0 |
| Eng. rear(left) | City bus | 6.5 |
| | Exp. bus | |
| | Truck | 6.9 |
| Eng. rear(right) | City bus | 6.4 |
| | Exp. bus | 6.5 |
| | Truck | 7.1 |
| Gearbox(left) | Truck | 7.0 |
| Gearbox(right) | | 7.1 |

Table 6과 7은 평형 조건에서 상기 지지계 배치에 따라 지지점의 정적 변위 및 동력계의 고유 모드 진동수 결과를 나타낸다.

Fig.5에서 8은 시내버스의 동적인 변위 및 힘의 수직방향 계산 결과를 나타낸다. 동력계의 수직방향 최대 변위 계산은 아래와 같이 설명된다.

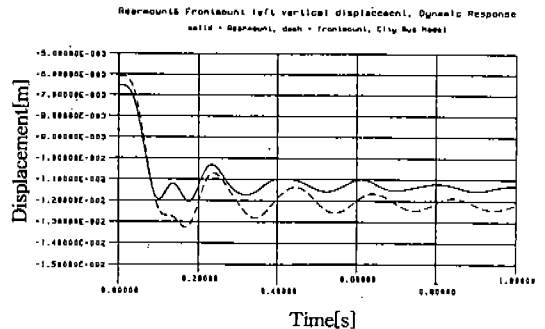


Fig.5 Rear and front mount left vertical displacement in dynamic condition for city bus

Table 7 The natural frequency mode for city bus, exp. bus and truck

| Frequency(Hz) | | | Mode Shape | | |
|---------------|----------|-------|---------------------|---------------------|-----------------------------|
| City bus | Exp. bus | Truck | City bus | Exp. bus | Truck |
| 5.0 | 4.7 | 4.9 | Pitch(Ry) | Pitch(Ry) | Lateral(Y)+Roll(Rx)+Yaw(Rz) |
| 5.1 | 5.1 | 5.1 | Lateral(Y)+Roll(Rx) | Lateral(Y)+Roll(Rx) | Pitch(Ry) |
| 5.9 | 6.0 | 6.5 | Yaw(Rz) | Yaw(Rz) | Pitch(Ry)+Longitudinal(X) |
| 6.8 | 6.8 | 6.9 | Pitch(Ry) | Pitch(Ry) | Yaw(Rz) |
| 7.3 | 7.2 | 7.7 | Vertical(Z) | Vertical(Z) | Pitch(Ry) |
| 11.1 | 12.2 | 11.5 | Roll(Rx) | Roll(Rx) | Roll(Rx) |

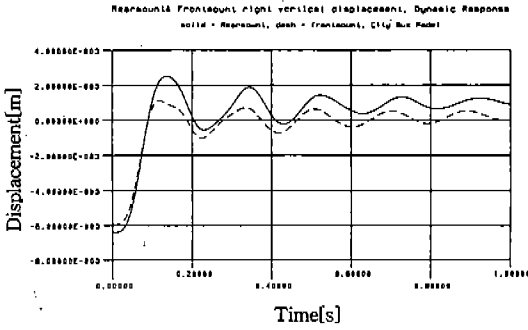


Fig.6 Rear and front mount right vertical displacement in dynamic condition for city bus

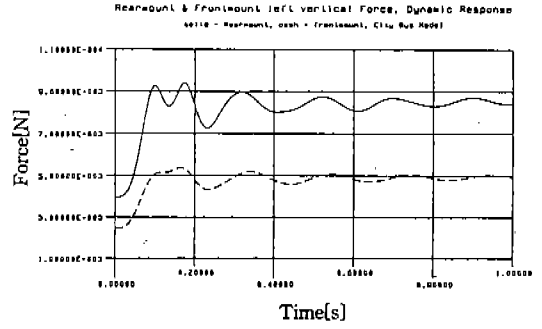


Fig.7 Rear and front mount left vertical force in dynamic condition for city bus

Fig.5와 Fig.6으로부터

- 후부 지지점의 좌측의 순수한 수직 변위(ℓ)는 4.9mm.(Fig.5)
- 후부 지지점의 우측의 순수한 수직 변위(r)는 7.35mm.(Fig.6)
- 지지점간 기본 거리(c)는 740mm
- 엔진의 높이(h)는 700mm

식 (1)과 (2)로부터 θ 및 x 에 대하여 다음의 결과가 나온다.

$$\theta=0.95^\circ, x=11.6\text{mm}$$

상기 고유진동수 및 변위 결과로부터 지지계 배치는 고유 진동수와 변위 기준을 만족한다. 수직모드 주파수는 7.3Hz이며, 이것은 액슬의 수직모드 가진 주파수 9.5Hz와 Isolation될 만큼 충분한 것으로 간주된다. 최대 변위는 11.6mm로 한계 25mm보다 훨씬 낮아 여유가 있다.

4.2 고속버스

고속버스의 경우 추천되는 지지 고무의 강성 자료 및 지지위치는 Table 4 및 5와 같다.

비선형 후부 지지계 특성은 Fig.4의 시내버스 용과 똑같은 것을 사용했다.

Table 4 및 5의 고속버스의 지지계 배치에 따라 평형상태에서 지지계의 정적변위 및 동력계의 고유모드 주파수의 결과를 Table 6과 7에 나타냈다.

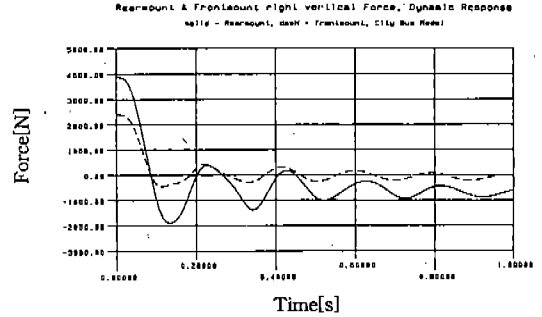


Fig.8 Rear and front mount right vertical force in dynamic condition for city bus

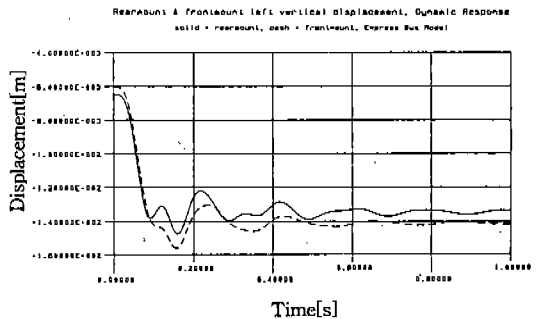


Fig.9 Rear and front mount left vertical displacement in dynamic condition for express bus

Fig.9에서 12는 고속버스의 동적 변위 및 힘의 수직방향 계산결과를 나타낸다. 동력계의 수직방향 최대변위 계산은 다음과 같다

Fig.9와 Fig.10으로부터

- 후부 지지점의 좌측의 순수한 수직 변위(ℓ)

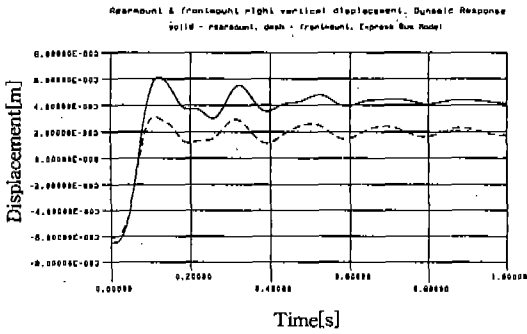


Fig.10 Rear and front mount right vertical displacement in dynamic condition for express bus

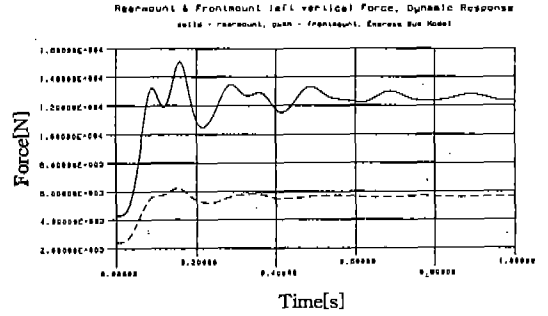


Fig.11 Rear and front mount left vertical force in dynamic condition for express bus

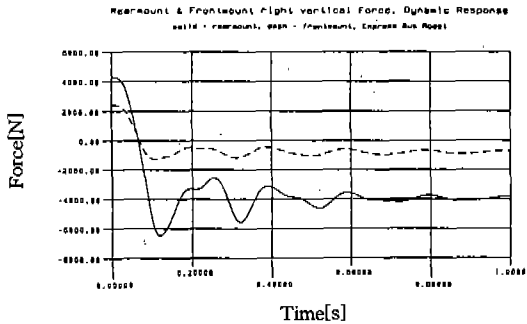


Fig.12 Rear and front mount right vertical force in dynamic condition for express bus

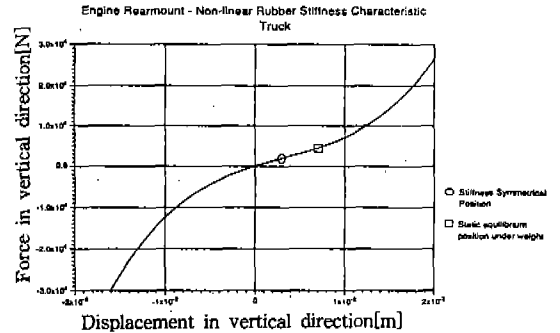


Fig.13 The rubber characteristic for truck

는 7mm(13.5-6.5).(Fig.9)
 - 후부 지지점의 우측의 순수한 수직 변위(r)는 10.7mm(6.5+4.2).(Fig.10)
 - 지지점간 기본 거리(c)는 870mm(435+435)
 - 엔진의 높이(h)는 700mm
 식 (1)과 (2)로부터 θ 및 x 에 대하여 다음의 결과가 나온다.

$$\theta = 1.17^\circ, \quad x = 14.2\text{mm}$$

상기의 고유진동수 및 변위 결과로부터 지지계 배치는 고유진동수 및 최대 변위 기준을 만족한다. 수직모드 주파수는 액슬의 수직 가진 주파수 9.3Hz와는 잘 Isolation된 7.2Hz이다.

최대 변위는 14.2mm이며 이것은 한계치 25mm와는 상당한 여유가 있다.

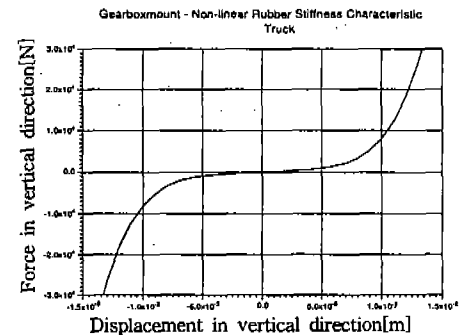


Fig.14 The rubber characteristic for gearbox mount

4.3 트럭

트럭에 대해 추천되는 지지고무의 강성 및 지지 위치는 Table 4 및 5와 같다.

트럭에 6점 지지를 선정할 이유는 엔진의 전부하, 1단 기어에서 동력계의 발생 토크가 상당히 높기 때문이다.(24,000N·m) 만일, 4점 지지계가

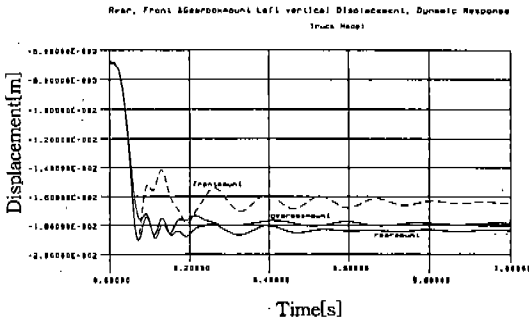


Fig.15 Rear, front and gearbox mount left vertical displacement in dynamic condition for truck

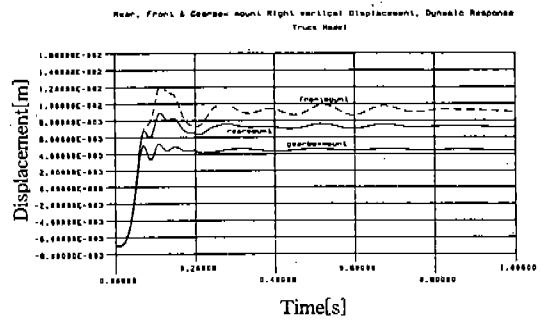


Fig.16 Rear, front and gearbox mount right vertical displacement in dynamic condition for truck

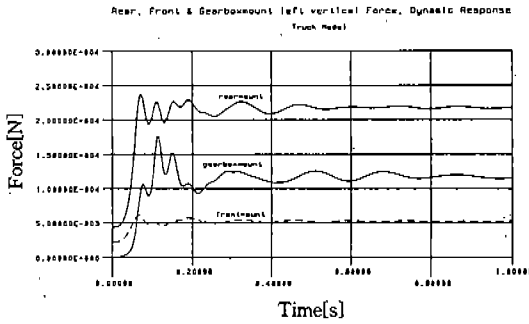


Fig.17 Rear, front and gearbox mount left vertical force in dynamic condition for truck

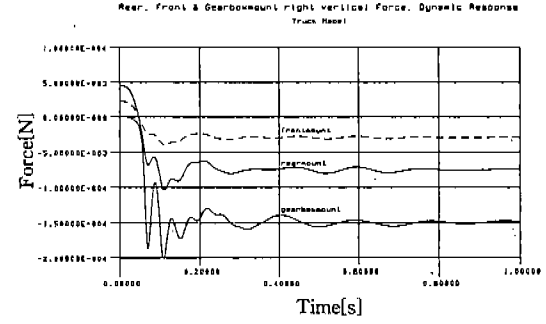


Fig.18 Rear, front and gearbox mount right vertical force in dynamic condition for truck

적용된다면 후부 좌측 지지계가 이런 극도의 조건에서 30,000N(3톤)의 하중을 견디어내야 하는데 이는 매우 높은 것으로 생각된다. 따라서, 기어박스 지지의 목적은 이런 높은 토오크 조건에서 후부 지지계에 의해 지지될 높은 하중을 분담시키는 것이다. 기어박스 지지의 적용은 현재, 유럽의 중량하중(重量荷重) 트럭에서 매우 흔하게 적용되고 있는 방법이다.

비선형 후부 지지 지지계 특성은 Fig.13과 같다. 비선형 후부 지지계 곡선을 결정하는 절차는 시내버스에서 사용한 것과 똑같다.

비선형 기어박스 지지계 특성은 Fig.14와 같다. 비선형 곡선은 다음 다항식에 의해 계산되어진다.

$$F = a_1(x - x_0) + a_5(x - x_0)^5$$

여기서, F : 힘(N)

x_0 (m): 곡선의 대칭점이면서 평형위치

a_1, a_5 : 강성 계수(N/m)

상기 계수들의 평가는 다음과 같이 나타낸다.

- 1) 평형상태에서 동력계의 설계된 수직변위는 이 경우 7mm이다. 즉, $x_0=7\text{mm}$
 - 2) $x_0=7\text{mm}$ 에서 사용된 기어박스 지지계의 초기 수직 강성은 150N/mm이며, 이것은 원하는 피칭 모드 주파수(7.74Hz, 아래 Table 15 참조)를 달성할 수 있을 것으로 판단되었다.
 - 3) 15mm를 고려하면, 강성은 150N/mm보다 10배 높다. 따라서, 1,500N/mm
- 위 순서에서 다음의 방정식이 얻어질 수 있다.

$$F = 150,000(x - 0.007) + 6.59e13(x - 0.007)^5$$

Table 4 및 5의 트럭의 지지계 배치에 따라 평형조건에서 지지계의 정적변위 및 동력계의 고

유모드 주파수 결과를 Table 6과 7에 나타낸다.

Fig.15에서 18은 트럭의 동적 변위 및 힘의 수직 방향 계산 결과를 나타낸다. 동력계의 수직 방향 최대 변위 계산 결과는 아래와 같다.

Fig.15와 Fig.16으로부터

- 후부 지지점의 좌측의 순수한 수직 변위(l)는 11.4mm(18.3-6.9).(Fig.15)
- 후부 지지점의 우측의 순수한 수직 변위(r)는 14.3mm(7.1+7.2).(Fig.16)
- 지지점간 기본 거리(c)는 790mm(395+395)
- 엔진의 높이(h)는 700mm

식 (1)과 (2)로부터 θ 및 x 에 대하여 다음의 결과가 나온다.

$$\theta=1.86^\circ, x=22.8\text{mm}$$

상기 고유 주파수 및 변위 결과에서 지지계 배치는 고유 주파수 및 변위 기준을 만족한다. 이 경우 수직모드의 디커플링은 실현될 수 없다. 왜냐하면, 지지계 배치가 정적인 상태에서는 디커플링 되지만 동적인 단계에서는 기어박스가 작동하게 된다는 사실에 근거하여 동적인 커플링상태가 되기 때문이다.

피칭모드 주파수는 7.7Hz이며, 이는 액슬의 수직방향 가진 주파수 9.85Hz에 대해 상당히 여유가 있는 것으로 생각된다.

상기 트럭의 경우 더 낮은 강성을 갖는 지지계는 더 낮은 피칭모드 주파수가 될 수 있어 추천되지 않는다. 왜냐하면, 이 경우 지지점의 정적인 변위가 설계상 7mm로 이것은 이미 연한 상태로 된 것이기 때문이다.

최대 변위 x 는 22.8mm로 이는 한계치 25mm보다 낮다.

5. 결 론

기존 차량의 엔진룸을 변경하지 않고, 새롭게 개발된 엔진의 지지계 결정에 대한 연구로부터 다음의 결론을 얻었다.

- 1) 시내버스 및 고속버스의 경우, 기존의 엔진 지지계와 같이 4점 지지를 통해 최적의 지지 고무를 선정할 수 있다.
- 2) 트럭의 경우, 저속에서의 높은 토크 때문

에 발생될 수 있는 엔진의 진동을 감소시키기 위해서는 기어박스의 지지가 필요하다. 단, 이 경우 기어 박스의 지지는 정적인 상태에서는 동력계의 하중을 분담하지 않으며, 단지, 저속 전부하시의 동력계의 진동을 감소시키는 역할을 한다.

- 4) 3개 차량의 경우 수직방향(Z 방향)의 변위는 설계 기준내에 있도록 지지 고무의 강성 특성 (Stiffness Characteristics)을 결정했다.
- 5) 후단부에 적용되는 비선형 거동 지지 고무는 고무 제작사들에 의해 제작 가능한 사양이며, 시제작 고무에 대한 수차례의 실차 탑재 시험을 통해서 최종 사양이 결정되어야 한다.

참 고 문 헌

1. Kazuo Arai "Design Method for Engine Mounting Blocks", 日本内燃機關 30卷 30號, pp. 40~45, 1991.3.
2. Regis V. Schmitt and Charles J. Leingang "Design of Elastometric Vibration Isolation Mounting Systems for Internal Combustion Engines", SAE 760431.
3. R. Racca, Sr "How to Select Power-Train Isolators for Good Performance and Long Service Life", SAE 821095.
4. David M. Ford "An Analysis and Application of a Decoupled Engine Mount System for Idle Isolation", SAE 850976.
5. Wallace C. Flower "Understanding Hydraulic Mounts for Improved Vehicle Noise, Vibration and Ride Qualities", SAE 850975.
6. B. L. Bolton-Knight "Engine Mounts : Analytical Methods to Reduce Noise and Vibration", Instn Mech Engrs, London, C98/71.
7. Eugene I. Rivin "Passive Engine Mounts - Some Directions for Further Development", SAE 850481.