

두개의 추진축을 갖는 자동차 구동계의 진동해석

Vibration Analysis of Vehicle Driveline with Two Pieces of Propeller Shaft

우석대학교, 반도체전기자동차공학부, 이창노

ABSTRACT

This paper considers the vibration problem of vehicle driveline which consists of two pieces of propeller shaft and the center bearing. The excessive vibration occurs at the center bearing when vehicle starts to run. Using the kinematic constraints at the universal joint between two propeller shafts, we develop a one d.o.f dynamic 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. We also show that the vibration is caused by the reaction force of the yoke in the second order of rotational speed of the propeller shaft.

1. 서론

최근 차량성능 향상을 위한 엔진출력의 증대는 구동계의 진동을 더욱 크게 유발하는 경향이 있다. 자동차의 구동계는 기관에서의 토크를 구동 차축에 전달하는 중요한 기능을 하고 있다. 일반적으로 구동계는 비틀림 탄성에 기인하는 전달계로서 차량진동과 관련이 있지만 구동계 자체가 진동원으로도 작용할 수 있다. 이러한 진동원으로서 회전부의 불균형, 유조인트내 요크의 평면도 결함 및 구동계 배치의 부적절함등에 있다. 이중에 불균형이나 요크 평면도는 부품제작단계에서 관리가 가능하지만 구동계 배치는 최저지상고나 추진축의 가동 범위를 고려해야하는 패키지 조건상 이상적으로 배치하기는 어렵다. 즉 이를 해결하고자 기관의 경사를 주드래도 변속기 출력축에서 구동피니언까지를 일직선으로 만들기는 쉽지 않다. 본 논문은 비교적 긴 축간거리를 갖고 2개의 추진축이 서로 유조인트로 연결되고 앞 추진축이 센터 베어링으로 지지된 차량의 출발시(저속 저단 주행) 과도한 차계진동에 관한 것이다. 진동현상의 규명을 위하여 구동계를 단순화하여 1자유도 진동계로 모델링 하였으며, 진동계의 고유진동수 계산 결과가 진동발생시 차량속도와 일치하는 것을 알 수 있었다. 또한 이 진동의 요인은 부적절한 구동계 배치에 의한 유조인트요크의 반력변동에 기인하는 구동계 회전 2차성분임을 실험적으로 검증할 수 있었다.

2. 구동계 모델링

본 연구에서 다루는 실차의 구동계는 그림1과 같은데 해석 모델에서는 변속기 출력축으로부터 차동장치의 구동피니언 이전까지를 고려한다.

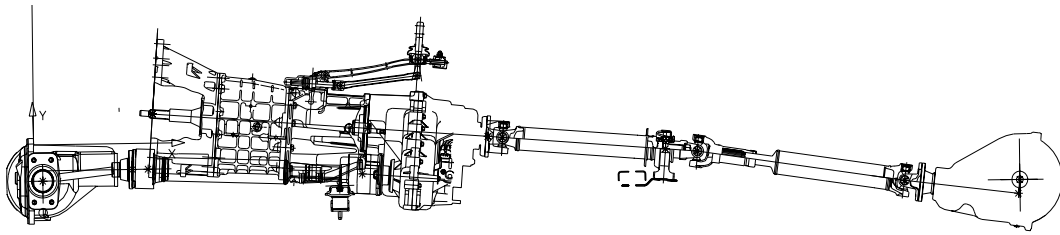


Fig. 1 Drive Line of Real Vehicle

구동계에 관련된 진동은 일반적으로 탄성 비틀림 진동 현상으로 고려되는데 여기서는 진동 발생 주파수가 20Hz 미만의 저주파이므로 추진축을 강체로 고려하며 센터베어링의 지지고무를 스프링으로 모델링 한다. 구동계 모델의 구성은 그림 2과 같이 전후 두 개의 추진축과 센터 베어링이며, 전추진축의 전방은 변속기 출력축에, 후추진축 후방은 구동피니언에 유조인트(J_1 과 J_3)로 연결되어 있으며, 전후 추진축도 유조인트(J_2)로 연결되어 있다. 변속기, 샤시프레임 및 차축은 고정체로 고려한다.

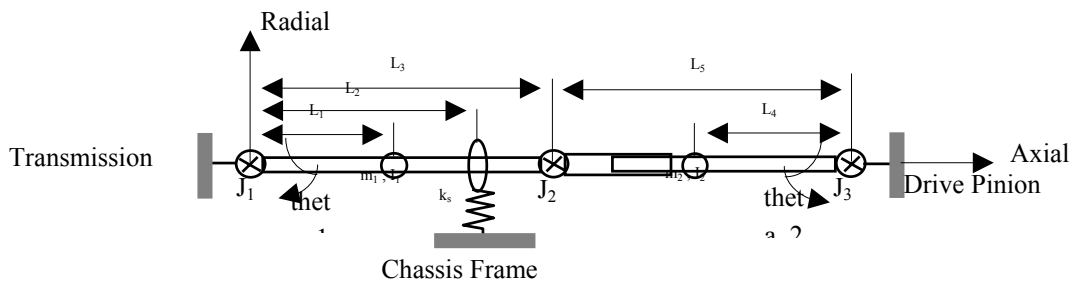


Fig.2 Vibration Model for Drive Line

구동계는 원래 회전운동을 하지만 본 논문에서는 추진축의 반경방향의 운동(θ_1 , θ_2)에 초점을 두어 평면운동으로 단순화하였고 반경방향의 운동은 추진축의 길이에 비해 미세하므로 선형화 하였다. 또한 추진축의 반경방향운동에 기인하는 축방향 운동은 후추진축의 섭동조인트에서 흡수한다. 그림1에서 L_3 와 L_5 는 각각 전,후추진축의 길이, L_1 은 J_1 에서 전추진축의 무게중심 사이의 거리, L_4 는 J_3 에서 후추진축의 무게중심 사이의 거리 L_2 는 J_1 에서 센터베어링 사이의 거리이고, m_1 , m_2 와 I_1 , I_2 는 각각 전후 추진축의 질량 및 질량관성모멘트이고, k_s 는 센터베어링을 지지하는 고무의 스프링 상수이다.

3. 구동계 진동특성

3.1 운동방정식

그림 2에서 원래 계의 자유도는 J1을 힌지로 하는 앞추진축의 회전운동(θ_1)과 J3를 힌지로 하는 뒤추진축의 회전운동(θ_2)의 2자유도인데, 이들은 J2에서 기구적으로 구속되어 있으므로 계의 최종자유도는 1자유도로 된다. 우선 J2에서의 구속관계를 사용하여 θ_2 를 θ_1 로서 나타내면 다음 식과 같다.

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

또한 이 계가 갖는 운동에너지 및 탄성에너지는 다음 식과 같다.

$$\text{Kinetic Energy} : K.E = \frac{1}{2} \left[m_1 L_1^2 + m_2 L_4^2 \left(\frac{L_3}{L_2} \right)^2 + I_1 + I_2 \left(\frac{L_3}{L_2} \right)^2 \right] \dot{\theta}_1^2 \quad (2)$$

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

식 (2), (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.

$$I_{eq} = m_1 L_1^2 + m_2 L_4^2 \left(\frac{L_3}{L_2} \right)^2 + I_1 + I_2 \left(\frac{L_3}{L_2} \right)^2 \quad (5)$$

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

3.2 고유진동수

식(7)로 표현되는 계의 고유진동수는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\therefore \omega_n = \sqrt{\frac{k_{eq}}{I_{eq}}} \quad (7)$$

식(7)은 구동계의 치수, 질량배분 및 센터베어링의 위치 및 베어링 지지고무의 스프링상수에 의해 결정됨을 알 수 있다. 표1은 연구 대상 구동계의 제원인데 이것을 사용하여 고유진동수를 계산한 결과가 다음과 같다.

Table 1. Drive Line Data

	Unit	Value	Description	Remark
m ₁	kg	7.6	mass of front P/Shaft(including Ctr/Brg)	measured
m ₂	kg	5.75	mass of rear P/Shaft	measured
I ₁	kg-m ²	0.186	pitch moment of inertia of front P/Shaft	estimated
I ₂	kg-m ²	0.175	pitch moment of inertia of rear P/Shaft	estimated
k _s	kgf/mm	4.1	Center Brg Rubber Stiffness	measured
L _i (i=1,2,3,4,5)	mm	258,424,516, 300,600	Related Lengths (see Fig.2)	drawing

<고유진동수 계산결과>

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

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

$$\omega_n = 77.3 \text{ rad/sec ; } f_n = 12.3 \text{ Hz}$$

4. 시뮬레이션

4.1 ADAMS 모델

차량의 주행중 구동계 진동현상을 재현하기 위하여 ADAMS를 사용하여 시뮬레이션을 수행하였다. ADAMS 모델은 그림3과 같으며 구성부품으로는 전추진축, 후추진축(2조각), 등가차량관성 및 센터베어링으로 구성된다. 등가차량관성은 추진축의 구동 토크에 대한 전차량의 주행에 대한 등가관성으로 다음과 같이 구해진다.

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

여기서 m은 차량총질량, R은 타이어동반경, Gf는 종감속비, Ip는 추진축 회전관성, Ia는 차축

회전관성이며 등가차량관성은 $m(R/G_f)^2$ 이다. 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. 구동계의 구동은 변속기 출력축에 급출발시에 해당하는 토크를 가한다.

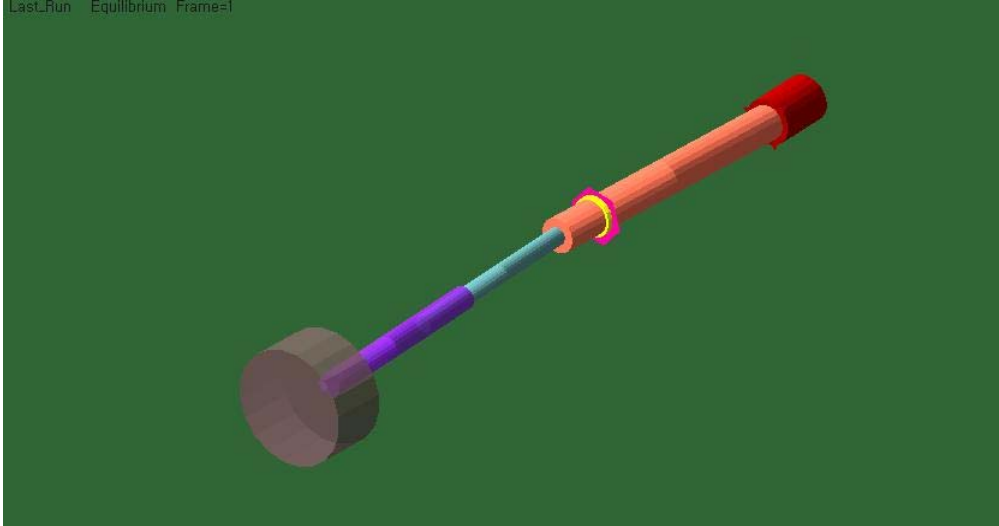


Fig. 3 ADAMS Model for Vehicle Drive Line

4.2 시뮬레이션 결과

이상과 같이 구축된 ADAMS 모델을 이용하여 실차에서 발생할 수 있는 다양한 Simulation을 수행한다. 즉 Unbalance Mass, Joint Angle, Yoke Flange의 직각도등의 구동계 진동에 대한 영향을 검토한다. 우선 Unbalance Mass의 영향을 파악하기 위하여 시뮬레이션을 수행한 결과 그 영향은 미미함을 알 수 있었다. 그 이유는 본 연구에서 다루는 진동현상은 비교적 저 RPM 영역에서 발생함으로 이때 불균형질량에 의한 가진력은 작기 때문이다. 다음으로 Joint Angle의 영향을 파악하기 위한 시뮬레이션 결과는 그림4와 같은데 센터베어링의 수직변위와 추진축의 회전속도(RPM)의 시간응답을 나타낸 것이다.

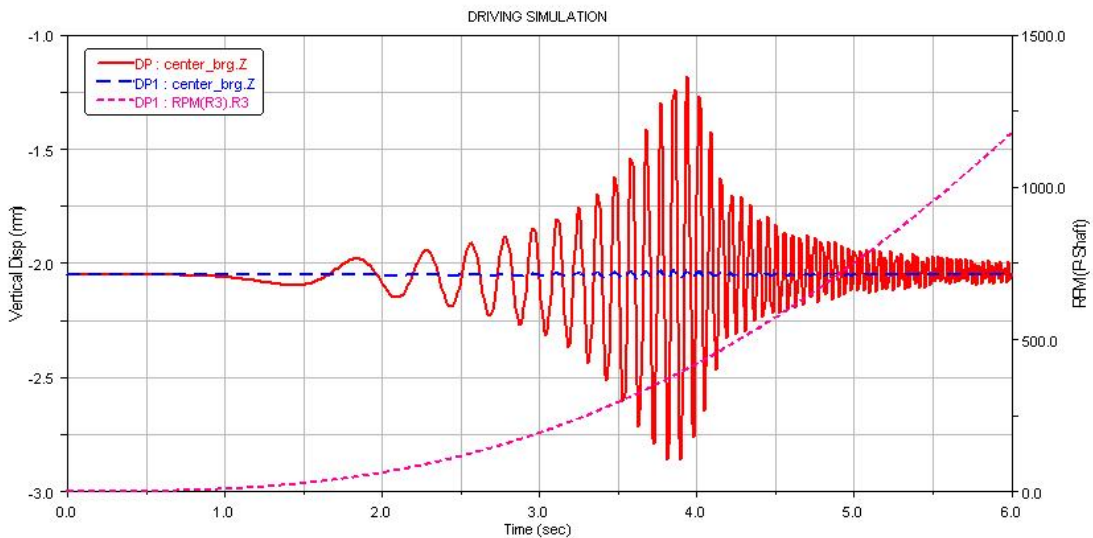


Fig.4 Simulation Result (Effect of Joint Angle)

4에서 실선은 원래 구동계 Layout을 수평으로 잡았는데 추진축의 자중에 의한 처짐으로 인해 중간 조인트(J2)에서 Joint Angle 이 발생한 경우(CASE_A) 센터베어링의 수직 변위인데, 3.8초부근 (370 RPM)에서 진동이 과도적으로 발생하는 것을 알 수 있다. 한편 굵은 점선은 이 처짐을 보상하여 센터베어링 부착위치를 원래보다 2mm 높여, Joint Angle을 없앤 경우(CASE_B)인데 진동이 발생하지 않고 있다.

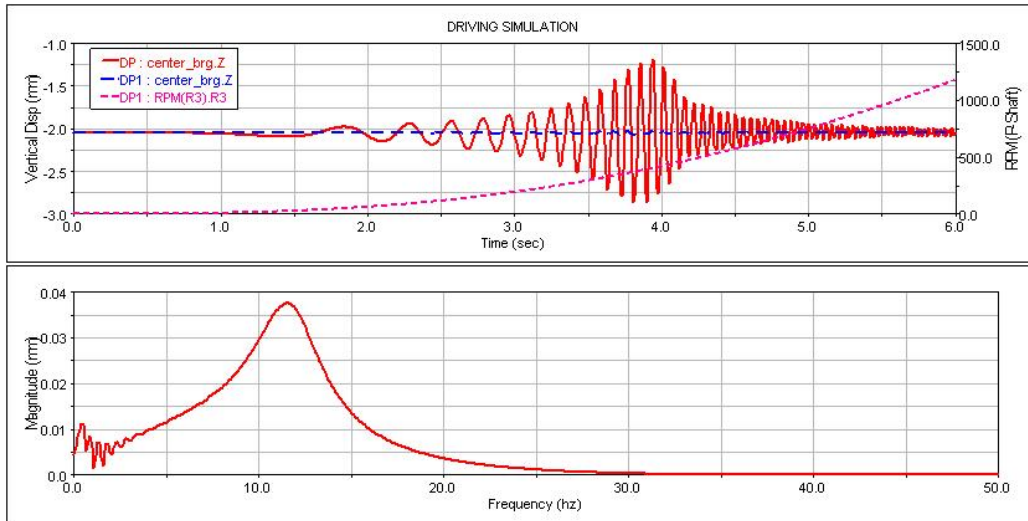


Fig.5 FFT Result of CASE_A

CASE_A에서 진동 발생은 Joint Angle 에 의한 추진 토크변동에 따른 유조인트 요크의 반력 변동에 기인하는 구동계 공진 현상으로, 진동발생 RPM은 추진축의 회전차수로 환산하면 2차에 해당한다. 즉 $370/60*2=12.3$ Hz로되어 그림 5에서 CASE_A에대한 주파수 변환 결과(아래 곡선에서 피크 주파수)와 일치한다. 이 수치는 또한 3장에서 구한 고유진동수와 같다.

다음으로 Yoke Flange의 직각도의 영향을 검토하기 위하여 CASE_B의 경우에 그림 6과 같은 인위적인 어긋남을 첨가하여 시뮬레이션을 수행하였다. 어긋남의 정도는 1%이다.

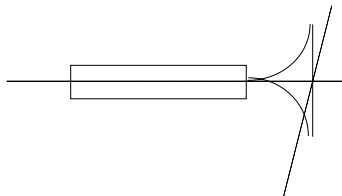


Fig.6 Shaft-Yoke Flange Fitting

그림7에는 CASE_B에 Joint Angle만 이 있는 경우(실선)와 CASE_B에 Yoke Flange 어긋남만이 있는 경우(굵은점선: CASE_C)의 시뮬레이션 결과이다. 특이한 점은 CASE_C의 진동발생위치

가 740 RPM 부근 이다. 이 때는 추진축 회전 1차성분이 진동주파수와 일치한다. 즉 $740/60=12.3$ Hz 가된다. 또한 그림8에서 CASE_C에 대한 주파수 변환 결과(아래부분)에서도 피크주파수가 12.3 Hz 부근임을 알 수 있다.

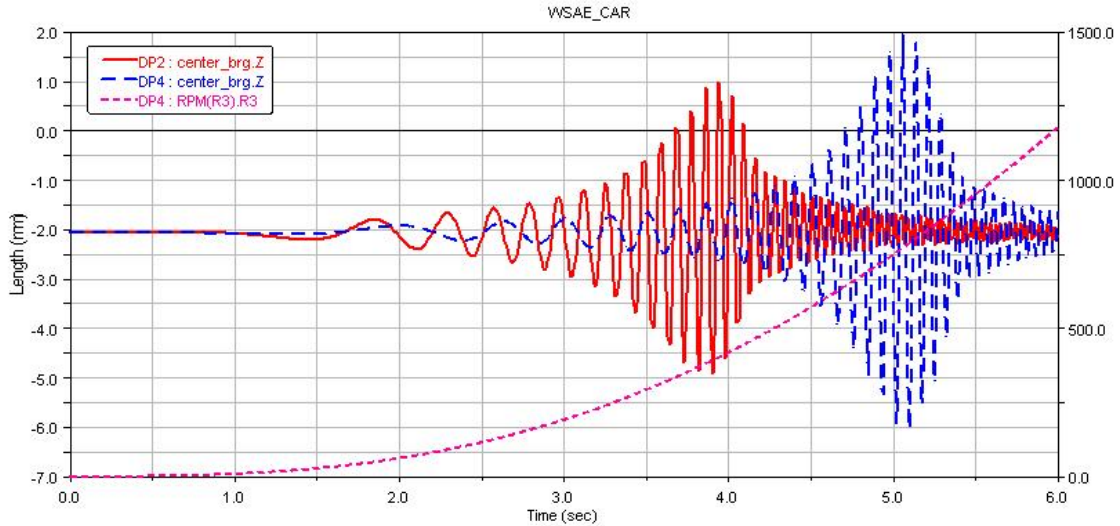


Fig.7 Simulation Result (Effect of Yoke Flange Fitting)

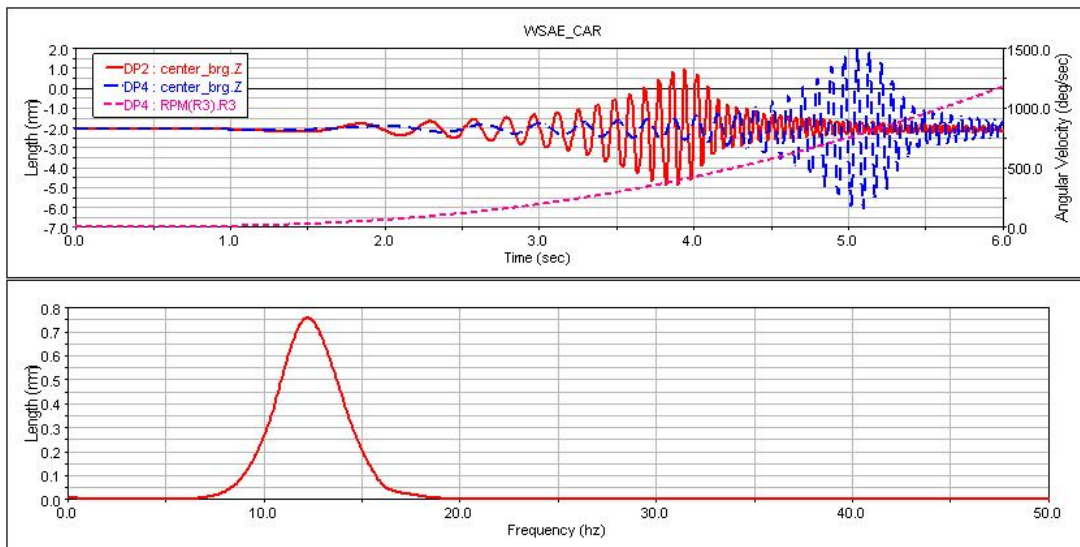


Fig.8 FFT Result of CASE_C

마지막으로 실차 구동계에는 대체로 앞에서 검토한 Joint Angle 과 Yoke Flange Fitting의 어긋남이 공존하고 있을 것으로 보아 두가지 합성효과를 동시에 검토하였다. 그 결과가 그림 9 와 같은데 센터베어링의 수직가속도의 시간응답(좌측그림)에서 두 개의 피크가 나타남을 알 수 있다. 또한 이 시간응답을 주파수변환하면 12.3 Hz에서 피크(우측그림)를 보임을 알 수 있다.

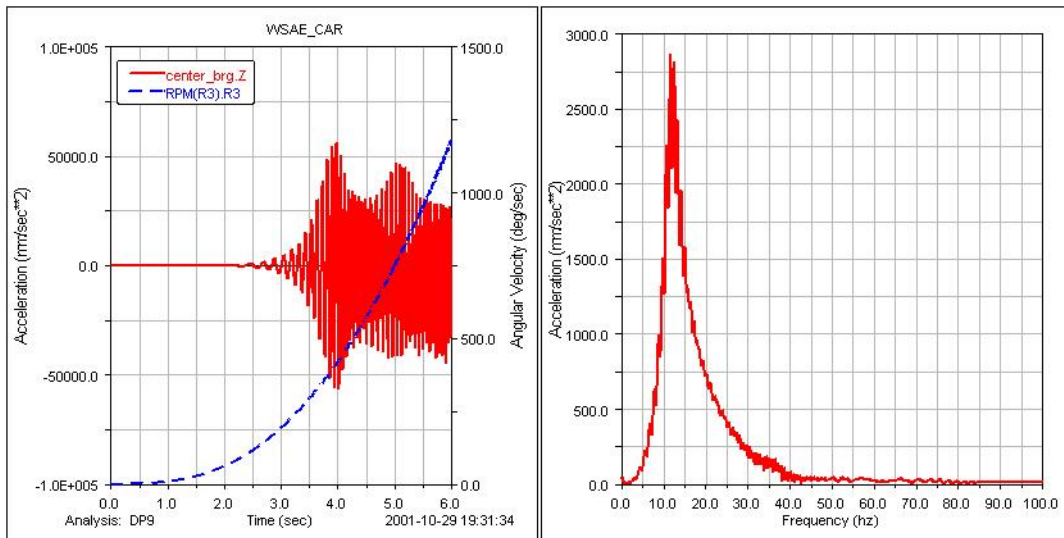


Fig.9 Simulation Result and FFT(Combined Effect :Joint Angle and Yoke Flange Fitting)

5. 결론

이상과 같이 구동계의 강체진동현상에 대하여 단순모델에 의하여 진동계의 고유진동수를 구하였고, 구동계의 가진원이 될 수 있는 Unbalance Mass, Joint Angle 및 Yake Flange Fitting 어긋남의 구동계 진동에 대한 영향을 살펴보았으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 차량 출발 시 발생하는 구동계 저주파 진동은 두 추진축의 반경방향의 운동에 대한 관성과 센터 베어링의 지지고무의 스프링상수로 정해지는 고유진동수를 갖는다.
2. 회전수가 저속영역에서 발생하므로 Unbalance Mass에 의한 영향은 극히 작다.
3. Joint Angle이 있는 경우 추진축 2차성분이 가진주파수로 작용한다.
4. Yoke Flange Fitting의 어긋남이 있는 경우 추진축 1차성분이 가진주파수로 작용한다.