

# 추진축이 센터베어링으로 지지된 차량 구동계의 출발시 진동해석

## Vibration Analysis of Driveline with Propeller Shaft Supported by Center Bearing when the Vehicle Starts

이창노\* · 김효준\*\*

Chang-Ro Lee and Hyo-Jun Kim

**Key Words** : Vibration, Driveline, Center Bearing, Joint Angle, Simulation, ADAMS

### ABSTRACT

This paper considers the vibration problem of vehicle driveline which consists of two propeller shafts and the center bearing. The excessive vibration occurs at the center bearing when the vehicle starts to run. Using the kinematic constraints at the universal joint between two propeller shafts, we develop an one d.o.f model which describes the radial motion of the center bearing. We find out the vibration occurs at the specific vehicle speed corresponding to the natural frequency of the model. Comparing the simulation results with test results we also show that the vibration at low vehicle speed is caused primarily by the joint angle and secondarily by the mis-aligned yoke flange rather than by the unbalance.

## 1. 서론

자동차의 구동계는 기관에서의 토크를 구동차축에 전달하는 중요한 기능을 하고 있다. 최근 차량 성능 향상을 위한 기관출력의 증대는 구동계의 진동을 더욱 크게 유발하는 경향이 있다. 일반적으로 구동계는 상대적으로 유연한 추진축의 비틀림 모드<sup>(1)</sup>나 굽힘모드<sup>(2,3)</sup> 같은 탄성진동에 기인하는 전달계로서 차체진동과 관련이 있지만 구동계 자체가 기진원으로 작용할 수 있다. 이러한 기진원의 인자로 회전부의 불균형, 부적절한 구동계 배치에 의한 조인트각등이 알려져 있다<sup>(4)</sup>. 이중에 불균형은 부품제작단계에서 관리가 가능하지만 구동계 배치는 최저지상고나 차축의 가동 범위를 고려해야하는 패케지상의 제약 때문에 기관의 경사를 주더라도 변속기 출력축에서 구동피니언까지를 일직선으로 만들기는 쉽지 않다. 이러한 구동계는 추진축 사이에 조인트 각을 갖게되며 이는 추진축의 각속도 변동을 야기하여 결과적으로 주

기진원으로 작용한다.<sup>(5,6)</sup>

또한 구동계의 진동저감을 위해 추진축의 강성을 높이기 위해 비교적 긴 축간거리를 갖는 차량은 1개의 추진축을 2개의 추진축으로 분할하는 방법이 있다. 이때 한 개의 추진축은 센터베어링에 의해 샤프 프레임에 지지되는데 추진축의 진동은 센터베어링을 경유하여 차체로 전달된다. 본 논문은 앞 추진축이 센터 베어링으로 지지된 구동계를 갖는 차량의 출발시 과도한 저주파 차체진동에 관한 것이다. 진동현상의 원인을 규명을 하기 위하여 구동계를 단순화하여 1자유도 진동계로 모델링 하였으며, 이 모델로부터 고유진동수를 계산하였다. 또한 구동계를 보다 상세히 모델링하여 기관 토크 입력에 대한 구동계의 거동을 시뮬레이션 하였으며, 그 결과를 실차시험 결과와 비교하였다.

## 2. 구동계 모델링 및 고유진동수 해석

### 2.1 구동계의 구조

본 연구에서 다루는 실차의 구동계는 그림1과 같은데 변속기 출력축으로부터 구동피니언까지를 고려한다. 구성요소로서 변속기 출력축, 앞/뒤 추진축, 센터베어링, 구동피니언이 있다. 이중에 센터베어링은 앞

\* 우석대학교 반도체전기자동차공학부

E-mail : rolee@woosuk.ac.kr

Tel : (063) 290-1474 Fax : (063) 290-1471

\*\* 삼척대학교 기계공학부

추진축을 지지하고 있다. 뒤 추진축은 주행중 구동계의 전후 길이변화를 흡수하도록 두 부분으로 나누어져 있으며 이 두 부분 사이에 섭동부를 갖는다.

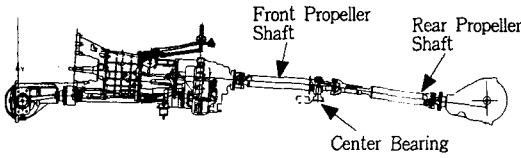


Fig. 1 Configuration of Vehicle Driveline

### 2.2 구동계의 진동모델

구동계 모델의 구성은 그림2와 같이 앞, 뒤 두 개의 추진축과 센터 베어링이며, 앞 추진축의 전방은 변속기 출력축에( $J_1$ ), 뒤 추진축 후방은 구동피니언에( $J_3$ ) 각각 유니버설 조인트(이후 유조인트)로 연결되어 있으며, 앞, 뒤 추진축도 유조인트( $J_2$ )로 서로 연결되어 있다. 변속기, 샤시프레임 및 차축은 고정체로 고려한다. 구동계에 관련된 진동은 일반적으로 탄성 비틀림 진동 현상으로 고려되는데 여기서는 진동발생 주파수가 저주파(20Hz 이하)이므로 추진축은 강체로 고려하며 센터베어링의 지지고무를 스프링으로 모델링 한다. 또한 구동계는 원래 축 주위의 회전운동을 하지만 본 논문에서는 조인트  $J_1$ 과  $J_3$ 를 중심으로 하는 추진축의 진자운동( $\theta_1, \theta_2$ )에 초점을 두어 평면운동으로 단순화하였고 진자운동의 각변위가 미세하므로 선형화 하였다. 또한 앞 추진축의 반경방향운동에 기인하는 후 추진축의 축방향 운동은 후 추진축내의 섭동부에서 흡수한다.

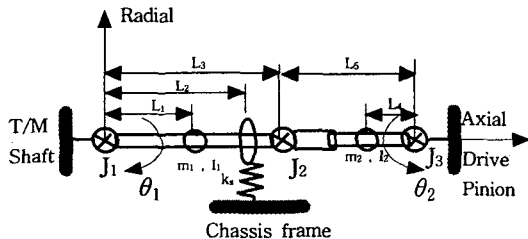


Fig.2 Vibration Model for Vehicle Driveline

그림2에서  $L_3$  와  $L_5$ 는 각각 전,뒤 추진축의 길이,  $L_1$  은  $J_1$ 에서 앞 추진축의 무게중심 사이의 거리,  $L_4$  는  $J_3$ 에서 뒤 추진축의 무게중심 사이의 거리,  $L_2$ 는  $J_1$ 에서 센터베어링 사이의 거리,  $m_1, m_2$  는 각각 앞,

뒤 추진축의 질량,  $I_1, I_2$  는 각각 앞, 뒤 추진축의 질량관성모멘트,  $k_s$ 는 센터베어링을 샤시 프레임에 지지하는 고무의 스프링 상수이다.

### 2.3 운동방정식

그림2에서 원래 계의 자유도는  $J_1$ 을 힌지로 하는 앞추진축의 회전운동( $\theta_1$ )과  $J_3$ 를 힌지로 하는 뒤추진축의 회전운동( $\theta_2$ )의 2자유도인데, 이들은  $J_2$ 에서 기구적으로 구속되어 있으므로 계의 최종자유도는 1자유도로 된다. 우선  $J_2$ 에서의 구속관계를 사용하여  $\theta_2$ 를  $\theta_1$ 로서 나타내면 변위와 속도는 다음 식과 같다.

$$\theta_2 = \theta_1 \frac{L_3}{L_5}, \quad \dot{\theta}_2 = \dot{\theta}_1 \frac{L_3}{L_5} \quad (1)$$

식(1)을 사용하여 이 계가 갖는 운동에너지 및 탄성에너지를 나타내면 다음 식과 같다.

Kinetic Energy :

$$K.E = \frac{1}{2} \left[ m_1 L_1^2 + m_2 L_4^2 \left( \frac{L_3}{L_5} \right)^2 + I_1 + I_2 \left( \frac{L_3}{L_5} \right)^2 \right] \dot{\theta}_1^2 \quad (2)$$

Potential Energy :

$$P.E = \frac{1}{2} k_s L_2^2 \theta_1^2 \quad (3)$$

식(2), 식(3)을 사용하여 라그랑지 방정식을 유도하면 계의 자유진동에 대한 운동방정식은 다음 식으로 된다.

$$I_{eq} \ddot{\theta}_1 + k_{eq} \theta_1 = 0 \quad (4)$$

여기서  $I_{eq}$ 는 등가 회전관성,  $k_{eq}$ 는 등가스프링 상수이며 각각 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$I_{eq} = m_1 L_1^2 + m_2 L_4^2 \left( \frac{L_3}{L_5} \right)^2 + I_1 + I_2 \left( \frac{L_3}{L_5} \right)^2 \quad (5)$$

$$k_{eq} = k_s L_2^2 \quad (6)$$

### 2.4 고유진동수

식(4)로 표현되는 계의 고유진동수는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{eq}}{I_{eq}}} \quad (7)$$

따라서 그림2와 같은 구동계의 고유진동수는 식(7)에 포함된 식(5)와 식(6)으로부터 구동계의 치수, 질량배분 및 센터베어링의 위치 및 베어링 지지고무의 스프링상수에 의해 결정됨을 알 수 있다. 표1은 연구 대상차량의 구동계의 제원인데 각 항목은 실측, 추정 계산 및 도면으로부터 구하였다. 표1의 제원을 식(7)에 대입하여 고유진동수를 계산한 결과가 다음과 같다.

<고유진동수 계산결과>

$$I_{eq} = 1.204 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$k_{eq} = 7191 \text{ Nm/rad}$$

$$f_n = 12.3 \text{ Hz}$$

Table 1. Driveline Data

	Unit	Value	Remark
$m_1$	kg	7.6	measured
$m_2$	kg	5.75	measured
$I_1$	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	0.186	estimated
$I_2$	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	0.175	estimated
$k_s$	kgf/mm	4.1	measured
$L_i (i=1,2,3,4,5)$	mm	258,424,516,300,600	drawing

### 3. 시뮬레이션 및 실험

#### 3.1 ADAMS 모델

차량의 주행중 실차 구동계의 진동현상을 재현하기 위하여 범용 기구동역학 해석 프로그램인 ADAMS를 사용하여 실차 구동계를 상세히 모델링한 후 주행 시뮬레이션을 수행하였다<sup>(7)</sup>. ADAMS 모델은 그림3에 나타내었는데 구성부품으로는 앞 추진축, 뒤 추진축(2부분), 센터베어링 및 차축 등의 강체이며 각 부품은 표2와 같은 기구적 조인트로 연결된다. 또한 센터베어링 고무는 6방향의 선형 스프링으로 가정한다. 여기서 차축은 등가차랑관성을 포함하는데 이것은 추진축의 구동 토크에 의한 전차량의 주행에 대한 관성저항으로 구동계의 회전관성 및 차체의 관성을 포함하고 있으며 그 크기에 따라 유조인트부의 반력의 크기가 달라진다. 등가차랑관성은 다음과 같이 구해진다. 우선 차속  $V$ 로 주행중인 차량의 운동에너지는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} K.E &= \frac{1}{2} mV^2 + \frac{1}{2} I_p \omega_p^2 + \frac{1}{2} I_a \omega_a^2 \\ &= \frac{1}{2} \{ m(R\omega_a)^2 + I_p \omega_p^2 + I_a \omega_a^2 \} \\ &= \frac{1}{2} \left\{ m \left( R \frac{\omega_p}{G_f} \right)^2 + I_p \omega_p^2 + I_a \left( \frac{\omega_p}{G_f} \right)^2 \right\} \\ &= \left\{ m \left( \frac{R}{G_f} \right)^2 + I_p + \frac{I_a}{G_f^2} \right\} \omega_p^2 \\ &\approx \frac{1}{2} m \left( \frac{R}{G_f} \right)^2 \omega_p^2 = \frac{1}{2} I_{eq} \omega_p^2 \end{aligned} \quad (8)$$

여기서  $m$ 은 차량총질량,  $R$ 은 타이어 동반경,  $G_f$ 는 종감속비,  $I_p$ 는 추진축 회전관성,  $I_a$ 는 차축 회전관성이며  $\omega_p$ 는 추진축의 회전속도,  $\omega_a$ 는 차축의 회전속도이다. 식(8)의 마지막 부분에서 알 수 있듯이 등가차랑관성  $I_{eq}$ 은  $m \left( \frac{R}{G_f} \right)^2$ 으로 된다. 본 연구에서의 계산 예는  $m=2500\text{kg}$ ,  $R=0.32\text{m}$ ,  $G_f=4.5$ 로 주어지므로  $I_{eq}$ 는 다음과 같다. 즉  $I_{eq} = 2500 \cdot (0.32/4.5)^2 = 12.6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 이다. 이 ADAM 모델의 구동은 변속기 출력축에 차량의 급출발시에 해당하는 구동 토크를 스텝입력으로 가한다.

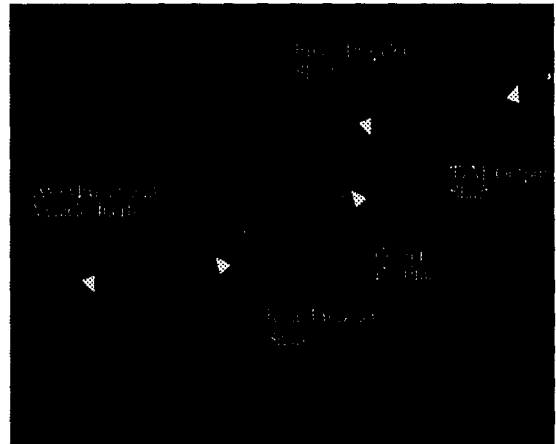


Fig. 3 ADAMS Model for Vehicle Driveline

Table 2. Joints in ADAMS Model

Joint Name	Part-i	Part-j
Revolute Joint(1)	T/M Shaft	Ground
Revolute Joint(2)	Axle	Ground
Univesal Joint(1)	T/M Shaft	Front P/Shaft
Univesal Joint(2)	Front P/Shaft	Rear-Frt Shaft
Univesal Joint(3)	Rear-Rr P/Shaft	Drive Pinion
Translational Joint	Rear-Frt Shaft	Rear-Rr P/Shaft

### 3.2 시뮬레이션 결과

이상과 같이 구축된 ADAMS 모델을 이용하여 실차에서 발생할 수 있는 다양한 조건에 대한 시뮬레이션을 수행한다. 즉 구동계내의 불균형(Unbalance), 조인트각(Joint Angle), 요크 플랜지(Yoke Flange)의 직각도등이 차량 출발시 진동에 어떠한 영향을 미치는가를 검토한다.

#### (1) 조인트각의 영향

먼저 조인트각의 영향을 파악하기 위한 시뮬레이션 결과는 그림4와 같은데 센터베어링의 수직변위(실선, 굵은 점선)와 추진축의 회전속도(가는 점선)의 시간응답을 나타낸 것이다.

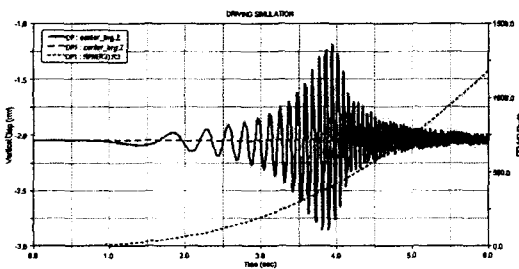


Fig.4 Simulation Result (Effect of Joint Angle)

그림4에서 굵은 점선은 원래 구동계 Layout을 일직선으로 만들었을 경우(이하 case-A) 센터베어링의 수직 변위인데 진동양상을 보이지 않는다. 한편 그림 4에서 실선은 추진축의 자중에 의한 정적치점(약 2 mm)으로 인해 구동계내 유조인트에서 조인트각이 존재하는 경우 (이하 case-B) 센터베어링의 수직 변위인데 3.8초부근(추진축 회전속도 370 RPM)에서 진동이 과도적으로 발생하는 것을 알 수 있다. case-B 에서 진동 발생은 조인트각에 의한 추진축의 각속도 변동에 따른 유조인트 요크의 반력 변동에 기인하는 구동계 공진현상으로 추정된다. 이때 진동수는 진동이 발생하는 RPM을 추진축의 회전차수로 환산하면 2차에 해당한다. 즉  $370/60 \times 2 = 12.3$  Hz로 된다.

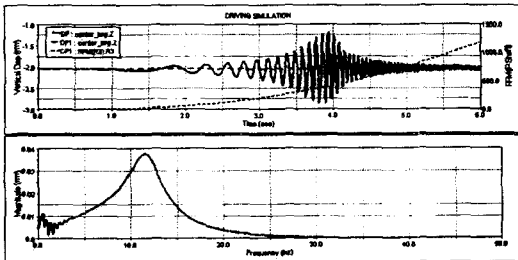


Fig.5 FFT Result of case-B (Effect of Joint Angle)

그림5는 case-B 에서 센터베어링의 수직변위의 시간응답과 이에 대한 주파수 변환 결과인데 피크 주파수가 12.3 Hz임을 보여준다. 이는 또한 2.4절에서 구한 고유진동수와 같다.

#### (2) 요크 플랜지의 직각도의 영향

다음으로 요크 플랜지의 직각도의 영향을 검토하기 위하여 case-A에 그림6과 같은 인위적인 요크 플랜지의 직각도에 어긋남(1%정도)을 첨가한 경우(이하 case-C)에 대하여 시뮬레이션을 수행하였다.



Fig.6 Mis-Fitting in P/Shaft Tube and Yoke Flange

그림7은 case-B(실선)와 case-C(굵은 점선)의 시뮬레이션 결과로서 역시 센터 베어링의 수직변위를 보이는데 이 그림에서 특이한 점은 case-C의 진동발생위치는 추진축의 회전속도(가는 점선)가 740 RPM 부근이다.

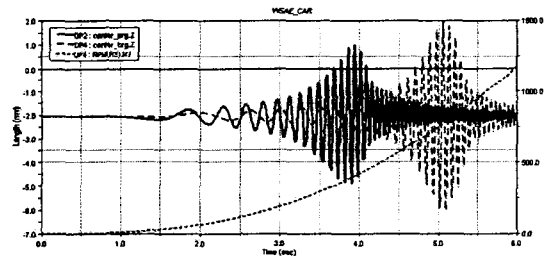


Fig.7. Simulation Result (Effect of Yoke Flange Mis-Fitting)

그림8은 case-C에서 센터베어링의 수직변위의 시간응답에 대한 주파수 변환 결과(아래부분)인데 피크 주파수가 12.3 Hz 부근임을 알 수 있다. 이 진동수는 추진축 회전 1차성분과 일치한다. 즉  $740/60 = 12.3$  Hz 가 된다.

이외에 불균형의 영향을 파악하기 위하여 설계허용범위 내의 불균형 질량을 구동축에 인위적으로 부가하여 시뮬레이션을 수행하였으나 그 영향은 미미함을 알 수 있었다. 그 이유는 본 연구에서 다루는 진동현상은 비교적 저 RPM 영역에서 발생함으로 이때 불균형에 의한 가진력은 작기 때문이다.

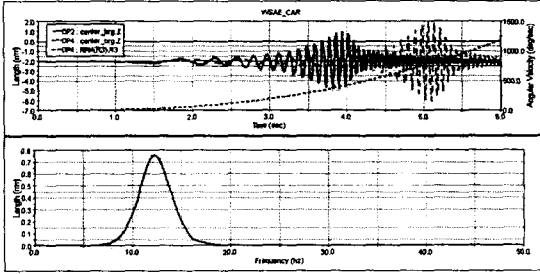


Fig.8 FFT Result of case-C (Effect of Yoke Flange Mis-Fitting)

### (3) 합성효과

실차의 구동계에는 일반적으로 앞에서 검토한 조인트각 과 요크 플랜지의 어긋남이 공존하고 있을 것으로 보고 이들 요소를 case-A 에 동시에 부가하여 두 영향의 합성효과를 검토하였다. 그 시뮬레이션 결과가 그림9와 같은데 좌측그림은 센터베어링의 수직가속도의 시간응답으로 두 개의 피크가 나타남을 알 수 있다. 앞에서 검토했듯이 첫 번째 피크는 조인트각에 기인하고, 두 번째 피크는 요크 플랜지의 어긋남에서 기인한다고 볼 수 있다. 또한 그림9에서 우측그림은 이 시간응답을 주파수변환한 것인데 12.3 Hz 에서만 공진피크를 보임을 알 수 있다.

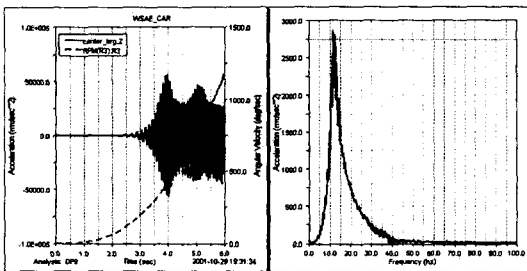
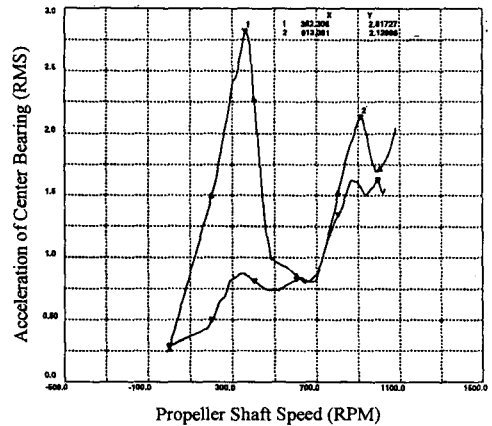


Fig.9 Simulation Result and its FFT(Combined Effect of Joint Angle and Yoke Flange Mis-Fitting)

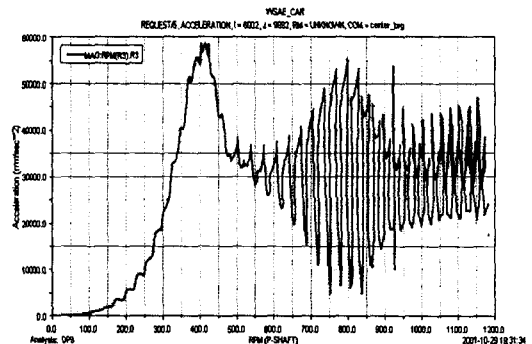
### 3.3 실차실험 결과와 비교

실차실험은 차량이 정지상태에서 급출발하도록 하여 저속영역에서 과도적으로 나타나는 진동을 재현하고 이때 센터베어링의 수직가속도를 측정하였다. 진동이 크게 발생하는 차량속도는 10 KPH 부근이었는데 이는 추진축의 회전속도가 370 RPM 부근에 해당한다. 그림10은 구동축의 회전속도에 대한 센터 베어링의 수직가속도의 크기를 나타낸 것으로 그림10-a 에는 실차실험결과를, 그림10-b에는 시뮬레이션 결과

를 보여준다. 그림10-a, 10-b에서 모두 두개의 피크를 갖고 있으며 피크가 발생하는 추진축의 회전속도가 실험결과와 시뮬레이션 결과가 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. 즉 첫 번째 피크가 나타나는 추진축의 회전속도는 시뮬레이션 결과는 370-390 RPM, 실험 결과는 360 RPM 부근인데 이를 추진축의 회전속도 2차성분으로 환산하면 12~13 Hz에 해당한다. 두번째 피크에 대해서는 시뮬레이션 결과는 800 RPM, 실험 결과는 910 RPM 부근인데, 이 차이는 센터베어링 고무의 비선형 특성에서 기인하는 것으로 보인다. 또한 그림10에서 첫 번째 피크가 큰 것을 알 수 있는데 실차 시험에서도 첫 번째 피크가 과도한 진동으로 인체에 느껴졌다.



(a)



(b)

Fig.10 Acceleration of Center Bearing with respect to Propeller Shaft Speed : (a)Test, (b)Simulation

#### 4. 결론

추진축이 센터베어링으로 지지된 구동계를 갖는 차량의 출발시 과도한 차체진동의 원인을 규명하기 위하여, 구동계를 1자유도의 진동모델로 단순화하여 계의 강체모드에 대한 고유진동수를 구하였다. 또한 구동계를 보다 상세히 모델링하여 기관 토크로 구동되는 차량에 대한 주행 시뮬레이션을 수행하였으며 그 결과를 시험결과와 비교하였다. 이상의 연구결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 출발시 진동은 구동계의 강체 모드의 고유 진동수인 12.3 Hz에서의 공진현상이며 이는 추진축의 관성과 센터 베어링 고무의 스프링 상수로 결정된다.

2. 시뮬레이션으로부터 주요 기진원은 조인트각에 기인한 추진축의 회전2차성분이며, 부차적으로 요크 플랜지의 어긋남에 기인한 회전1차성분을 확인하였다. 한편 불균형 질량은 회전1차성분으로 기진원 작용은하지만 영향은 진동발생영역이 저속이므로 미미하였다.

3. 시뮬레이션 결과와 실험결과가 잘 일치하였는데 특히 진동감에 우세한 첫 번째 피크가 발생하는 추진축의 회전속도는 모두 370-400 rpm 부근에 있고, 이때 회전속도의 2차 성분인 12~13 Hz가 기진주파수로 되는 것을 알 수 있었다.

#### 후 기

이 논문은 우석대학교 교내학술연구비 지원에 의하여 연구됨.

#### 참 고 문 헌

- (1) 河野 등, 1984, "動力伝達係의 비틀림 振動이 디프 노이즈에 미치는 影響", 自動車技術, Vol.38, No.12
- (2) 中川, 1978, "驅動係의 振動解析", 自動車技術會學術講演會前刷集 781, pp.135~139
- (3) 이철희, 박천우, 서기출, 유영일, 1999, "프로펠라 샤프트의 진동특성이 구동계 NVH에 미치는 영향 연구", 한국자동차공학회 추계학술대회논문집 1999, pp.567~574
- (4) Robert G. Joyner, 1978, "The Driveline as a Source of Vibration", SAE Paper 780778
- (5) 加藤昭悟, 1970, "혹크조인트를 갖는 프로펠라 샤프트

에 發生하는 振動強制力の 解析", 도요타 技術, Vol.21, No.3, pp.201~209

(6) 장일도, 한기석, 홍동표, 2000, "차량 추진축과 액슬진동의 상관성에 관한 연구", 한국소음진동공학회지, 제10권, 제4호, pp.596~601

(7) ADAMS Users Manual Ver 10.0, 2000, Mechanical Dynamics Inc., USA