

회전 시스템의 수학적 모델과 간소화된 시스템의 선형 특성 연구

안민주 · 윤중윤* · 장기** · 안인효** · 류성기†***

한국폴리텍 VII대학 · *오하이오주립대학교 기계공학과

경상대학교 대학원 기계항공공학부 · *경상대학교 기계항공공학부

(2009. 11. 18. 접수 / 2010. 5. 24. 채택)

A Study of the Linear Analysis of an Equivalently Reduced System from the Original Torsional System

Minju Ahn · Jongyun Yoon* · Zhang Qi** · Inhyo Ahn** · Sungki Lyu†***

Korea Polytechnic VII

*Department of Mechanical Engineering, Ohio State University

**Graduate School of Mechanical and Aerospace Engineering, Gyeongsang National University

***School of Mechanical & Aerospace Engineering, Gyeongsang National University

(Received November 18, 2009 / Accepted May 24, 2010)

Abstract : In order to analyze the vibro-impacts in the torsional system, several clearance types of nonlinearities should be included with the analytical or numerical method. These kinds of nonlinear factors can cause the errors while the system is calculated specifically with the numerical method, also it might take too long to get right answers with the every nonlinearity in the original system. Therefore, there are several methods developed for the sake of overcoming the deficiency of the analysis with the original system and saving the calculating time. The original system can be reduced by keeping the system characteristics such as from 14 to 6 DOF. Especially, since the torque flow in the torsional system is connected with the specific gear ratios, the original system can be transferred into the simpler system corresponding to each gear ratio rather than the original system, which can also show the same system characteristics such as the natural frequencies and the mode shapes. By using the reduced system, the calculating time can be saved and the redundant nonlinear effects for the system analysis can be ignored without any numerical errors.

Key Words : natural frequency, mode shapes, nonlinearities, gear ratio

1. 서론

자동차를 포함한 기타 회전시스템 내에는 여러 가지의 비선형 요소가 있다. 자동차의 경우, 최초 엔진으로부터 플라이휠로 전달되는 토크의 가진 현상을 줄이기 위해 여러 가지의 회전 스프링을 클러치내에 설계하여 넣는다. 즉, 하나의 클러치 스프링이 아닌 2 또는 3단계의 서로 다른 클러치 스프링이 각각 해당 토크 영역에서 작용하게 되어 있다. 또한, 속도의 변화에 따라 클러치 토크는 히스테리시스(Hysteresis)에 의한 마찰력으로 엔진 폭발에 의해 야기되는 토크를 감소시킴으로써 하부 시

스템에 전달되는 비정상적인 토크 유입을 방지하는 역할을 한다. 백래쉬(Backlash)는 적절한 토크비를 전달하기 위한 기어사이에 존재하는데, 기어의 특성상 존재할 수밖에 없는 설계형태이지만, 이러한 백래시는 엔진으로부터 유입되는 토크의 가진 현상과 연동하여 임펄스 형태의 진동 (vibro-impact) 현상을 야기 시킨다. 그리고 각 기어와 입력 또는 출력축 사이, 입력 및 출력축과 트랜스미션 하우징(Housing)사이의 회전 마찰력과 오일 영향으로 인해 발생하는 드래토크(Drag torque)는 시스템을 해석하기 위한 주요비선형 요소 중 하나로서 작용한다.

일반적으로 회전 시스템 내에서 일어나는 진동 현상은 위에서 알아본 바와 같은 여러 가지 비선형 요소들을 이해하고 수학적으로 모델링을 해야 그

† To whom correspondence should be addressed.
sklyu@gun.ac.kr

현상을 해석할 수 있는데, 이런 요소들은 시스템의 올바른 해석을 위한 적합한 수학적 묘사와 가정을 필요로 한다. 이미 언급한 비선형 요소들을 이용하여 시스템을 수학적으로 해석하기 위해서는 적합한 수식에 의한 분석 및 수치 해석 기술이 필요한데, 비선형 요소의 특성 및 숫자에 따라 계산 시간이 오래 걸리거나 오차 범위가 커지는 단점이 발생한다. 이러한 문제점들을 극복하기 위해서는 기본 시스템과 동일한 특성을 유지하고 있는 보다 더 간소화된 수학적 모델이 요구되는데, 이를 위해서는 선형 요소에 의한 기본적인 시스템 특성을 파악한 뒤, 본 시스템과 동일한 특성을 가진 단순 시스템을 만들어야 한다. 특히, 불가분하게 모든 비선형 요소들을 시스템 해석에 이용해야 하는 경우, 원형 시스템을 묘사하는 각각의 행렬(Matrix)의 크기를 줄임으로써 계산상 불필요한 여러 가지 요소들을 생략시킬 수 있는데, 이런 방법을 통해 각 하부 시스템의 동적 특성을 보다 더 효율적으로 구하자 한다. 또한 장시간 실차 테스트로 고찰해야 할 것을 간소화된 수학적 모델과 간소화 시스템을 이용하여 고찰시간을 단축시켜 경제적 효과는 물론이고 안전성에도 기여하고자 한다.

2. 원형 회전 시스템으로부터 간소화된 동일 시스템 변환 방법 고찰

Fig. 1은 일반적인 4 자유도계 시스템을 묘사하고 있는데, 각각의 하부 시스템은 다음과 같다¹⁾.

I_f : 플라이휠, I_{g1} : 입력축 기어, I_{g2} : 출력축 기어, I_t : 액셀 및 타이어(I : 관성치, Inertia Value), θ_f : 플라이휠, θ_{g1} : 입력축 기어, θ_{g2} : 출력축 기어, θ_t : 액셀 및 타이어(θ : 변위, Displacement), R_2 : 입력축 기어 반지름, R_3 : 출력축 기어 반지름

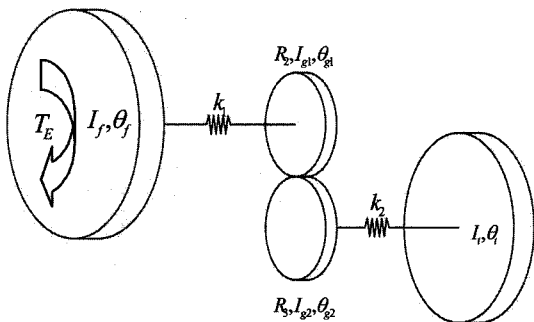


Fig. 1. Description of the torsion system with lumped masses and springs.

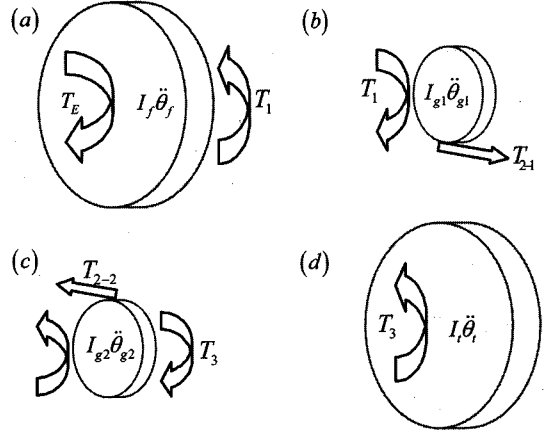


Fig. 2. Free body diagram for the equation of motion.

Fig. 1에서 묘사하는 시스템은 참고문헌¹⁾에서 언급하는 시스템과 동일한 것으로서, 간단한 4 자유도계 시스템을 가지고 어떻게 동일 특성을 가진 3 자유도계 시스템으로 변환할 수 있는지 그 원리에 대해 고찰해 보도록 하자. Fig. 1에서 묘사한 시스템은 Fig. 2와 같이 간단히 회전 관성치와 회전스프링(torsional spring) 상수로 표현할 수 있다¹⁾.

여기서 T_1 , T_2 및 T_3 는 각 하부 시스템 사이에 작용하는 토크로서 각각의 토크는 참고문헌¹⁾에서와 같이 각 하부 시스템 사이에 작용하는 고유 상수로 표현할 수 있으며 이는 방정식 (5), (6) 및 (7)에서 언급하는 바와 같다.

$$T_E - T_1 = I_f \ddot{\theta}_f \rightarrow I_f \ddot{\theta}_f + T_1 = T_E \quad (1)$$

$$T_1 - T_2 = I_{g1} \ddot{\theta}_{g1} \rightarrow I_{g1} \ddot{\theta}_{g1} - T_1 = -T_{2-1} \quad (2)$$

$$T_2 - T_3 = I_{g2} \ddot{\theta}_{g2} \rightarrow I_{g2} \ddot{\theta}_{g2} + T_3 = T_{2-2} \quad (3)$$

$$T_3 = I_t \ddot{\theta}_t \rightarrow I_t \ddot{\theta}_t - T_3 = 0 \quad (4)$$

$$T_1 = k_1 (\theta_f - \theta_{g1}) \quad (5)$$

$$T_{2-1} = (F \times R_1) \quad (6)$$

$$T_{2-2} = (F \times R_2) \quad (7)$$

$$T_3 = k_2 (\theta_{g2} - \theta_t) \quad (8)$$

$$T_4 = I_t \ddot{\theta}_t \quad (9)$$

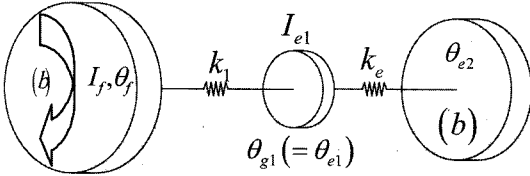


Fig. 3. Reduced torsional system with 3 DOF.

위에서 제시한 Fig. 2와 방정식 (1)~(4)로부터 4 자유도계 수학적 모델을 3자유도계 방정식으로 변환할 수 있는데, 이것은 기어 사이에 작용하는 기어비를 고려하여 계산함으로써 가능하다.

따라서 Fig. 1 및 2로부터 기어비에 의해 토크를 전달받는 하부 시스템, I_{g2} 및 I_e 는 토크 입력 축에 연결되어 있는 I_f 및 I_{g1} 와 같은 축 상에 있는 시스템으로 간소화할 수 있다⁴⁾. 이를 그림으로 나타내면 Fig. 3과 같다.

Fig. 1에서 묘사한 본 시스템으로부터 Fig. 3과 같이 기어비를 고려한 간소화된 시스템을 구하기 위해서는 기어비에 의해 간략화된 하부 시스템의 각각의 상수가 본 시스템의 성질을 그대로 유지하고 있어야 한다. 예를 들면, Fig. 3으로부터 I_{e1} 은 본 시스템에서 나타난 두 기어의 관성치 값을 기어비를 고려하여 얻을 수 있다. 먼저, 기어비에 의한 상관관계를 보면 다음과 같다¹⁾.

$$\frac{T_i}{T_o} = \frac{FR_1}{FR_2} = \frac{R_1}{R_2} = n \quad (10)$$

여기서 T_i : 입력축 작용 토크, T_o : 출력축 작용 토크이다.

$$R_1\theta_{g1} = R_2\theta_{g2} \text{에서 } \frac{R_1}{R_2} = \frac{\theta_{g2}}{\theta_{g1}} = \frac{\theta_{g2}}{\theta_{e1}} = n \quad (11)$$

$$R_1\theta_{e2} = R_2\theta_e \text{에서 } \frac{R_1}{R_2} = \frac{\theta_e}{\theta_{e2}} = n \quad (12)$$

식 (2)와 식 (3)을 정리하면

$$\frac{(2)}{(3)} = \frac{I_{g1}\ddot{\theta}_{g1} - T_1}{I_{g2}\ddot{\theta}_{g2} + T_3} = \frac{-(T_{2-1})}{(T_{2-2})} = \frac{-(F \times R_1)}{(F \times R_2)} = -n \quad (13)$$

식 (13)을 정리하면

$$I_{g1}\ddot{\theta}_{g1} + nI_{g2}\ddot{\theta}_{g2} = T_1 - nT_3 \quad (14)$$

$$\frac{(T'_3)}{(T_3)} = \frac{(F'_3 \times R_1)}{(F'_3 \times R_2)} = n \rightarrow T'_3 = nT_3 \quad (15)$$

$$\frac{(T'_4)}{(T_4)} = \frac{(F'_4 \times R_1)}{(F'_4 \times R_2)} = n \rightarrow T'_4 = nT_4 = nI_e\ddot{\theta}_e \quad (16)$$

참고문헌¹⁾을 바탕으로 기어비에 의한 등가 토크 (T_i) 및 등가 변위(θ)를 고려하면, 방정식 (10)~(16)까지의 상관관계가 성립하는데, Fig. 1에서와 같이 출력축에 작용하는 각 하부시스템 사이에 작용하는 모든 토크들은 동일한 기어비(n)에 Fig. 3과 같이 동일 입력축 선상의 시스템으로 변환할 수 있다. 따라서 방정식 (1)~(12) 의해 간소화된 시스템을 위한 방정식을 정리해 보면 다음과 같다.

$$I_f\ddot{\theta}_f + T_1 = T_e \rightarrow I_f\ddot{\theta}_f + k_1\theta_f - k_1\theta_{g1} = T_e \quad (17)$$

$$I_{g1}\ddot{\theta}_{g1} + nI_{g2}\ddot{\theta}_{g2} = T_1 - nT_3$$

$$(I_{g1} + n^2I_{g2})\ddot{\theta}_{g1} - k_1\theta_f + (k_1 + n^2k_2)\theta_{e2} - n^2k_2\theta_{e2} = 0 \quad (18)$$

$$I_e\ddot{\theta}_e - T_3 = 0 \rightarrow n^2I_e\ddot{\theta}_e - n^2k_2\theta_{e1} + n^2k_2\theta_{e2} = 0 \quad (19)$$

그림 Fig. 3과 방정식 (17), (18) 및 (19)로부터, 각각의 등가 관성치 및 등가 회전스프링 상수를 알 수 있다. 즉, 각각의 등가 변수는 $I_{e1} = I_{g1} + n^2I_{g2}$, $k_e = n^2k_2$ 와 같이 표현되는데, 각 하부 시스템에 작용하는 회전 스프링 상수 또는 관성치에 의한 각각의 토크를 기어비를 고려하여 동일 선상의 입력축 또는 출력축 상의 등가 변수로 만들기 위해서는 해당하는 기어비의 제곱을 곱하여 더함으로써 구할 수 있음을 알 수 있다. 이런 원리를 이용하여 해당 기어비에 의해 토크를 전달 받는 축의 하부 시스템은 각 해당 기어비를 곱함으로써 해당 입력축에 작용하는 등가 시스템으로 간소화할 수 있다.

3. 실차 시스템을 이용한 수학적 모델 간소화 방법

Fig. 4는 참고문헌에서 이미 제시된 14자유도계 모델로서, 이 모델을 바탕으로 어떻게 실차 모델을 가지고 간소화된 모델을 변환 적용할 수 있는지 고찰해보고자 한다. Fig. 4에서 묘사한 그림은 실차의 수동 변속기의 경우, 3단 기어가 체결된 경우를 묘사하고 있는데, 차후 선형 및 비선형 모델과

지 실차에서 일어나는 여러 가지 소음, 진동 현상을 분석할 경우, 각 단의 기어가 체결된 경우에 따라서 간소화 모델에서의 등가 관성치 및 회전 스프링 상수가 각각의 기어비에 따라 달라지므로, 각 경우에 맞는 다른 기어비 및 등가 변수를 적용하여야 한다. 본 연구에서는 3단 기어 체결 및 한 개의 비 체결 기어 중 5단 기어가 묘사된 간소화 시스템을 고찰해 보도록 한다.

Fig. 5는 14자유도계 모델로부터 등가치를 적용하여 6 자유도계로 간소화한 모델을 설명하고 있다. 본래 14자유도계와 동일한 시스템 특성을 유지하면서 시스템 자유도계를 줄이기 위해서는 2장에서 설명한 원리를 적용하여야 한다. 이렇게 간소화된 모델을 가지고 원형 시스템과 동일한 조건(즉, 여러 가지의 기어가 체결된 경우 및 동시에 여러 가지 경우의 비 체결 기어 동적 특성)들을 살필 수 있다면, 회전 시스템 내에서 작용하는 모든 비선형 요소를 포함하여 실차에서 일어나는 소음 및 진동 현상을 해석하는데 시간적인 소요를 줄일 수 있으며, 수치해석상 누적되는 여러 가지 계산상의 오차를 줄이는 효과를 가져 올 수 있다. 본 장에서는 3단 기어 체결 및 5단 기어 비 체결 시의 시스템 특성을 알아보려고 한다. 본 장에서 다루는 원리를 이용하여, 여러 경우의 기어 체결 조건에 따라 수리적인 모델을 변환 적용할 수 있다.

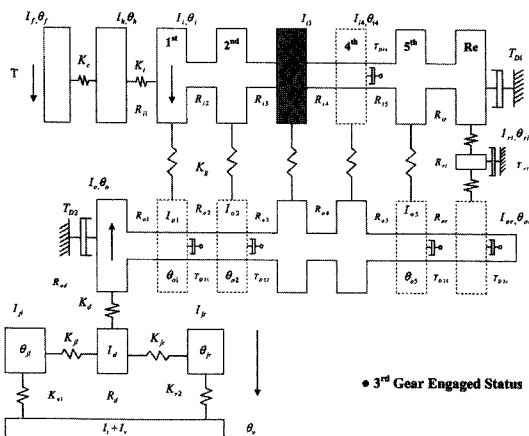


Fig. 4. Torsional model of drive line with 14 degrees of freedom⁹⁾.

Fig. 5에서 묘사한 시스템을 바탕으로 시스템 방정식을 나타내면 다음과 같다.

$$\theta = [\theta_f \quad \theta_h \quad \theta_i \quad \theta_{ou} \quad \theta_{OG} \quad \theta_v]^T \quad (20)$$

(Flywheel (I_f)-Clutch hub (I_h)-Input Gearbox (I_{IG})-Unloaded Gear (I_{ou})-Output Gearbox (I_{OG})-Wheel + Vehicle (I_{VE2}))

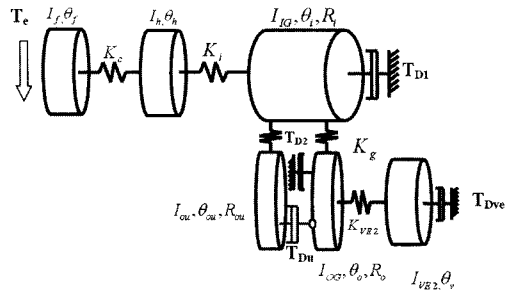


Fig. 5. Torsional model of driveline with 6 degrees of freedom⁹⁾.

$$M = \text{diag}[I_f, I_h, I_{ie}, I_{ou}, I_{OG}, I_{VE2}] \quad (21)$$

$$K = \begin{bmatrix} K_c & -K_c & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -K_c & K_c + K_j & -K_j & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -K_j & K_j + K_g (R_{IG}^2 + R_{ou}^2) & K_g R_{IG} R_{ou} & K_g R_{IG} R_{oc} & 0 \\ 0 & 0 & K_g R_{IG} R_{ou} & K_g R_{ou}^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_g R_{IG} R_{oc} & 0 & K_g R_{oc}^2 + K_{VE2} & -K_{VE2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -K_{VE2} & K_{VE2} \end{bmatrix} \quad (22)$$

방정식 (20), (21) 및 (22)와 Table 1은 6 자유도 계 모델에 대한 시스템 방정식 및 이때 대입된 등가 관성치 및 회전 스프링 상수에 대해 묘사하고 있다.

Table 1에서 보는 바와 같이 각각의 등가 관성치 및 회전 스프링 상수를 만들기 위해 2장에서 설명한 원리를 적용하였으며, 체결된 기어비의 제곱을 곱하여 등가 방정식을 구하고 있음을 알 수 있다. 이렇게 해서 간소화된 등가 방정식을 구성하고 나면, 이렇게 간소화된 방정식이 실제 시스템의 성질을 그대로 묘사하고 있는지 확인을 해야 하는데,

Table 1. Equilibrium values for the 7DOF system

$$I_{ie} = I_i + I_{i3} + \left(\frac{R_{i2}}{R_{o2}}\right)^2 I_{o2} + \left(\frac{R_{i5}}{R_{o5}}\right)^2 I_{o5} + \left(\frac{R_{ir}}{R_{ri}}\right)^2 \left(I_{ri} + \left(\frac{R_{ri}}{R_{or}}\right)^2 I_{or} \right)$$

$$I_{oe} = I_o + \left(\frac{R_{o4}}{R_{i4}}\right)^2 I_{i4}, I_{og} = I_{og} + \left(\frac{R_{od}}{R_d}\right)^2 I_d, I_{OG} = I_{og} + \frac{I_{JE}}{2}$$

$$I_{je} = I_{ji} + I_{jr}, I_{JE} = \left(\frac{R_{od}}{R_d}\right)^2 I_{je}$$

$$I_{VE2} = \left(\frac{R_{od}}{R_d}\right)^2 \left(I_{ve} + \frac{I_{JE}}{2} \right)$$

$$K_{je} = K_{ji} + K_{jr}, K_{JE} = \left(\frac{R_{od}}{R_d}\right)^2 K_{je}, K_{VE} = \left(\frac{R_{od}}{R_d}\right)^2 K_{ve}$$

$$K_{VE2} = \left(\frac{K_{JE} K_{VE}}{K_{JE} + K_{VE}}\right)$$

그러기 위해서는 본래 시스템이 갖고 있는 시스템 고유특성을 확인함으로써 알 수 있다^{4,10)}. 참고문헌^{1,2)}로부터 시스템 고유특성은 일반적인 고유치 해석을 통해서 계산할 수 있는데, 간소화된 시스템이 원형 시스템 특성을 잘 보존하고 있는지 알아보기 위해서는 시스템의 고유진동수, 모드형상(Mode Shape) 그리고 각 하부시스템에서 관찰할 수 있는 주파수 응답 특성을 가지고 비교한다. 특히, 주파수 응답 특성의 경우 고유 진동수에서 나타나는 공진 현상이나 다른 주파수 영역에서의 응답 특성이 거의 일치해야 한다. 그렇지 않은 경우는 시스템을 간소화할 경우 대입하는 등가치(Table 1)를 기어비에 맞게 다시 고려해야 하거나, 기어비 계산을 검토하여야 한다.

4. 6자유도계 시스템 특성 및 14자유계 시스템과의 비교 분석

Fig. 6은 3장에서 간소화시킨 6자유도계 시스템을 가지고 고유치 해석을 통해 얻은 결과이다. 14자유도계와는 달리, 각 하부 시스템간의 상대 변위를 나타내는 모드형상(Mode Shape)은 반한정계(Semi-Definite) 시스템 특성에 따라 5개로 나타낼 수 있으며, Fig. 6은 단일 강체 변위(Rigid Body Mode)를 나타내는 모드형상(Mode Shape)을 제외한 5개의 모드형상(Mode Shape)을 잘 나타내고 있다. 이런 간소화 시스템을 가지고 주파수 응답 특성 또한 구할 수 있는데, Fig. 7은 6자유도계 시스템으로부터 구한 주파수 응답 특성 중 이동성(Mobility)을 나타낸 것이다. 각 하부 시스템에 작용하는 모달 댄핑은 5%를 가정하여 구한 결과이다. Fig. 6과 7을 비교해 보면, 각각의 고유 진동수에 해당하는 동일한

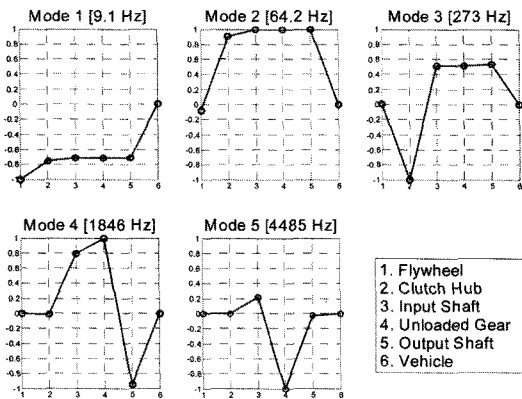


Fig. 6. Mode shapes of 6 DOF system.

주파수 대역에서 공진 주파수가 나타남을 확인할 수 있다. 기타 공진관측이 관측되지 않는 영역은 이미 대입한 모달 댄핑값 영향으로 최대 공진주파수 응답 값이 줄어든 결과이며, 1,000Hz 이상의 주파수 대역은 그래프에서 생략하였다.

다음으로는 이상에서 구한 시스템 고유 특성이 실제 Fig. 4에서 나타난 14자유도계 시스템과 동일한 고유치 결과 및 주파수 응답 특성을 나타내는 지에 대해서 비교해보고자 한다. 이미 앞에서 설명하였듯이, 고유진동수 및 모드형상(Mode Shape)은 동일한 특성을 나타내야 하며, 주파수 응답 특성 또한 시스템 간소화로 인해 나타낼 수 없는 영역을 제외한 나머지 영역에서의 공진 주파수 영역은 일정 오차 범위 이내에서 일치해야함을 언급하였다.

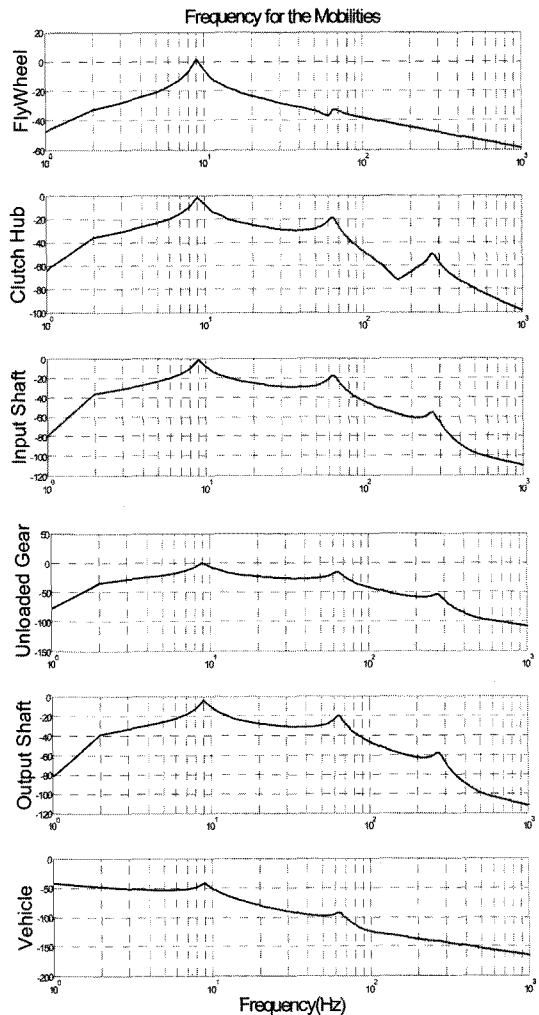


Fig. 7. Mobilities of 6 DOF system.

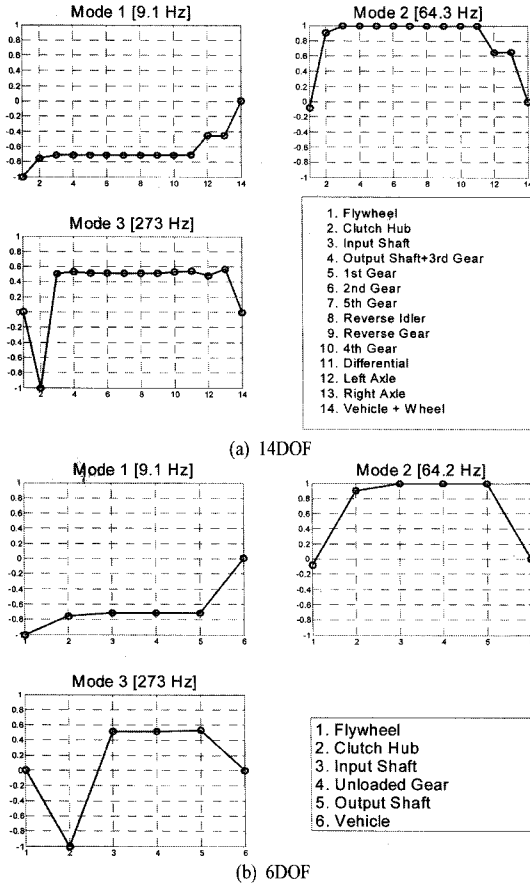


Fig. 8. Mode shapes of two systems.

이렇게 동일 특성의 간소화된 모델을 이용함으로써, 차후 비선형 요소가 포함된 시스템 해석 시 보다 더 효율적인 시간 소요를 가지고 신뢰성 있는 결과를 얻을 수 있기 때문이다.

Fig. 8은 14자유도계 시스템 및 6자유도계 시스템의 고유진동수와 모드형상(Mode Shape)을 비교하고 있다. 결과에서 알 수 있듯이, 시스템의 간소화로 인해 나타나지 않는 하부 시스템을 제외한 기타 하부 시스템 간의 상대변위 즉 모드형상(Mode Shape)은 14자유도계 시스템과 동일한 경향을 보임

Table 2. Comparison of natural frequencies between the 14 DOF and 6 DOF systems

frequency (Hz)	6 DOF	14 DOF
f_1	9.1	9.1
f_2	64.2	64.3
f_3	273	273

을 알 수 있다. 고유진동수 또한 모두 일치하고 있는데, Fig. 8에서는 실차에서 현실적으로 운영되는 300Hz 미만의 주파수 범위만을 제시하였다. Table 2는 14자유도계 및 6자유도계의 고유진동수를 상호 비교한 결과이다. 따라서 두 시스템은 동일한 특성의 고유진동수를 가지고 있음을 알 수 있다.

다음으로 주파수응답 특성을 비교해 보자. 위에서 언급한 고유진동수 및 모드형상(Mode Shape)으로도 동일한 시스템 특성을 묘사하는 수학적 모델이라 생각할 수 있으나, 때로는 회전스프링 상수를 나타내는 K 행렬의 경우 각 행렬사이의 값이 비대칭으로 배열될 경우, 시스템의 고유치에서 드러나지 않는 오차가 주파수 응답특성에서는 나타나기도 한다. 따라서 원형 시스템의 수학적 모델을 신뢰성 있게 간소화하기 위해서는 일반적인 고유치 해석은 물론, 각 하부 시스템의 주파수 응답 특성 또는 전달률(Transmissibility) 비교 분석을 반드시 거쳐야 한다^{4,10}. Fig. 9는 14자유도계 및 6자유도계 시스템의 주파수 응답 특성 중 각 하부 시스템에서 관찰할 수 있는 이동성(Mobility)을 비교한 결과이다. 그림에서 알 수 있듯이, 각 하부 시스템의 주파수 응답 특성을 보면, Vehicle 부분을 제외한 나머지 하부 시스템의 응답 특성은 거의 일치하고 있음을 알 수 있다. 하지만, Fig. 9(f)는 다소 응답 크기에서 차이를 보이고 있으나, 전반적인 공진 주파수 대역에서의 응답 특성이나 시스템의 응답특성 경향은 동일함을 알 수 있다. Vehicle 시스템에서의 이런 오차는 14자유도계에서 6자유도계 시스템으로 간소화하면서 기어비 제곱을 곱하는 과정에서 원래 Vehicle 부분의 등가 관성치가 많이 줄었음을 의미한다. 실제 14자유도계 시스템에서 대입되는 Vehicle 관성치 값은 433.78Kg^m²이지만, 6자유도계로 간소화하는 과정에서 계산되어지는 등가 관성치는 28.7793Kg^m²로 줄기 때문이다. 이것은 기어비의 제곱을 곱할 때, 일반 기어비에 비해서 드라이브 샤프트 축과 연결되는 종감속 기어부분의 기어비가 크기 때문이다. 하지만, 기타 다른 하부 시스템은 모두 동일한 주파수 응답특성을 보이고 있으며, 비록 Vehicle 부분의 응답 특성이 차이를 보이거나 6자유도계에서 차지하는 관성치 값이 다른 하부 시스템 관성치값에 비해 여전히 크므로, 14자유도계 시스템의 특성을 잘 유지하고 있다고 볼 수 있다. 기타, 본 장에서 사용한 값은 참고문헌¹²⁾를 참조하였다.

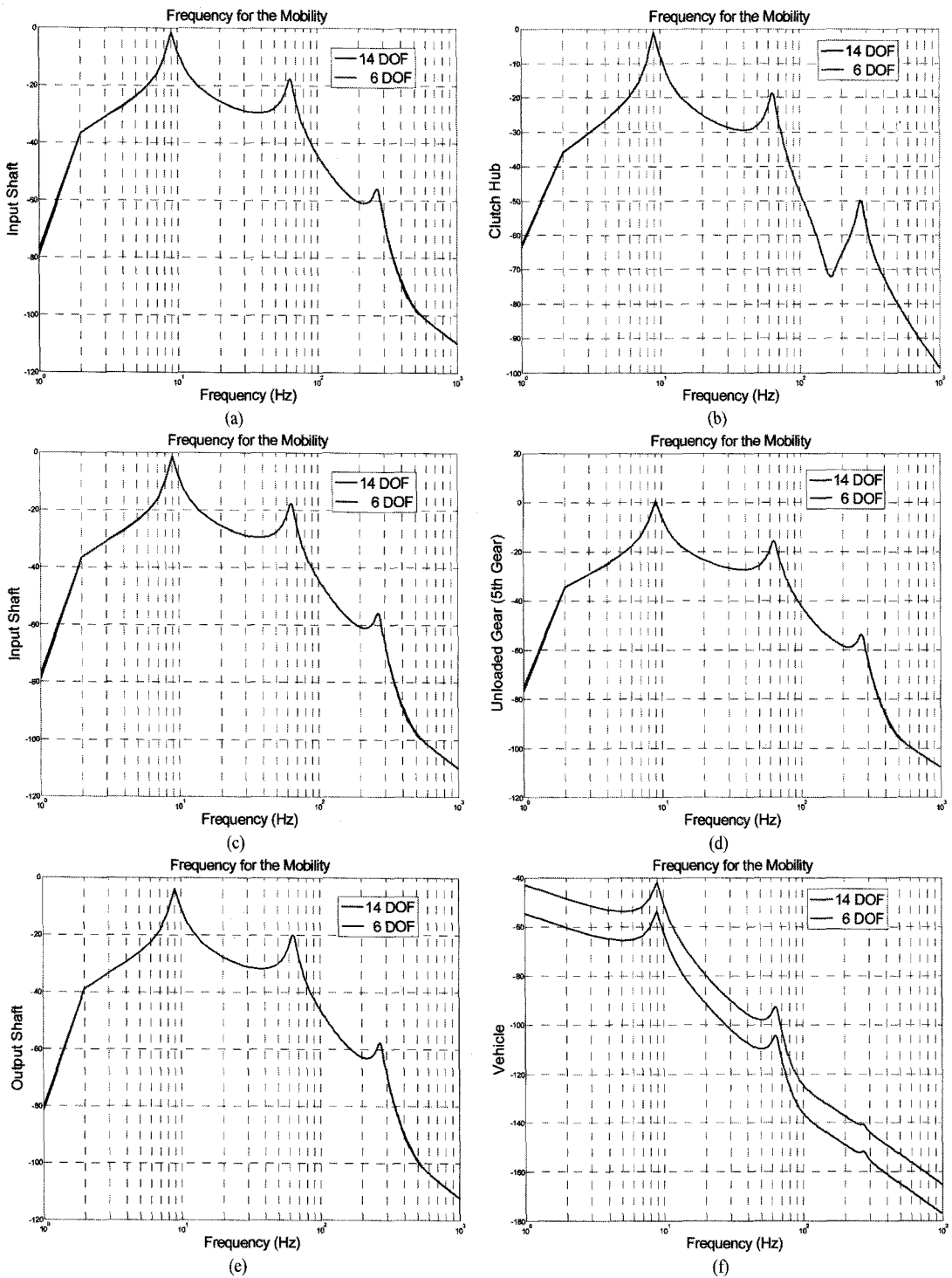


Fig. 9. Comparison of the mobilities for each subsystem.

4. 결론

본 논문에서는 일반적으로 실차에서 나타나는 14자유도계 이상의 수학적 모델을 보다 더 간소화시키는 방법에 대해서 알아보았다. 그러기 위해서는 기어 비 및 이와 관련하여 회전 시스템 내에서 작용하는 토크가 어떤 식으로 작용하는지 그 원리를 알아야 하는데, 이런 원리를 이해하기 위해서 4자유도계 시스템을 바탕으로 동일 특성의 3자유도계 시스템을 어떻게 만들 수 있는지에 대해 설명하였다. 4자유도계로부터 3자유도계로 간소화하는 과정을 통해, 어떤 식으로 원형 시스템의 관성치가 간소화 시스템 내 등가 관성치로 대입할 수 있는지 고찰하였다. 이와 같은 원리를 적용하여 참고문헌²⁾에서 다루었던 실차 시스템을 이용하여 2장에서 고찰한 개념을 적용하였으며, 실제 14자유도계 시스템에서 6자유도계 시스템으로 시스템 간소화 절차를 제시하였다. 이런 절차를 이용하여 14자유도계 및 6자유도계 모델로부터 나온 해석 결과를 바탕으로 두 시스템을 상호 비교하였는데, 원형 시스템으로부터 신뢰성 있는 간소화 시스템을 만들기 위해서는 시스템이 가지고 있는 기본적인 특성을 비교해보아야 한다. 기본 시스템 특성을 비교하기 위해서는 고유치 해석 결과를 이용하며, 더불어 각 하부 시스템에서 나타나는 주파수 응답 특성이나 전달률을 비교할 수 있다. 실차 시스템을 바탕으로 원형 회전시스템에 대한 기본적인 수학적 모델을 정립하고, 이로부터 간소화된 시스템을 만들 수 있으며, 이런 과정을 통하여 얻은 간소화 모델을 바탕으로 실제 시스템에서 나타나는 여러 가지 동적 특성 계산에 필요한 비선형요소를 예측 및 수학적으로 대입하여 계산하기가 더욱 용이해진다. 또한, 일반 선형적 특성을 계산하거나, 비선형 요소 예측을 위한 선형적 요소를 가정하여 몇 가지 예측된 시스템 변수를 대입하여 계산할 시에도 주요 관심 시스템 부분만 집중하여 시스템 특성을 알아볼 수 있기 때문에 상대적으로 유리한 이점이 있다.

이런 간소화 시스템은 차후 실험치와 비교하기에 용이할 뿐만 아니라, 어느 하부 시스템의 실험치와 대응하는지 그 결과를 상호 비교하기가 용이한 장점이 있기 때문에, 회전 시스템 분석 시 원형 시스템의 특성을 이해하고 이를 바탕으로 동일한 특성의 간소화 시스템을 만드는 기법은 시스템 해석 및 실험을 위한 효율적인 방법을 제시해준다.

감사의 글 : 이 논문은 한국산업기술진흥원의 지역혁신 인력양성사업지원에 의해 연구되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- 1) 조성민 외, “회전 시스템 내 기어 동역학적 특성에 대한 이론적 해석”, 한국안전학회, 제22권, 제1호, pp. 1~6, 2007.
- 2) 안민주 외, “수동 변속기 내 기어 선형해석을 통한 동역학적 해석”, 한국안전학회, 제22권, 제5호, pp. 1~6, 2007.
- 3) P. Couderc, J. Callenaere, J.D. Hagopian and G. Ferraris, Vehicle Driveline Dynamic Behavior: Experimentation and Simulation, Journal of Sound and Vibration, 218(1), pp. 133~157, 1998.
- 4) J.P. Den Hartog, Mechanical Vibrations, Dover, pp. 351~353, 1998.
- 5) C.L. Gaillard and R. Singh, Dynamic analysis of automotive clutch dampers, Applied Acoustics, 60(2000), pp. 399~424, 1997.
- 6) T.C. Kim and R. Singh, Dynamic Interactions between Loaded and Unloaded Gear, SAE Noise and Vibration Conf. April-May 2001, 01NVC-100, pp. 158~165, 2001.
- 7) R. Singh, H. Xie and R.J. Comparin, Analysis of Automotive Neutral Gear Rattle, Journal of Sound and Vibration, 131(2), pp. 177~196, 1989.
- 8) E.P. Trochon and R. Singh, Effect of Automotive Gearbox Temperature on Transmission Rattle Noise, Noise-Con, pp. 151~156, 1998.
- 9) E.P. Trochon, Analytical Formulation of Automotive Drivetrain Rattle Problems, MS Thesis, The Ohio State University, 1997.
- 10) J.Y. Yoon, Effect of Multi-Staged Clutch Damper Characteristics on Vibro-Impacts within a Geared System, MS Thesis, The Ohio State University, 2003.