

## 상용차 구동축의 진동발생 메카니즘의 규명

박 보 용\*

### Vibration Excitation Mechanism of Commercial Vehicle Driveline

Bo Yong Park\*

#### ABSTRACT

A driveline incorporating universal joints when driving through an angle can excite various components in a vehicle with second order excitation of torsional and bending vibrations, being transmitted either audibly(noise), or physically(vibration). For a certain range of vehicle speed, noises can be radiated from the cab wall, in which resonances occur by the excitations transmitted from the driveline as a vibration source. In this paper, the excitation mechanism of cab noises is studied especially for the vehicle speed range of 65~75 km/h through the simulation for torsional vibrations of the driveline and for bending vibrations of the cab of an 11 Ton grade Cargo Truck, and verified additionally by vibration and noise measurements. As a result, it is found that the uncomfortable noises in the cab are caused mainly by the abrupt increase of the joint angle of driveline near the axle differential resulted from the excessive clearance alignment of the leaf spring gate.

**Key Words** : Vibration/Noise of Driveline(구동축계 진동/소음), Universal Joint(유니버설조인트), Modeling(모델링), Torsional Vibration(비틀림진동), Cab Noise(캡소음)

#### 1. 서 론

엔진 - 크랭크 축, 클러치, 트랜스 및손, 프로펠러 축, 액슬 축과 타이어로 구성된 차량의 구동축계(Driveline)는 여러 가지의 진동 여기로 Man-Machine 상 위험한 동적 상태에 도달 가능성이 있는 중-, 곱힘-, 및 비틀림 진동계이다. 엔진 - 크랭크 축계의 주기적인 구

동 모우멘트, 클러치 접촉에 의한 충격과 마찰 모우멘트, 치차간 맞물림 시의 치의 스프링상수의 변화 및 치의 가공오차와, 프로펠러 축상의 기구학적, 탄성적조건 및 지지와 제작(특히, Unbalance)/조립조건 등에 의하여 구동축계에는 진동이 야기되며 만일 여기주파수(Excitation frequency)가 구동축계의 어떤 고유진동수에 근접하면, 소위 공진역상 시스템 거동의 특징으로

\* 인천대학교 공과대학 기계공학과(정회원)

심한 진동과 이로 인한 소음 또는 해당 부재의 예상치 않는 파로 파단이 발생된다. 특히, 교각을 가지는 유니버설조인트(이하 UJ)로 연결된 구동축계에서는 구동과 피동간의 비균일 회전전달특성으로 인하여 피동축은 구동회전속도의 2 배인 회전주파수를 갖으며 교각의 함수로 표시되는 비틀림 강제진폭으로 비틀림진동이 야기된다.<sup>(1,2,3,4,5)</sup> 또한 UJ 의 기구학적 특성에 의하여 구동축상에는 역시 구동회전속도의 2배인 회전 주파수를 갖는 굽힘모멘트가 발생하고, 이로 인하여 구동축상에는 굽힘진동도 발생된다. 이러한 현상은 상용차 11톤급 Cargo Truck 의 빈변주행속도역 65~75 km/h 에서 구동축계에 진동이 야기되어, Cab 구조물로 전달되면서, 공진상의 과도한 진동 및 소음(이하 진동·소음문제 P)으로 나타나므로, 차량의 안전성, 신뢰도 및 상품성 등에 심각한 영향을 끼치고 있다.<sup>(6,7)</sup>

본 논문에서는 문제 P의 원인을 규명하기 위하여, 첫째로 UJ 를 갖는 상용차 구동축계(여기서는, 주로 프로펠러축계)의 기구학적 특성을 고려하여 비틀림진동의 여기상태를 분석한 후, 둘째로 구동축계를 이산화계로 모델링하여 구동축계의 비틀림고유진동수 및 고유모우드를 계산하고 해석하는 한편, 셋째로 FEM 으로 모델링된 Cab 구조물의 고유진동수 및 고유모우드의 상태를 구동축계의 진동특성과 비교하여 해석하였다. 넷째로 구동축계의 진동과 Cab 내부 소음상태를 실험·측정하고, 앞의 전산적인 계산 및 해석결과와 비교하여, Cab 구조물에 공진현상을 야기시키는 과정을 체계화시켜서, 상용차 구동축의 진동 발생 메카니즘을 규명하고자 한다.

2. 진동 여기

11 톤급 Cargo Truck 에서의 진동·소음 문제 P의 원인으로서는 엔진의 가스 폭발력 및 관성력, 구동축의 잔여 불평형량과 UJ 를 갖는 구동축의 기구학적 관계 등의 3가지로 요약된다.<sup>(5,6,7)</sup>

11 톤급 Cargo Truck 에 장착된 엔진 —예로, 형식은 RF8: 기통은 8기통, 90°- V 형, 4 Cycle; 최대 정격출력은 2,200 min<sup>-1</sup> 에서 340 PS; 최대토크는 1,400 min<sup>-1</sup> 에서 120 kgf·m —에서는, 엔진 회전수가 600 ~ 2,400 min<sup>-1</sup> 인 경우에 엔진회전주파수 f<sub>E1</sub> = 10~40 Hz 가 되고, 주요 여기차수는 4차와 8차로서, 이 경우의 f<sub>E4</sub> = 40~160 Hz 와 f<sub>E8</sub> = 80~320 Hz

이며, 평균 엔진토크  $\bar{M}$  에 대한 4차와 8차의 토크 비는 각각

$$\hat{M}_4 = 1.2\bar{M}, \hat{M}_8 = (0.15 \sim 0.2)\bar{M}$$

으로서, 4차 성분이 8차 성분보다 탁월함을 알 수 있다<sup>(8)</sup>.

즉, 엔진의 가스 폭발력에 의한 여기주파수의 분포는 다음의 Fig.1 과 같다.

• P 의 속도역에 해당되는 1,650~1,700 min<sup>-1</sup> 에서, 엔진의 가스 폭발력에 의한 1차 성분은 f<sub>E1</sub> = 27~28Hz, 4차 성분은 f<sub>E4</sub> = 110~113 Hz 이며, 8차 성분은 f<sub>E8</sub> = 220~226Hz이다. 또한, 구동축의 잔여 불평형량에 의한 진동주파수는 1차 성분으로 11톤급 Cargo Truck의 변속기의 6단 변속비인, 0.709 를 고려하면 프로펠러축에서는 38~40 Hz 가 되겠다.

2.1 유니버설조인트를 갖는 구동축의 기구학적 관계

• 소위 0°-위상차구동에서, 구동각을  $\phi_{11}$ , 피동각을  $\phi_{12}$ , 교각을  $\alpha$  라하고,  $\alpha < 20^\circ$  인 경우에 구동과 피동간의 기구학적 관계를 Fourier 급수를 이용하여 표시하면,

$$\phi_{12} = \phi_{11} + \varepsilon \cdot \sin 2\phi_{11} + o(\varepsilon^2) \tag{1a}$$

$$\dot{\phi}_{12} = (1 + 2\varepsilon \cdot \cos \phi_{11}) \cdot \dot{\phi}_{11} + o(\varepsilon^2) \tag{1b}$$

$$\ddot{\phi}_{12} = -4\dot{\phi}_{11}^2 \cdot \varepsilon \cdot \sin 2\phi_{11} + o(\varepsilon^2) \tag{1c}$$

$$\text{여기서, } \varepsilon = \tan^2\left(\frac{\alpha}{2}\right) \approx \frac{\alpha^2}{4} \tag{1d}$$

$$\dot{\phi}_{11} = \Omega \text{ (정속회전인 경우),}$$

$$\Omega = \frac{2\pi N}{60}; N[\text{min}^{-1}] \tag{1e}$$

가 된다.<sup>(2,9,10)</sup>

식(1) 의 고차항  $O(\varepsilon^2)$ 은 미소하므로 무시할 수 있

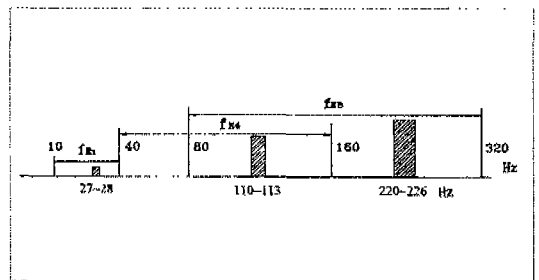


Fig. 1 Excitation frequencies due to engine running

다. 이식은 UJ 를 갖는 구동축에서, 각도 변동 Coupling 으로 운동의 비균일 전달특성을 보인다. 예로서, 식(1a) 는 구동축이 정속구동, 즉  $\phi_{11} = \Omega \cdot t$  인 경우에서도 피동축은  $\phi_{12} = \Omega t + f(2\Omega t)$  의 비정속 조화함수 상태를 나타낸다. 이 경우, 11톤급 Cargo Truck 에서는 P 의 속도역에서,  $f(2\Omega t)$  가 77~80 Hz 의 진동주파수를 갖는다. 또한 식(1b) 와 동력 관계식, 동력 = 토크 · 각속도 으로부터 구동축과 피동축간의 동력관계도 역시 비정속 조화함수 상태를 보인다. 그리고, 식(1c)와 토크 관계식, 토크 = 질량관성모멘트 · 각가속도로부터, 피동축에 비틀림모우멘트에 의한 또다른 여기가 발생됨을 알 수 있다.

만일, 변속비  $i$  를 피동 각속도에 대한 구동 각속도의 비로서 나타내면, 식(1b) 에서 미소한 고차항을 무시할경우,

$$\dot{i} = \frac{\dot{\phi}_{12}}{\dot{\phi}_{11}} = 1 + 2\varepsilon \cdot \cos 2\phi_{11} \quad (2a)$$

가 되어, 각속도 진동 진폭  $\dot{i}$  는

$$\dot{i} = 2\varepsilon \quad (2b)$$

임을 알 수 있다.

• UJ를 갖는 구동축의 굽힘 탄성을 고려하면, 구동 모우멘트가 일정하더라도, UJ - 구동축계에는 구동회전수  $f(\Omega t)$ 와 같은 주기적인 굽힘모우멘트가 발생하며, 이로 인하여 고정좌표계의 구동축 지지용 베어링에는  $f(2\Omega t)$ 의 주기적인 추가력이 발생한다. (Fig. 2) [1,11]

• Fig.3 과 같은 11톤급 Cargo Truck 의 구동축계에 있어서, 각 UJ 별, 또는 각각의 구동축 부분간의 회전각들의 관계를 해석하기 위하여,

우선, Fig.4 와 같은 0°-위상차구동의 UJ1 과 90°-

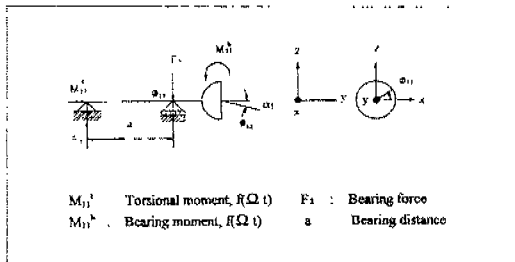


Fig. 2 Bearing forces in driveshaft with universal joint

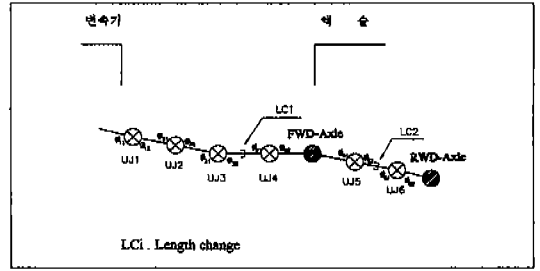


Fig. 3 Driveline of 11 Ton grade Cargo Truck

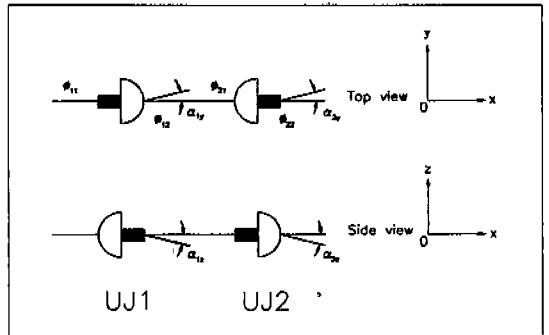


Fig. 4 Spatial configuration of universal joints

위상차구동의 UJ2 의 x, y, 및 z 축(여기서 x 는 차량주행축, y 는 차량좌우축, z 는 차량의 상하축)의 공간적인 배열을 고찰하면, UJ1 의 오른쪽 갈퀴와 UJ2 의 왼쪽 갈퀴간의 비틀림 각을 무시하고, 또한 경사각  $\alpha_{iy, z}$  의 크기가 미소한 경우, 각각의 UJ 의 구동과 피동간의 관계는 식(1a)를 응용하여

$$\phi_{12} = \phi_{11} - \varepsilon_1 \sin 2\beta_{11} + \varepsilon_1 \sin 2(\phi_{11} - \beta_{11}) \quad (3a)$$

$$\phi_{22} = \phi_{21} - \varepsilon_2 \sin 2\beta_{22} - \varepsilon_2 \sin 2(\phi_{21} + \beta_{22}) \quad (3b)$$

여기서,

$$\beta_i = \arctan\left(\frac{\alpha_y}{\alpha_z}\right), \varepsilon_i = \tan^2\left(\frac{\alpha_t}{2}\right), \alpha_i = \sqrt{\alpha_y^2 + \alpha_z^2}; i = 1, 2$$

으로 계산된다. 이 구동축에서 구동각  $\phi_{11}$  과 피동각  $\phi_{22}$  의 관계는, 정속 구동,  $\phi_{11} = \Omega t$  의 경우 식(3a)와 식(3b)를 조합하여

$$\phi_{22} = \phi_{11} + c_{12} + a_{12} \sin 2\Omega t - b_{12} \cos 2\Omega t \quad (4)$$

여기서,

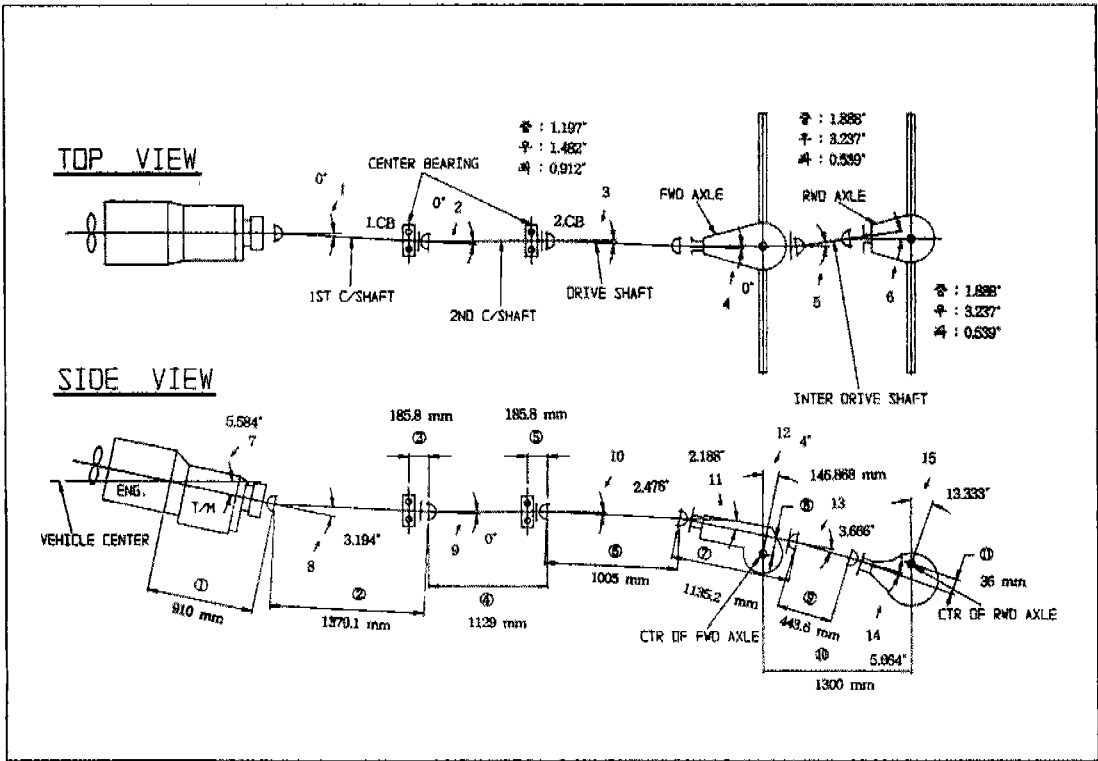


Fig. 5 Layout of driveline of an 11 Ton grade Cargo Truck

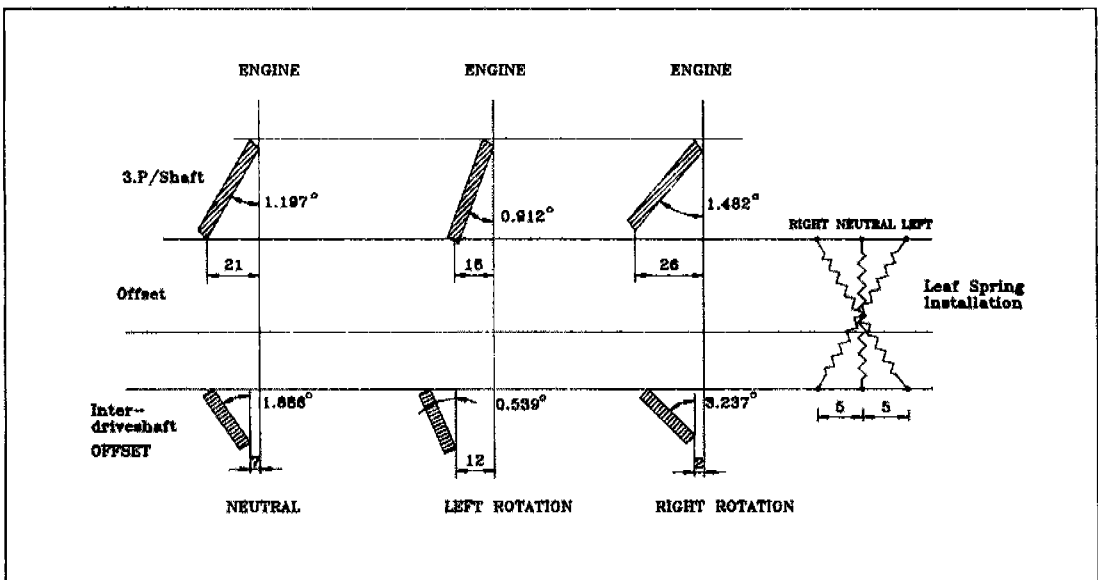


Fig. 6 Vibration of joint angle of universal joint due to the clearance of leaf spring gate

$$c_{12} = -(\varepsilon_1 \sin 2\beta_{11} + \varepsilon_2 \sin 2\beta_{22})$$

$$a_{12} = \varepsilon_1 \cos 2\beta_{11} - \varepsilon_2 \cos 2\beta_{22}$$

$$b_{12} = -c_{12}$$

으로 계산되고, 진동진폭  $A_{12}$  는

$$A_{12} = \sqrt{a_{12}^2 + b_{12}^2} \\ = \sqrt{\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 - 2\varepsilon_1\varepsilon_2 \cos 2(\beta_{12} + \beta_{22})} \quad (5)$$

가 된다.<sup>(7)</sup>

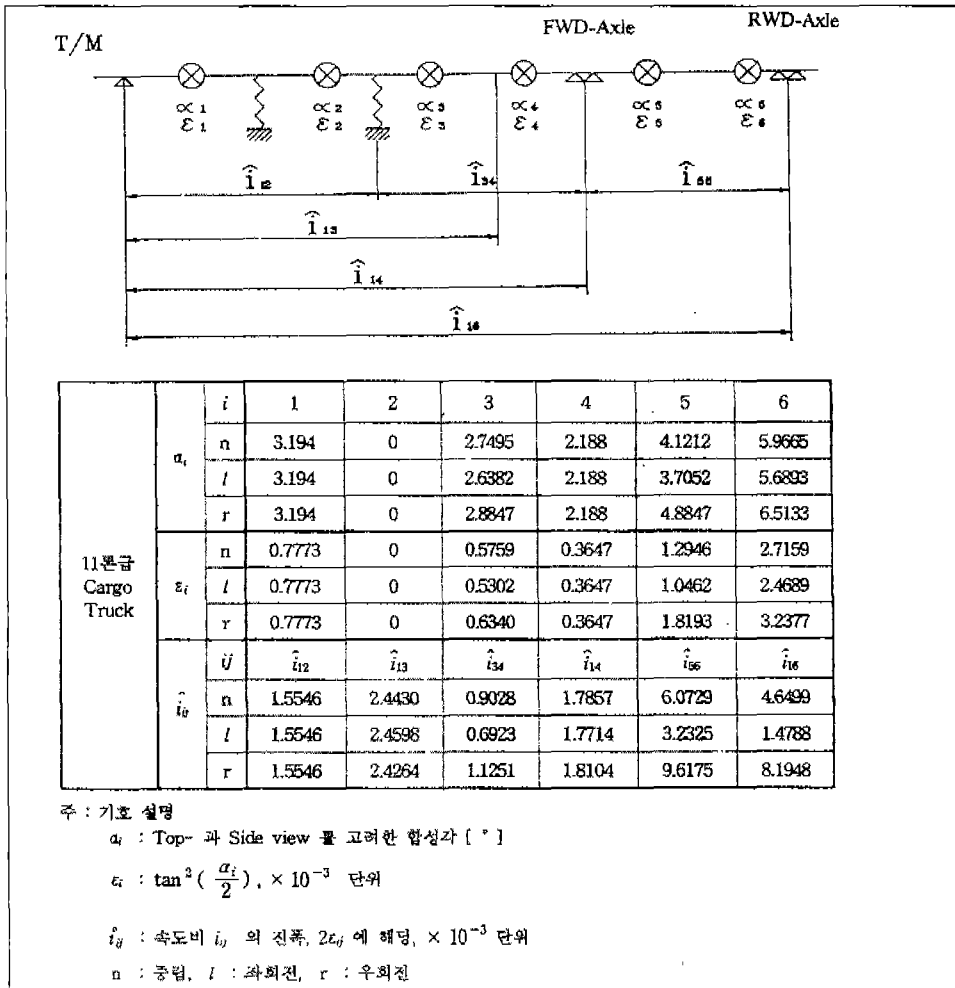
## 2.2 UJ 를 갖는 구동축계의 진동여기

• Fig.5 는 11톤급 Cargo Truck 의 UJ 의 공간

적 배열을 보이고, Fig.6 은 동급차량이 설계된 UJ-배열로 주행(중립, neutral)하다가, 좌회전(좌, left rotation) 또는 우회전(우, right rotation)후에 차량의 원심력에 의하여 차체를 지지하는 전·후 액슬축의 판상스프링의 좌우 유격의 변화로 야기되는 구동축 부분의 UJ-교각배열을 보이고 있다.

그리고, Table 1은 식(1a), (2b), (3), (4) 및 식(5)를 이용하여 계산된 UJ 의 합성교각  $\alpha_i$  와 비틀림 진동의 여기량  $\varepsilon_i$  및  $\hat{i}_{ij}$  으로서, 이들 크기의 변화로 구동축의 상당부분 또는 상당구간별로 진동여기상태를 해석할 수 있다.

Table 1 Excitation of  $\varepsilon_i$  and  $\hat{i}_{ij}$



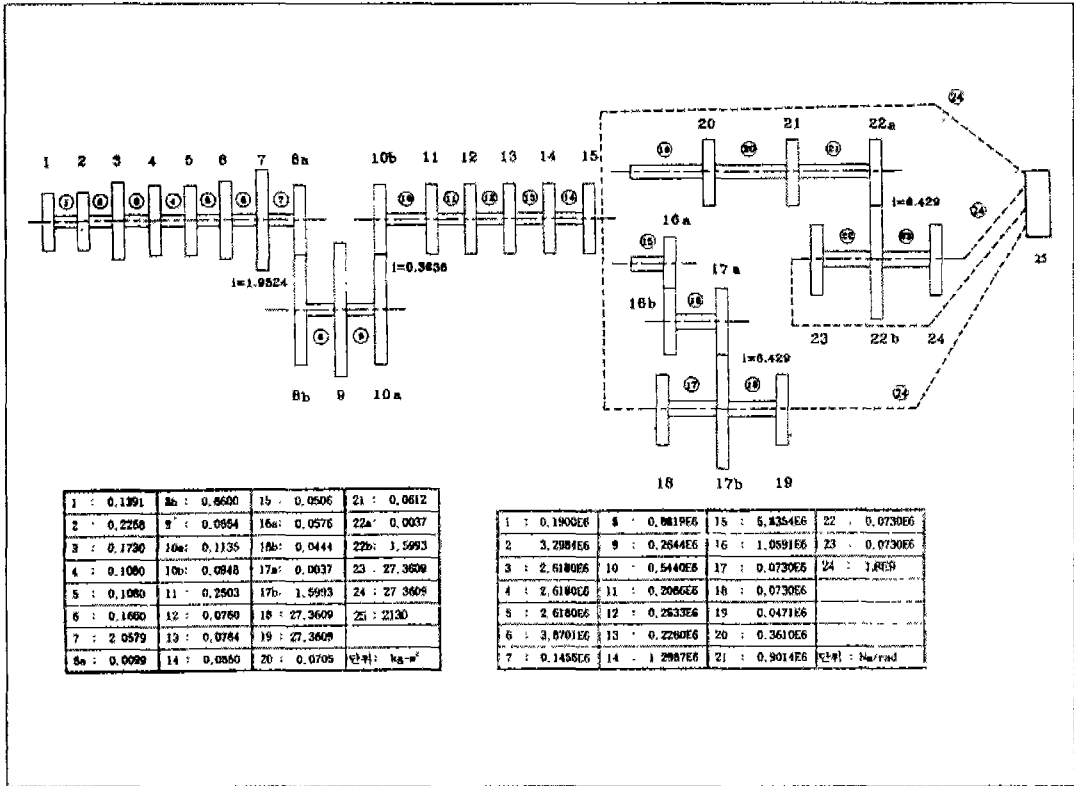


Fig. 7 Torional vibration modeling of an 11 Ton grade Cargo Truck driveline

즉,  $\alpha_1$  및  $\alpha_2$ 와  $\epsilon_3$  및  $\epsilon_5$ , 그리고  $\hat{i}_{34}$ ,  $\hat{i}_{45}$  및  $\hat{i}_{16}$ 에서, 중립의 구동축 배열이 좌회전의 경우보다 여기가 크고, 우회전의 경우는 중립의 경우보다도 훨씬 큰 여기를 나타내는 것을 알 수 있다.

### 3. 비틀림고유진동수

#### 3.1 비틀림 진동계 모델링

• 모델링은 문제 P가 발생하는 6단 변속주행상태로서, 모든 계산 자료치는 엔진-크랭크축을 기준으로 모델링 되었다.

• 비틀림고유진동수 및 고유모우드의 계산과 이로부터 공진 거동을 예측하기 위하여, 엔진-크랭크축계로부터 액슬-차체계에 이르는 전체구동축계를 가지가 있는 이산 비틀림 진동계(Branched discrete torsional vibration system)로 구성하였다.

• 엔진-크랭크축계, 변속기계, 프로펠러축계 및 액슬계 등의 도면을 기준으로하여, 모달해석을 통한 파라미터인식(Parameter identification)방법이 아닌 고전적인 방법으로 본 연구실에서 이미 개발한 프로그램인 Masstor 및 Stifstor<sup>[12]</sup>를 이용하여, 질량관성 모우먼트  $\theta_i$  (kgm<sup>2</sup>)와 비틀림 스프링상수  $k_i$  (Nm/rad)를 이산화 하였다. 한편, 공진 진폭의 크기에 영향을 미치는 댐핑계수  $r_i$  (Nms/rad)는 DIN 740 및 [8,13]등에 의하여 이산화 할 수 있겠으나, 재료가 대부분이 강인 구동축계의 고유진동수 계산에 미치는 영향이 미소하므로 본 연구에서는 댐핑계수의 이산화는 생략하였다.

이산화 모델링에 있어서, 이산화 정도를 보장하기 위하여 예로서, 실제 구동축계와 이산화된 구동축계의 질량의 차이를 1% 이내로 조정하였다.

• Fig. 7 은 구동축계를 25 자유도계로 이산화한 것이다.

Table 2 National frequencies for the undamped torsional vibration system

Natural frequencies for the torsional vibration system (undamped)				
NF	OM(NF) [rad/s]	FE(NF) [Hz]	NE(NF) [rpm]	Stiffness
1	48.08	7.65	459.13	17 18 22 23
2	190.57	30.33	1819.77	9
3	505.51	80.45	4827.25	19
4	816.56	129.96	7797.54	
5	967.26	153.94	9236.66	1
6	1068.77	170.10	10206.00	7
7	1607.33	255.81	15348.64	
8	1812.22	288.42	17305.40	11 13
9	2728.13	434.20	26051.73	10
10	2881.86	458.66	27519.71	20
11	3100.66	493.48	29609.09	12
12	3977.19	632.99	37979.38	6
13	4669.68	743.20	44592.16	8
14	4890.99	778.43	46705.55	16
15	5874.31	934.93	56095.50	2
16	6220.25	989.98	59399.00	21
17	6341.32	1009.25	60555.10	14
18	7316.59	1164.47	69868.30	3 5
19	8111.10	1290.92	77455.32	26
20	8111.10	1290.92	77455.32	25
21	8111.10	1290.92	77455.32	27
22	8316.86	1323.67	79420.15	24
23	9029.90	1437.15	86229.17	4
24	14037.54	2234.14	134048.63	15

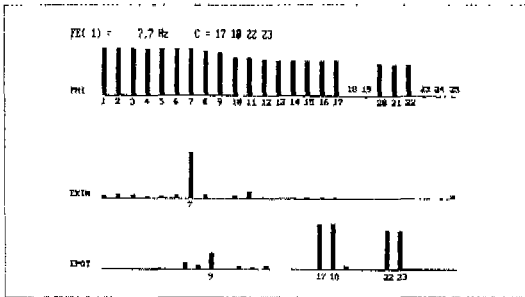


Fig. 8a Mode shape for the 1. natural frequency

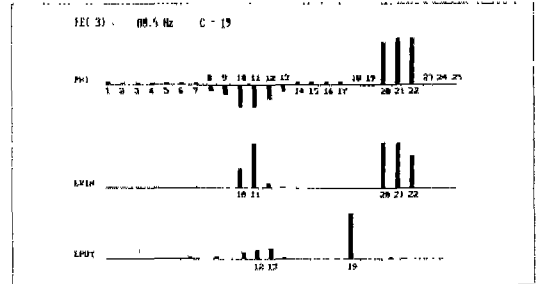


Fig. 8c Mode shape for the 3. natural frequency

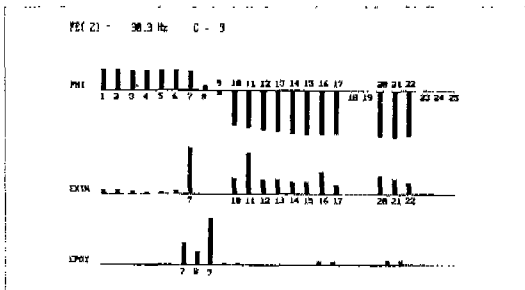


Fig. 8b Mode shape for the 2. natural frequency

### 3.2 비틀림고유진동수 및 고유모우드

• 비틀림고유진동수 및 고유모우드의 계산에는 전용 프로그램인 독일 ARLA Maschinentechnik GmbH 의 ARLA-SIMUL 및 ARLA-SIMSTAT 을 이용하였다.

• Table2 는 계산된 구동축계의 고유진동수이고, Fig.8 은 관심있는 주파수역인 3 차까지의 고유모우드를 보인다. 각각의 고유진동수에서 회전각의 고유모우드 (PHI)는 고유벡터의 가장 큰 성분을 1로 놓고 각  $\theta_i$  의 위치에서의 상대적인 회전각의 크기 즉, 정규

화 -- 를 프로그램 자체에서 계산하여 표시된 것이다.  $E_{kin}$  은  $E_{kin_n} = \frac{1}{2} \cdot \theta_n \cdot \phi_{nm}^2 \cdot \omega_m^2$  으로서,  $\theta_n$  이 m

차 고유진동수에 의한 고유모우드  $\phi_{nm}$  으로 운동할 때의 운동에너지를 나타낸다.  $E_{kin}$  은 진동계에서 어떤 질량이 그 진동을 여기 시키는데 영향을 미치는가를 평가하기 위한 기준이 될 수 있다.

EPOT는  $E_{pot_i} = \frac{1}{2} \cdot k_i \cdot \Delta\phi_{im}^2$  으로 표시되며 포텐셜 에너지로서, 어떤 스프링이 고유진동수  $\omega_m$  일때 쉽게 여기 될 것인가를 평가할 수 있는 척도로 이용될 수 있다. 즉, 제 1 차 비틀림고유진동수 7.65 Hz 에서는 구동축 전체가 액슬 앞·뒤 축을 기준으로 한 차체 진동을 보이며, 제 2 차 비틀림고유진동수 30.33 Hz 에서는 엔진-크랭크축과 프로펠러축이 서로 비틀리는 진동을 보인다. 제 3 차 비틀림고유진동수 80.45 Hz 에서는 프로펠러축이 탁월한 진동을 보이는데 이 진동은 Interdrive 축계의 질량관성모멘트 20, 21 및 22 번의 여기로써, 특히, 19번 축이 쉽게 여기 됨을 알 수 있다.

#### 4. Cab 구조물의 고유진동수

##### 4.1 구조물 모델링

문제 P의 속도역에서, 전달된 구동축의 진동과 Cab의 공진 여부만을 해석하기 위하여 Cab의 White body(유리창은 포함)를 도면참조하면서 실물을 실측하여, 실제적인 치수로 FEM-모델링을 하였다. 구조물을 Shell 요소로 모델링 하되, 곡선 경계면은 계산정도를 고려하여 Isoparametric 요소를 이용하였다. 또한 Mesh 방법은 기하학적 동방성이 보장되는 4각 Mesh를 사용하였으며, 4각 Mesh가 어려운 일부분에 대해서는 3각 Mesh를 채택하였다. 미국 EMRC사의 FEM-패키지인 NISA II로 완성된 모델링은, 일반적인 모델링의 진동거동정도조정척도 -- 모델링의 중량이 실물중량의 90% 이상 -- 를 만족시키도록 반복수정된 것으로, Element의 수는 3,438개 이었고, Node의 수는 3,029개이었다(Fig.9)

##### 4.2 구조물의 고유진동수 및 고유모우드

NASTRAN - 패키지로 Cab 모델링의 고유진동수와 고유모우드를 해석한 결과, 관심있는 P의 속도역에

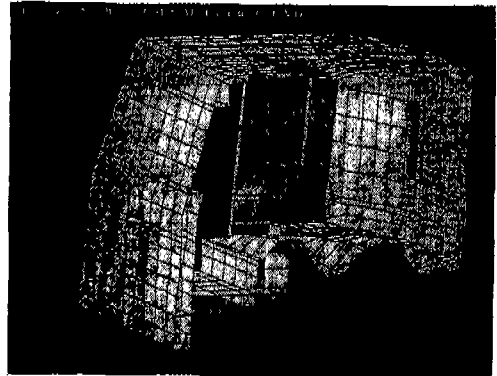


Fig. 9 Mode shape of the cab at the 79 Hz

해당하는 구동축 회전주파수의 2 배인 77~80 Hz 대에서 Cab 구조물의 공진 특성을 나타낼을 알 수 있었으며, Fig.9는 특히, 79 Hz에서 Cab의 윗판과 밑판의 탁월한 굽힘진동을 보인다.

#### 5. 차량의 소음 및 진동실험

• 문제 P의 속도역에서 구동축의 진동주파수대가 77~80 Hz 대이고, 이 진동이 Cab으로 전달되어, Cab 구조물이 공진상의 소음을 발생시키는 과정만을 실험적으로 확인하기 위하여, 11톤 적차 차량을 6단 변속주행 하면서, P의 속도역에서 Cab내 운전자와 동승자 중간지점의 음압신호와 프로펠러 축의 두번째 Center 베어링(Fig.5)과 액슬 하우징의 가속도 진동신호를 측정하였다. 녹음된 소음 및 진동신호는 A/D-변환기와 주파수 분석용 프로그램, 예를 들어 LABTECH 또는 MATLAB 등을 이용하여 주파수 분석을 하였다.

• 우회전후 Fig.6 과 같은 UJ-배열로, P의 속도역에서는 주위의 속도역에서의 소음크기보다 3~4 dBA가 큰 74~75 dBA의 소음증대를 보이며, 이 소음은 명확히 감지할 수가 있어서 소음원을 규명하기 위하여 주파수분석을 하였다.

• 소음 및 진동신호의 주파수 스펙트럼에서 스펙트럼 진폭이 최대가 되는 곳의 주파수는 어떤 일정의 기본 여기주파수 및 이 기본주파수의 고조파들과, 구동축상의 비틀림- 또는 굽힘고유진동수에 의한 공진 주파수



들이다.

따라서, 본 실험의 주파수 분석에서 예상할 수 있는 주파수는, 2장에서 언급한 엔진의 가스 폭발력 및 관성력에 의한  $f_{E1}$ ,  $f_{E4}$ ,  $f_{E8}$  등과 변속기계의 중간축의 회전주파수  $f_{T/M}(= i_{TMS}^{-1} \cdot f_E$ ; 여기서  $i_{TMS} = 1.9524$ , Fig. 7) 및 구동축의 잔여 불평형량에 의한  $f_S(= i_{T/M}^{-1} f_{E1}$ ; 여기서  $i_{T/M} = 1.9524 \times 0.3636 = 0.709$ ) 와 UJ 를 갖는 구동축의 기구학적 관계에 의한  $f_{S2}(= 2 \cdot f_S)$ 이외에, 액슬의 회전주파수  $f_{AX}(= i_{AX}^{-1} \cdot f_S$ ;  $i_{AX} = 6.429$ ) 및 타이어의 주름주파수  $f_{TR}(= N \cdot f_{AX}$ ; 여기서  $N$  은 타이어 원주상의 트레드 무늬수, 11톤급 Cargo Truck 용 타이어, 11.00 - 20 - 16PR 에서는  $N = 46$ ) 등과 이들의 고조파들이다.

• Fig.10 은 Cab 소음신호의 주파수 분석결과로서, 4 차 엔진주파수  $f_{E4}$  와 구동축의 회전주파수  $f_S$  및  $f_S$  의 2차성분  $f_{S2}$ 의 소음성분을 확인할수 있으며,  $f_{S2}$ 의 진폭이 상대적으로 뚜렷하게 증가함을 보인다.

우회전 후의 주행소음특성과 비교하기 위하여 측정된 좌회전후의 주행소음특성은 Fig.11과 같으며,  $f_{S2}$ 의 소

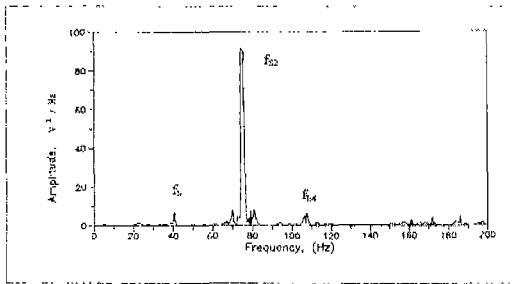


Fig. 10 Noise characteristics of the cab for the right rotation mode

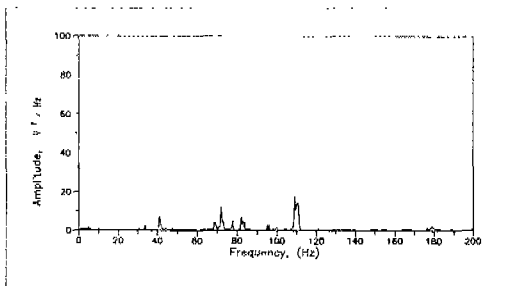


Fig. 11 Noise characteristics of the cab for the left rotation mode

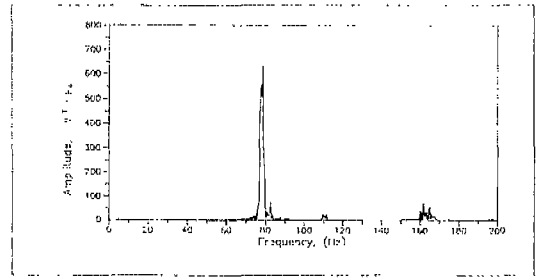


Fig. 12 Vibration response characteristics of the 2 center bearing

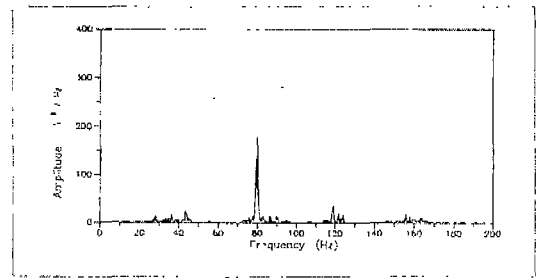


Fig. 13 Vibration response characteristics of the axle housing

음성분진폭이 다른 소음성분진폭에 비하여 뚜렷하지 않고, 전반적으로 소음 크기가 높지 않으며 평탄함을 나타내고 있다.

• Fig.12 와 Fig.13은 우회전후의 차량의 주행진동 특성으로, 각각 프로펠러축의 두번째 Center베어링과 액슬하우징의 가속도 진동신호를 주파수 분석한 결과로, 역시  $f_{S2}$ 의 주파수 성분이 탁월함을 보인다.

## 6. 결 론

(구동축의 진동과 Cab 의 소음 원인)

문제 P를 규명하기 위하여, 우선 일련의 직업 가정.

- 구동축에서 여기(Excitation)가 발생하여,
- 구동축이 비틀림진동을 하고, 이에 따라 발생된 구동축지지 베어링의 추가력은
- Cab 으로 전달되어, Cab 구조물의 진동을 야기하며 공진상의 소음을 발생,

을 세웠으며, 이 가정을 이론적/수치적 계산과 실험적 조사연구로 다음과 같이 분석하고 증명할 수가 있

었다:

- 유니버설조인트(UJ)를 갖는 구동축의 기구학적 특성에 의하여, UJ - 배열이 소위 Homokinematic 조건<sup>[1,2]</sup>이 만족되지 않을 때에는 구동과 피동간에는 비균일 회전 전달특성을 갖으며, 피동축은 구동축의 회전속도의 2배인 회전주파수 -- 11톤급 Cargo Truck 의 P 속도역에서는 77~80 Hz대 -- 를 갖으며 비틀림진동을 야기하고, 동시에 UJ 를 지지하는 베어링에도 추가적인 굽힘력이 발생한다.

- 11톤급 Cargo Truck 의 제 3 차 비틀림고유진동수는 77~80 Hz 대<sup>[7]</sup>로서, 이 경우엔 액슬을 지나는 Interdrive 축계가 구동축계의 고유진동을 여기한다.

- UJ 의 기구학적 특성에 의하여 구동축계에는 공진상의 비틀림진동이 발생하며, 이로 인한 굽힘 진동도 77~80 Hz 대에서 탁월한 진동특성을 보인다.

- 구동축으로부터 전달된 77~80 Hz 대의 진동은 Cab 의 구조물에 공진을 야기하며, 예로 특히, 79 Hz 대에서는 Cab 의 윗판과 밑판의 파대한 진동을 보인다.

- 차량의 프로펠러 축의 진동 및 Cab 의 내부소음 측정실험에서도 P 속도역에서 탁월한 진동과 소음증대를 보인다.

즉, 본 연구의 대상인 11톤 Cargo Truck 의 액슬-디퍼렌셜 근처 구동축계의 UJ - 배열에서 판상스프링의 유격이 우회전후와 좌회전 후에 서로가 상당한 차이가 있었으며, 특히 우회전후의 UJ 의 교각의 변화가 이로 인하여 과대하여져서 P의 속도역에서는 위에서 언급한 바와 같이 구동축이 공진상의 진동특성을 나타내고, 이에 따라 현저한 Cab 의 불쾌한 소음이 결과 되었다. 따라서, 이 판상스프링의 유격을 적절히 조정함으로써, 애초에 문제가 되었던 소음크기가 2~4 dBA 정도 감소되어, 문제 P를 해결할 수가 있었다.

## 후 기

본 연구를 위하여 계산자료의 제공과 실험수행을 지

원한 삼성중공업 주식회사 및 코리아스파이서 공업주식회사의 관련 여러분께 감사를 표합니다. 특히, Cab 의 FEM-모델링의 고유진동수 및 고유모우드 계산에 Super Cray-전산기의 사용을 가능하게끔 협조해주신 삼성중공업 대덕연구소의 관련 여러분에게도 고마움을 표합니다.

## 참고문헌

1. Park, B. Y., Stühler, W., "Dynamic Behavior of a Driveline with Universal Joints", SAE-IPC6, Paper No. 912491.
2. Günther, B., "Möglichkeiten zur Reduzierung der Drehschwingungsbeanspruchungen in praxisrelevanten Antriebssträngen mit Kreuzgelenkgetrieben unter besonderer Berücksichtigung des Spiels", Diss., TU Berlin 1982.
3. Joyner, R. G., "The Truck Driveline as a Source of Vibration", SAE Paper No. 760843.
4. SAE, "Universal Joint and Driveshaft Design Manual", Advances in Engineering Series No. 7, 1979.
5. SAE, "Truck Systems Design Handbook", (PT-41), 1992.
6. 박보용, Stühler, W., "Truck 의 Driveline 진동 여기 Mechanism 의 규명과 진동감소 방안에 대한 연구", (현대자동차/코리아스파이서), 1990.
7. 박보용, "11.5 톤 Cargo Truck 의 Driveline 진동 여기 Mechanism 의 규명에 관한 연구", (삼성중공업), 1994.
8. Laschet, A., "Simulation von Antriebssystemen", Springer-Verlag, 1988.
9. 박보용, 송창섭, 강효식, "Universal Joint 를 갖는 구동축 시스템의 비틀림진동감소를 위한 Damper 의 적정설계에 관한 연구", 한국정밀공학회지 제8권 제 4호, pp.137-145, 1991.
10. Schnauder, V., "Resonanzuntersuchungen an belasteten, spielbehafteten, drehe-elastischen Antriebssträngen mit Kreuzgelenkgetrieben", Diss., TU Berlin 1983.

11. Frank, P.-G., "Untersuchungen über das Resonanzverhalten von gekoppelten Biege- und Torsionssystemen mit eingebauten Kreuzgelenken", Reihe 11: Schwingungstechnik Nr. 147, VDI-Verlag, 1991.
12. 박보용, "승용차용 Dynamic Vibration Absorber/-Damper 의 시각 개발에 관한 연구", (기아자동차), 1993.
13. Hafner, K.E., Maass, H., "Torsionsschwingungen in der Verbrennungskraftmaschine", Neue Folge, Band 4. Springer-Verlag, 1985.