

후륜 구동 차량의 급가속 시 구동계 진동 저감 Driveline Vibration Reduction of FR(front engine rear wheel drive) Vehicle at Rapid Acceleration

김 용 대*
Yong-Dae Kim

(Received April 15, 2014 ; Revised July 16, 2014 ; Accepted July 16, 2014)

Key Words : Propeller Shaft(프로펠러 샤프트, 구동축), Torsional Vibration(비틀림 진동), Driveline(구동계)

ABSTRACT

A torsional vibration at driveline happens seriously at rapid vehicle acceleration. The torsional vibration at driveline can be reduced by optimization of joint angle and yoke phase angle of driveline. But, the joint angle of driveline is changed according to vehicle driving condition as acceleration, deceleration, forward and backward driving, so that excessive vibration is transmitted to vehicle body at specific driving condition. Especially under rapid acceleration condition, vibration transmitted to body could be maximized because excitation force at rapid acceleration is bigger than that at normal driving condition due to changed joint angle. The torsional vibration of driveline can be kept at low level by controlling suspension parameter to minimize rigid axle displacement as well as optimizing joint angles considering the vehicle acceleration condition.

1. 서 론

후륜 구동 차량은 정속 주행 시 대비 급가속 시에 구동 계에 의한 진동이 고질적으로 발생한다.

후륜 구동계의 대표적인 가진력으로는 구동계 회전부의 불균형과 구동계의 부적절한 조인트 각도에 의한 토크 변동 등이다⁽¹⁾. 이 중에서 질량 불균형은 부품 제작 단계에서 구동계 제품의 검사를 통하여 관리가 가능하지만 구동계 정렬 각도의 배치는 차량의 지상고나 차축의 기구학적 운동 범위 등 패키지 레이아웃 상의 이유 때문에 변속기 출력 축에서부터 후륜 현가계까지 일직선으로 만들기가 어렵다. 이와 같이 절각이 형성된 구동계는 구동축 상에서 서로 다른 조인트 각을 갖게 되어 추진 축의 각속도 변동을

을 발생시킨다. 추진축의 각속도 변동은 토크 변동을 일으켜 차량 진동의 주요 가진원이 된다. 한편 구동계의 토크 변동에 의해 증폭된 가진력이 구동축의 비틀림 모드나 굽힘 모드의 고유진동수, 혹은 구동계의 강체 모드와 공진할 때 차체로 진동이 전달되어 차량 승객은 매우 큰 불편감을 느끼게 된다. 이와 같은 공진 문제를 개선하기 위해 구동계의 고유진동수를 이격시키는 연구가 다양하게 진행되어 왔다⁽²⁻⁴⁾. 구동계의 고유주파수를 이격시키는 방법은 전달경로 상에서 진동을 개선하는 방법에 해당하며 고유주파수 이동에 의해 다른 운전 영역에서 진동이 악화될 가능성이 존재한다. 한편, 가진력 대책으로서 구동축 정렬각도의 최적 설정을 통하여 구동계의 토크 변동을 개선하여 진동 가진력을 저감하는 방법을 생각할 수 있으며 이 방법은 효과적인 진동 개선 대

* Corresponding Author ; Member, Hyundai Motor Company
Email : ydkim200@hyundai.com
Tel : +82-31-368-0388

‡ Recommended by Editor SungSoo Na

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

책으로서 권장된다^(5,6). 또한, 등속조인트를 사용하게 되면 구동축 정렬각 배치에 따른 각속도 차이가 없어지게 되므로 가진력이 줄어들게 되고 구동계 진동이 개선된다⁽⁷⁾. 그러나 등속조인트는 부품의 가격이 상대적으로 고가임을 고려해야 한다.

정상 상태의 차량구동 조건하에서 구동계의 토크 변동은 상대적으로 쉽게 최소화 될 수 있다. 그러나 급가속 시 구동계의 진동은 구동축의 조인트각 배치가 가장 크게 어긋나는 운전 조건으로서 토크 변동이 가장 큰 조건이며 구동계의 비틀림 진동 혹은 굽힘 진동과 구동축이 공진하게 될 경우 승객은 심한 불쾌감을 느낀다. 그러므로 다양한 운전 조건을 고려하여 조인트 각도와 요크의 위상각을 최적 배치하여 구동축의 입력축, 출력축 간의 균일한 각속도 특성을 얻고 토크 변동을 최소화하여 결과적으로 차량의 진동을 최소화해야 한다. 모든 운전 조건에 맞는 구동축의 각도 배열을 얻을 수는 없지만 주요 운전 조건에서 허용할 만한 안정적인 토크 변동 값을 유지하여 구동계의 가진력을 저감한다면 운전조건에 따른 차체의 진동을 효과적으로 저감할 수 있다.

이 연구에서는 후륜 구동 차량 구동계의 비틀림 진동과 구동축의 토크 변동의 가진에 의한 구동계 및 차체 진동을 저감시키기 위하여 구동계에 대한 진동 해석 및 시험을 시행하고 구동계의 정렬 각도 분석을 통한 진동의 원인을 규명하였다. 실차 시험 평가를 통하여 차량 급가속 시 구동축 토크 변동에 기인한 구동계 비틀림 진동과 차량 진동과의 상관 관계를 규명하였다. 차량 진동 현상의 원인 규명 후 급가속 시의 구동계 진동을 개선하기 위해 구동축 정렬 각도를 변경 및 개선하였다. 정렬각을 개선하였다더라도 다양한 운전조건 하에서 구동축 각도의 변화가 최소화 되도록 지지구조의 강건설계가 필요하다. 따라서, 정속 운전 및 급가속 운전 조건 모두에서 구동축의 각속도 변동치가 크지 않도록 하기 위해 현가계 주요 변수의 민감도 해석을 수행하였으며 정속 주행 및 급가속 주행 모두의 조건에서 안정적으로 진동을 제어할 수 있는 해결책을 제시하였다.

2. 구동계의 가진력

후륜 구동 차량에서는 흔히 유니버설 조인트를

통하여 연결되는 구동축이 구동라인이 되며, 프로펠러 샤프트와 유니버설 조인트를 포함하는 구동계의 가진력은 크게 세 가지로 나누어 분류할 수 있다⁽¹⁾. 첫 번째로 질량 불균형으로 인한 불평형 가진력이다. 질량 불균형이 발생하면 회전 중심이 회전축 상에 존재하지 않게 되고 축중심 위치를 기준으로 회전운동을 하게 된다. 질량 불평형에 의한 가진은 현가계 혹은 구동축에 대한 차체 마운팅 위치에서 차체로 전달되는 진동 가진력으로 작용한다. 질량 불평형은 부가 질량을 질량 불평형 위치 반대편에 보정함으로써 손쉽게 제거될 수 있다.

두 번째로 구동 축의 비틀림 진동이다. 구동계의 조인트 각도 배치에 따라 각속도 변화가 발생하면 구동축의 비틀림 진동이 발생한다. 즉, 구동축의 각속도 변화에 따라 토크의 변화가 발생하고 이는 비틀림 진동으로 이어지는 관계이다. 운전 조건은 완가속, 급가속, 전후진 등 여러 가지 운전 조건이 존재하며 하나의 운전조건에 대한 최적의 각도설정은 가능하지만 앞에서 열거한 모든 구동 조건에 맞는 최적 각도 배열을 얻기는 매우 어렵다. 예를 들어 급가속 운전 조건을 고려하여 보자. Fig. 1에서는 급가속 시의 구동계의 거동을 보인다. 이 때 차량은 현재 상태를 유지하려는 관성력이 작용하고 구동계에서는 차량을 움직이려는 구동력이 작용하여 두 힘이 상호 작용하는 관계에서 구동축 각도 배열이 어긋나게 되며 이 때 각속도 변화량은 최대가 된다. 따라서 여러 운전조건에서 허용 가능한 수준의 각속도 변화량을 유지하는 것이 유리하다. 구동축의 비틀림 진동이 발생하면 센터 베어링, 엔진, 변속기, 현가계 등의 주요 마운팅 위치에 가진력이 전달되고 차체에서는 과도한 진동응답이 발생된다. 통상적으로 구동축의 정렬각이 최대로 어긋날 경우는 정지상태에서 급가속하는 조건이다. 이 때 구동축의 비틀림 진동이 발생하게 된다. 또한 구동계의 비틀림

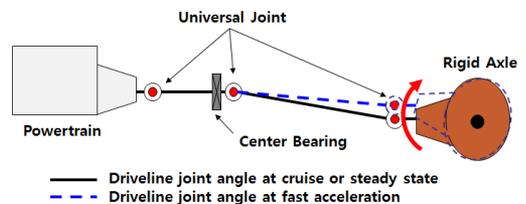


Fig. 1 Motion of driveline at rapid acceleration

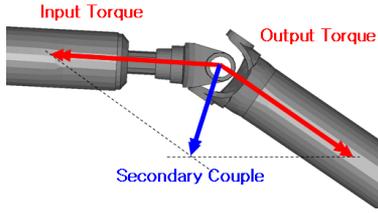


Fig. 2 Secondary couple excitation force

모드, 굽힘 모드와 구동축의 토크변화에 의한 비틀림 진동이 공진하면서 차체로 진동이 전달되는 특징이 있다.

세 번째로 2차 우력에 의한 가진이다. 2차 우력은 구동계 조인트가 토크를 전달하는 과정에서 발생하는 굽힘모멘트이며 이 때 발생하는 가진력은 조인트의 부등속 량에 비례하며 센터 베어링과 후륜 현가계의 마운팅 부위 등을 통해 가진력이 전달된다. Fig. 2에 2차 우력이 발생하는 메커니즘을 보인다.

구동축의 비틀림 진동과 2차 우력에 의한 가진은 모두 구동축의 토크 변동량에 비례한다. 따라서 구동축의 각속도 변동을 최소화하여 토크 변동량을 최소화 하는 것이 가장 중요하다.

3. 구동계 운동방정식

2장에서 설명하였듯이, 각각의 유니버설 조인트에 연결된 구동축이 일직선 상에 위치 하지 않기 때문에 피동축의 회전속도는 구동축의 회전속도와 일치하지 않게 되고 각속도 차이를 발생한다⁽¹⁾.

먼저 2개의 축으로 구성된 구동계의 파워는 다음과 같다.

$$P = T_i \cdot \omega_i = T_o \cdot \omega_o \quad (1)$$

여기서 P 는 파워이고, T_i 는 입력 토크, T_o 는 출력 토크, ω_i 는 입력 각속도, ω_o 는 출력각속도이다.

이때, 토크의 변동량은 각속도의 변동량에 비례함을 알 수 있다. 따라서 다음 관계식이 성립한다.

$$\Delta T \propto \Delta \omega \quad (2)$$

식 (1)과 식 (2)로부터 다음 관계식을 얻는다.

$$\frac{\Delta T_o}{T_i} = \frac{T_{o\max} - T_{o\min}}{T_i} \propto \frac{\Delta \omega_o}{\omega_i} = \frac{\omega_{o\max} - \omega_{o\min}}{\omega_i} \quad (3)$$

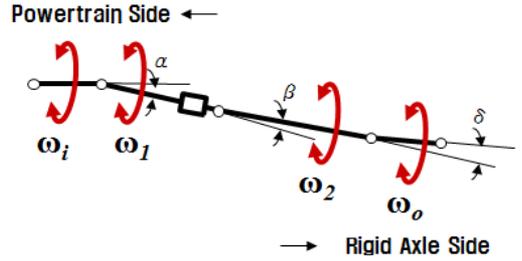


Fig. 3 Driveline configuration(side view)

즉, 토크의 변동을 최소화 했을 때의 효과는 구동축의 각속도 차이를 최소화하는 것과 같은 효과를 보인다.

Fig. 3과 같은 전형적인 후륜구동 차량의 구동계를 고려해 보자.

여기서,

- ω_i : 첫 번째 구동축의 회전속도
- ω_1 : 두 번째 구동축의 회전속도
- ω_2 : 세 번째 구동축의 회전속도
- ω_o : 네 번째 구동축의 회전속도
- θ_i : 첫 번째 구동축의 회전 각
- θ_1 : 두 번째 구동축의 회전 각
- θ_2 : 세 번째 구동축의 회전 각
- θ_o : 네 번째 구동축의 회전 각
- α : 제 1축과 2축 사이의 실각
- β : 제 2축과 3축 사이의 실각
- δ : 제 3축과 4축 사이의 실각이다.

두 개의 주요 구동축으로 구성된 구동계의 기구학적 거동은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\omega_1}{\omega_i} = \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \theta_1 \sin^2 \alpha} \quad (4)$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \beta}{1 - \sin^2 \theta_1 \sin^2 \beta}, \theta_1 = \tan^{-1}(\cos \alpha \cdot \tan \theta_1) \quad (5)$$

$$\frac{\omega_o}{\omega_2} = \frac{\cos \delta}{1 - \sin^2 \theta_2 \sin^2 \delta}, \theta_2 = \tan^{-1}(\cos \beta \cdot \tan \theta_1) \quad (6)$$

식 (4), (5), (6)으로부터 식 (7)이 성립하며 θ_1 , θ_2 를 설계변수로 하여 입력과 출력축의 각속도 변화를 최소화 할 수 있다.

$$\frac{\omega_o}{\omega_i} = \frac{\omega_1}{\omega_i} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1} \cdot \frac{\omega_o}{\omega_2}$$

$$= \frac{\cos \alpha}{(1 - \sin^2 \theta_1 \sin^2 \alpha)}$$

$$\frac{\cos \beta}{(1 - \sin^2 \theta_1 \sin^2 \beta)}$$

$$\frac{\cos \delta}{(1 - \sin^2 \theta_2 \sin^2 \delta)}$$
(7)

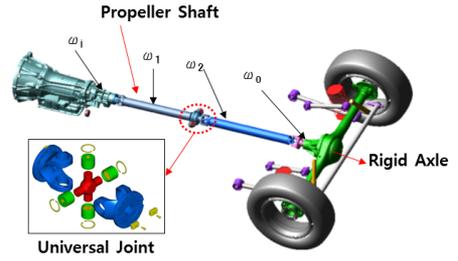


Fig. 4 Driveline of the target vehicle

4. 대상 차량의 구동계 진동 현상 분석

이 연구의 대상 차량은 후륜 구동형 차량으로서 구동계는 Fig. 4에서 처럼 두 개의 주요 구동축과 3쌍의 유니버설 조인트, 그리고 rigid axle로 구성되어 있다. 대상차량의 구동축의 설정은 3장에서 살펴 보았던 Fig. 3과 동일하다.

대상 차량은 정속 주행 시에는 식 (7)에 의해 최적 설정된 구동축 정렬각의 값이 변하지 않기 때문에 각속도 변화가 최소화 되고 이에 따라 특별한 진동 문제가 발생하지 않는다. 그러나 급격한 가속의 경우에는 구동 축의 꺾임각의 양이 증대되어 토크 변동량이 커지게 되고 특정 운전 구간(2000~3500 rpm)에서 구동계는 급격한 진동을 나타냈으며, 결과적으로 구동계의 진동은 차체로 전달된다. Fig. 5에서 급가속 시의 rigid axle 꺾임각의 변화에 따른 rigid axle 진동 특성을 보인다. 급가속 시 rigid axle의 각도 변화는 수동변속기 차량보다 자동변속기 차량의 변화량이 컸으며, rigid axle의 각도 변화가 큰 2000~3500 rpm 구간에서 진동이 악화되었다. 또한 진동이 특히 악화된 주파수는 21, 83 Hz 부근이다.

다음으로는 대상 차량의 구동계 공진 여부를 판단하기 위하여 유한요소 해석기법을 이용한 구동계의 고유모드 해석을 진행하였다. 구동계의 고유모드 해석은 상용 해석 소프트웨어인 MSC.NASTRAN을 사용하였다⁽⁸⁾. 해석 결과 22 Hz와 86 Hz 대역에서 구동계의 고유모드가 파악되었으며 각각 rigid axle의 전후방향 굽힘모드와 구동축의 비틀림 모드로 파악되었다. 모드 해석 결과는 Fig. 5에 나타난 rigid axle 시험의 최대 진동 발생 주파수(21 Hz, 83 Hz)와 유사하다. 따라서 구동계 고유모드의 공진에 의

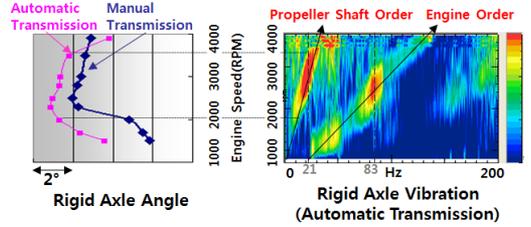
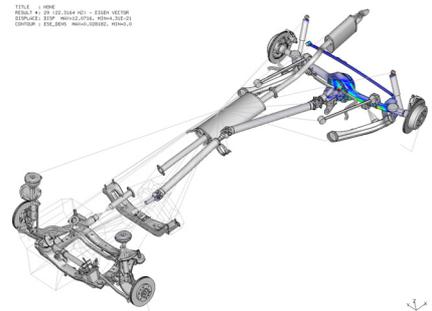
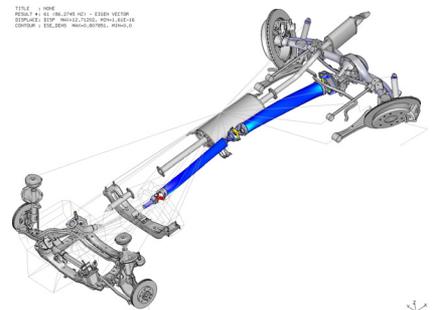


Fig. 5 Vibration characteristics of the rigid axle at rapid acceleration



(a) Rigid axle bending mode(22 Hz)



(b) Propeller shaft torsion mode(86 Hz)

Fig. 6 Driveline modal analysis result

해 진동이 커짐을 알 수 있다. Fig. 6에 모드 형상을 보인다. 이상의 결과를 종합하여 볼 때, 급출발시

대상 차량의 진동이 발생하는 원인은 꺾임각 변화에 의한 각속도 차이에 의해 가진력이 증가한 상태에서 구동계의 고유모드와 공진하는 것이며 결과적으로 2000~3500 rpm 부근에서 과대진동이 발생하는 것을 알 수 있다.

5. 구동계의 진동 저감

5.1 구동축 정렬각 개선

구동축의 정렬각 개선을 통하여 각속도의 변화를 최소화하면 토크의 변화가 최소화 되고 이에 따라 가진력이 최소화되는 인과관계에 따라 대상 차량의 진동 문제를 개선 할 수 있다. 대상 차량의 문제는 정상 주행인 경우가 아닌 급출발 조건에 해당하므로 개선의 대상을 정속 주행뿐만 아니라 급출발의 운전 조건도 같이 고려하여 조인트 정렬각을 개선해야 한다. 즉, 정속 주행 조건에서의 구동축의 각속도 변화량과 급출발 주행 조건에서의 구동축의 각속도 변화량 두 가지를 목적함수로 고려하여 각속도 변화량을 최소화해야 하며 이를 위한 개선안을 도출하였다. 식 (8)에 목적함수를 수식으로 표현하였다. 목적함수 f_1 은 정속 주행 상태에서의 각속도 변화량을 나타내고 목적함수 f_2 은 급출발 상태에서의 각속도 변화량을 나타낸다. 설계 변수는 θ_1, θ_2 이며 각도 설정에 따라 θ_0 은 자동으로 결정된다. 또한, 정속 조건과 급출발 조건을 동시에 고려해야 하기 때문에 가중치 w_1, w_2 는 동일한 값으로 하였다.

$$\begin{aligned}
 f(\theta_1, \theta_2) &= \min[w_1 f_1(\theta_1, \theta_2) \\
 &\quad + w_2 f_2(\theta_1, \theta_2)] \\
 &= \min[w_1 (\omega_o / \omega_i)_{Steady State} \\
 &\quad + w_2 (\omega_o / \omega_i)_{Rapid Acceleration}]
 \end{aligned}
 \tag{8}$$

Fig. 7에서는 정속 주행상태만을 고려한 구동축의 정렬각에 따른 토크 변동치를 보이고, Fig. 8에서는 급출발 주행 조건을 고려하여 구동축의 정렬각을 개선한 이후의 토크 변동치를 보인다. 정속 주행 조건 상태에서는 개선 전에 대비하여 개선 후의 각도 설정이 소폭 악화되었다. 그러나 급출발 주행 조건에서는 개선 전의 경우 약 0.15%의 각속도 변동을 보인 반면, 개선안의 경우 0.025%의 각속도 변동을

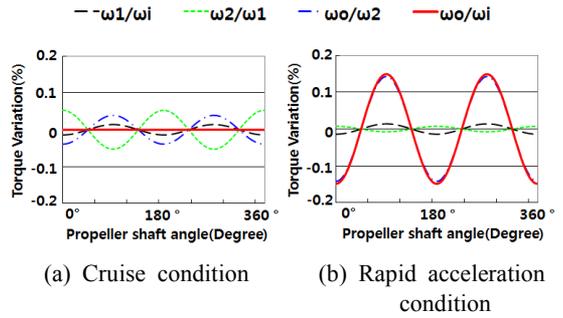


Fig. 7 Angular velocity ratio before improvement

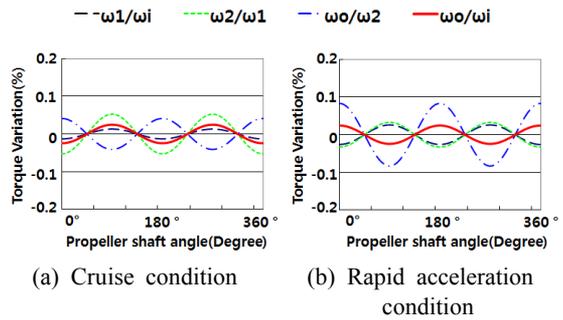


Fig. 8 Angular velocity ratio after improvement

보여 개선 전 대비 각속도 변동량을 1/6 수준으로 줄일 수 있다.

5.2 현가계 주요 변수 개선

급출발 운전 조건에 대한 구동축 각속도 변화량의 상당부분이 개선되었으나 각속도 변화가 완전히 사라진 것은 아니며, 보다 가혹한 운전조건에 의해서 진동이 발생할 수 있기 때문에 추가의 개선이 필요하다. 구동계의 설정은 차체 지상고 및 현가계의 설정 등에 따라 패키지 레이아웃의 제약을 받기 때문에 구동계의 설정 각도를 조정하는 데에 한계가 많다. 이 장에서는 구동축의 각도 배열 외에 추가로 구동축의 각속도 변화를 최소화 하는 방법을 제안한다.

급출발 운전조건에서 차량은 정지해 있으려는 관성력이 작용하고 구동계에서는 엔진의 구동에 의해 바퀴를 굴리려는 구동력이 작용한다. 이 두 가지 힘이 충돌하는 과정에서 rigid axle이 과도하게 움직이게 되고 이는 각속도 변화로 이어진다는 것은 이미 2장에서 설명하였다. 따라서 rigid axle의 움직임을 제어하면 구동축의 각속도 변화량을 줄일 수 있다.

그래서 현가계 주요 변수들을 이용하여 rigid axle의 과도한 움직임을 방지하는 연구를 수행하였다.

현가계 주요 변수 중 rigid axle의 움직임을 제어할 수 있는 설계 변수 6개를 선정하였다. 설계 변수 선정의 기준은 rigid axle의 거동에 영향을 줄 수 있는 하드 포인트와 부시 특성으로 하였다. 통상적으로 부시 특성보다 하드 포인트 위치가 rigid axle의 거동에 더 민감한 편이지만 시험 차량이 제작된 이후에는 하드 포인트를 변경하는 것은 매우 어렵다. 이에 반해 부시 특성은 상대적으로 설계변경이 용이한 특징이 있기 때문에 이 연구에서는 2개의 위치 변수와 4개의 부시 특성 변수를 선정하였다.

Fig. 9에 6가지 설계 변수를 보인다. 설계 변수 중에서 위치에 대한 변수는 10 mm 단위로 조정하였으며 부시 특성에 대한 변수는 50 %씩 특성을 올리는 방향으로 민감도 해석을 진행하여 rigid axle의 꺾임각 경향을 파악하였다. Fig. 5에서 알 수 있었던 이 급가속에 의한 자동변속기 차량의 rigid axle의 진동은 심각한 반면 수동변속기 차량의 급가속에 의한 rigid axle의 진동은 문제되지 않았다. 급가속 시에 수동 변속기 차량의 rigid axle 변화각은 자동변속기 차량의 80 % 수준이므로 설계 변수의 rigid axle 변화각 개선 목표를 초기 조건의 80 % 수준으로 목표치를 설정하였다. 목표한 대로 개선이 된다면 급가속에 의한 차량 진동은 추가로 개선될 것이다. 설계 변수의 효과를 알아보기 위하여 급가속시 rigid axle의 변화각 최소를 목적으로 하는 민감도 해석을 수행하였다. 민감도 해석은 차량 정지 상태에서 파워트레인의 크랭크 축에 토크를 가했을 때 설계변수 변화에 따른 rigid axle의 각도 변화를 분석하여 진행하였다. 각 변수의 효과를 Fig. 10에 보인다.

Fig. 10에서 알 수 있듯이 설계 변수 효과는 부시 혹은 현가계 스프링의 강성을 조정하는 것보다는 하드 포인트의 위치를 직접 움직이는 것이 효과적이다. 부시 특성 조정으로는 목표한 바의 개선안을 도출하기 어려우며 목표를 만족시키는 개선안 중 하나인 현가계의 스프링 특성을 350 % 증대시키는 안은 차량의 운전 안정성을 고려할 때 현실적으로 적용하기 불가능하다. 위치 조정안 중에서는 어퍼 암의 마운팅 위치를 상향하는 것이 가장 효과가 뛰어났으며 목표를 만족시키는 수준은 40 mm 이상 상향시킬 경우이다. 어퍼 암 마운팅 위치를 40 mm 이동시킨다

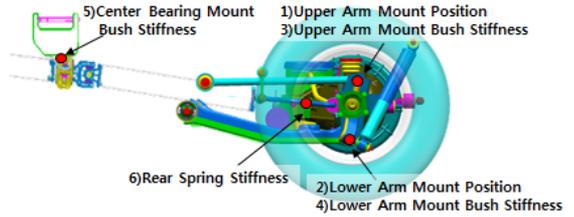


Fig. 9 Suspension parameter to reduce the rigid axle motion at rapid acceleration

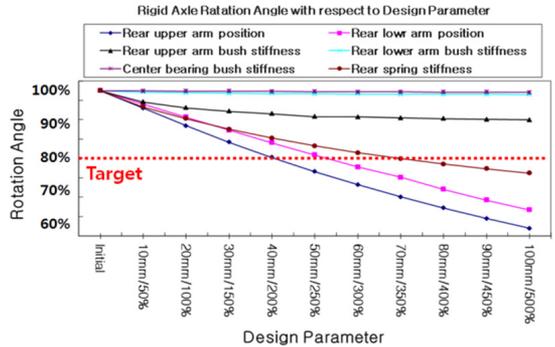


Fig. 10 Effect of design variables for rigid axle angle variation

면 rigid axle의 거동을 효과적으로 제어할 수 있을 것으로 기대된다.

5.3 개선 확인 평가

설계 개선안을 도출한 이후 개선안을 실제 계에 적용하여 개선 효과가 있는지, 개선되는 정도는 어느 정도인지를 실차 시험을 통해 파악하였다.

Table 1에서는 개선안에 따른 rigid axle의 움직임이 어떻게 변화하는 지를 실차 실험을 통해 알아본 결과이다. 실험적 방법으로는 rigid axle의 각도 변화를 측정하기가 어렵기 때문에 비접촉식 레이저 변위계를 이용하여 rigid axle 조인트 부의 상하 방향 변위량을 측정하였다. 구동계의 설정 각도만을 변경했을 경우 각속도의 변화량은 개선되었으나 rigid axle의 상하 방향 변위는 소폭 상승하였다. 변위가 커지게 되면 과도한 구동력이 작용할 경우 다시금 정렬각 설정이 악화되기 쉽다. 한편, 구동축 설정각 개선안에 설계변수를 추가 개선한 결과는 정렬 각도 개선안을 적용한 상태에서 rigid axle의 움직임을 추가로 구속하기 때문에 구동축 각속도의 변화를 최소

Table 1 Vertical direction displacement improvement of rigid axle

Item	Maximum displacement
Before improvement	100 %
Joint angle improvement	115 %
Joint angle improvement with rear suspension parameter change	77 %

의 진동에서 모두 개선 효과가 뛰어났지만, 각도 개선만 적용한 결과는 2000~3000 rpm 대역에서 rigid axle의 진동이 소폭 악화되었다. 이와 같은 악화의 원인은 Table 1에서 나타난 것처럼 급가속 시의 rigid axle의 꺾임각이 커져서 구동축이 최적 정렬 각도 설정에서 벗어나기 때문인 것으로 판단된다.

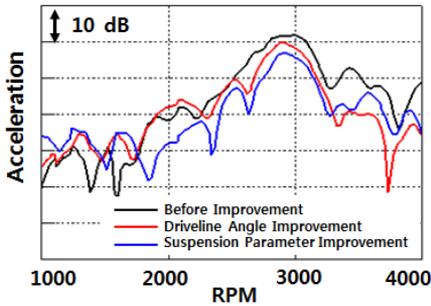
따라서 급가속 운전 조건 등에서의 진동 개선효과는 기본적으로 구동축의 각속도 변동이 최소화되도록 하는 것이 바람직하며 과도한 구동력에 의해 최적 설정된 각도가 어긋나지 않도록 현가계 주요 마운팅 위치를 강건하게 설정해야 함을 알 수 있다.

6. 결 론

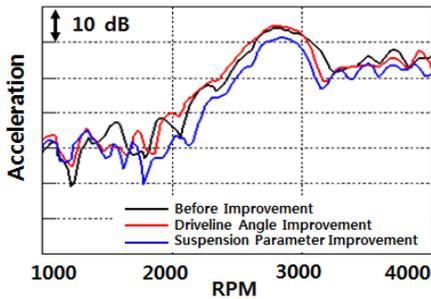
다양한 운전 조건에 대하여 구동계 정렬각을 최적설계 할 수 있다. 소비자들은 차량을 다양한 운전 조건에서 차량을 구동할 수 있으므로 이에 대한 대비를 하여야 한다. 후륜 구동 차량의 구동축 토크 변동에 기인한 진동을 저감하기 위해서는 유니버설 조인트의 요크 각과 구동축의 정렬 각도를 변경하여 가진력을 저감시키는 것이 가능하며 시뮬레이션을 통해 개선 방안을 찾을 수 있다. 구동계 각도가 상시 운전 조건에서 최적화 되어 있다고 하더라도 급가속과 같은 운전 조건의 변화에 따라 구동계의 최적 각도 설정은 그 효과가 반감될 수 있다. 따라서 현가계 주요 하드 포인트 위치에 대한 파라미터 해석을 수행하여 구동계의 과도한 거동을 제어하기 위한 마운트 위치 설정이 추가되어야 한다. 최종적으로 실차 확인 평가를 진행하여 실제 차량에서의 진동 저감 효과 및 구동계의 안정적 거동을 확인하였으며 연구의 타당성을 검증하였다.

References

- (1) Wanger, E. R., 1979, Driveline and Driveshaft Arrangement and Constructions Chapter 1, SAE AE-7.
- (2) Choi, E. O., Ahn, B. M., Hong, D. P. and Chung, T. J., 1999, A Study on the Design of Propeller Shaft for Reduction of Torsional Vibration, Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, Vol. 7, No. 7, pp. 221~228.
- (3) Lee, C. H., Park, C. W., Seo, K. C. and You, Y.



(a) The vehicle body floor vibration(vertical)



(b) The rigid axle vibration(vertical)

Fig. 11 Vibration result comparison after improvement

회합과 동시에 과도한 구동력이 작용할 경우에도 rigid axle의 움직임의 제어할 수 있다.

개선안 적용 후 실차 실험을 통하여 도출된 개선안의 타당성을 평가하였다. 급출발 시의 rigid axle과 차체 플로어 진동을 각각 계측하였고 가장 문제시 되었던 구동축 2차 회전 성분에 대하여 분석한 결과를 Fig. 11에 보인다. 개선안 비교 평가 결과 구동축 정렬 각도 개선과 어퍼 암 마운트 위치 상향의 두 가지 개선안을 동시에 적용한 안이 가장 효과가 뛰어났으며 그 다음으로는 각도만 개선한 안이 효과가 있었다. 구동축 정렬 각도 개선과 마운트 위치 개선을 모두 적용한 경우는 차체 진동과 rigid axle

I., 1999, A Study of NVH Phenomena in Driveline caused by Vibration Characteristics of Propeller Shaft, Proceedings of the KSAE Annual Fall Conference, pp. 567~574, KSAE 99380216.

(4) Lee, C.-R. and Kim, H.-J., 1999, Vibration Analysis of Driveline with Propeller Shaft Supported by Center Bearing when the Vehicle Starts Up, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 12, No. 12, pp. 929~934.

(5) Kazemi, R., Hamed, B. and Izadkhah, M., 2002, The Vibrational Improvement of the Two Piece Driveline of the Passenger Car, SAE2002-01-1320.

(6) Chang, I.-D., Han, K.-S. and Hong, D.-P., 2000, A Study on the Correlation of Vehicle Propeller Shaft and Axle Vibration, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 10, No. 4, pp. 596~601.

(7) Wellmann, T. and Govindswamy, K., 2009, Development of a Multi-body Systems Approach for Analysis of Launch Shudder in Rear Wheel Driven Vehicles, SAE2009-01-2073.

(8) MSC.NASTRAN Ver.2013.1 User's Manual.



Yong-Dae Kim received his M.S. degree from Hanyang University in 1999 and has been a Professional Engineer for noise and vibration from 2006. He is currently a Senior Researcher in Hyundai Motor Company. His research area includes structural vibration and structural borne noise.