

6 자유도계와 14 자유도계 시스템의 특성 연구

A Study on the Characteristic of 6 and 14 Degrees of Freedom

*안민주¹, 윤종윤², 문성민³, 안인호³, #류성기⁴

*M. J. Ahn(loveenc@kopo.ac.kr)¹, J. Y. Yoon², S.M.Moon³, I.H. Ahn³, #S.K.Lyu(sklyu@gsnu.ac.kr)⁴

¹ 한국폴리텍VII대학(경상대학교 대학원 기계항공공학부), ² 오하이오 주립대학교 기계공학과, ³ 경상대학교 대학원 기계항공공학부, ⁴ 경상대학교 기계항공공학부 ReCAPT(K-MEM R&D Cluster)

Key words : Torsional System, Natural Frequency, Mode Shape, Degrees of Freedom

1. 서론

자동차를 포함한 기타 회전시스템 내에는 여러 가지의 비선형 요소가 있다. 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 고찰한 뒤, 본 시스템과 동일한 특성을 가진 단순 시스템을 만들어야 한다. 본 연구에서는 6 자유도계 시스템과 14 자유도계 시스템의 고유진동수와 Mode Shape와 각각의 특성을 연구하였다.

2. 원형 회전 시스템으로부터 간소화된 동일 시스템 변환 방법 고찰

Fig. 1은 일반적인 4 자유도계 시스템을 묘사하고 있는데, 각각의 하부 시스템은 다음과 같다.[1]

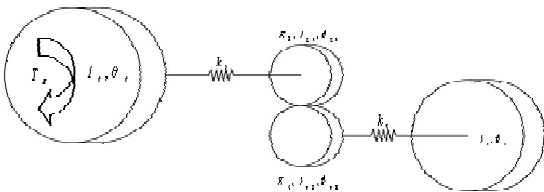


Fig. 1 Description of the torsion system with lumped masses and springs [1]

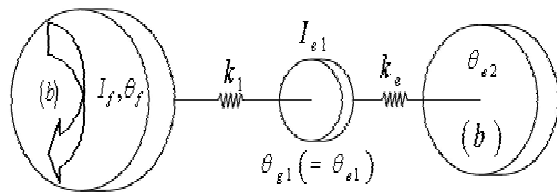


Fig. 2 Reduced torsional system with the 3 DOF

Fig. 1로부터 기어비에 의해 토크를 전달받는 하부 시스템, I_{g2} 및 I_t 는 토크 입력 축에 연결되어 있는 I_f 및 I_{g1} 와 같은 축 상에 있는 시스템으로 간소화할 수 있다 [4]. 이를 그림으로 나타내면 Fig. 2와 같다.

3. 실차 시스템을 이용한 수학적 모델 간소화 방법

Fig. 3은 참고문헌에서 이미 제시된 14 자유도계 모델로서, 이 모델을 바탕으로 어떻게 실차 모델을 가지고 간소화된 모델을 변환적용할 수 있는지 고찰해보고자 한다. 본 연구에서는 3 단 기어 체결 및 한 개의 비체결 기어 중 5 단 기어가 묘사된 간소화 시스템을 고찰하도록 한다.

Fig. 4는 14 자유도계 모델로부터 등가치를 적용하여 6 자유도계로 간소화한 모델을 설명하고 있다.

이렇게 간소화된 모델을 가지고 원형 시스템과 동일한 조건 등을 살필 수 있다면, 회전 시스템 내에서 작용하는 모든 비선형 요소를 포함하여 실차에서 일어나는 소음 및 진동 현상을 해석하는데 시간적 소요를 줄일 수 있으며, 수치해석상 누적되는 여러 가지 계산상의 오차를 줄이는 효과를 가져 올 수 있다. 본 장에서는 3 단 기어 체결 및 5 단 기어 비 체결 시의 시스템 특성을 알아보려고 한다. 본 장에서 다루는 원리를 이용하여, 여러 경우의 기어 체결 조건에 따라 수학적인 모델을 변환 적용할 수 있다.

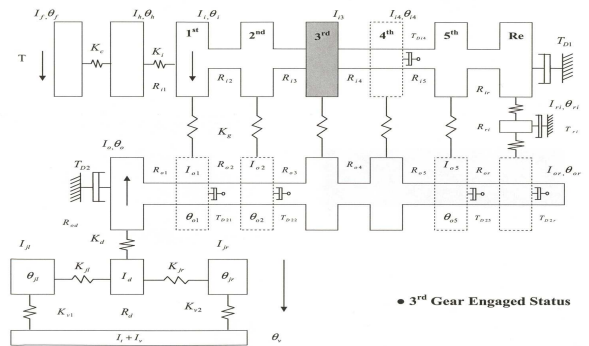


Fig. 3 Torsional model of driveline with 14 degrees of freedom[1, 9]

$$\left(\begin{matrix} \text{Flywheel } (I_f) - \text{Clutch hubs } (I_n) - \text{Input Gearbox } (I_{IC}) - \text{Undriven Gear } (I_{uc}) \\ \text{Output Gearbox } (I_{OC}) - \text{Wheel + Vehicle } (I_{VW}) \end{matrix} \right)$$

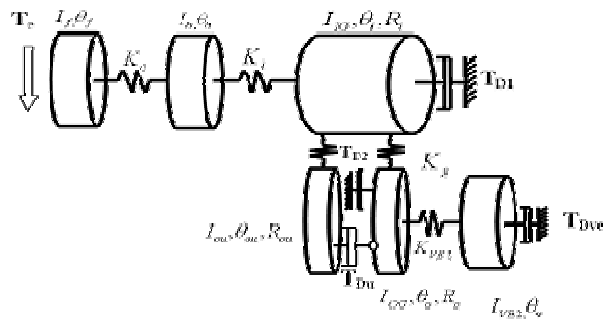


Fig. 4 Torsional model of driveline with 6 degrees of freedom [9]

4. 6 자유도계 시스템 특성 및 14 자유도계 시스템과의 비교 분석

Fig. 5는 14 자유도계 시스템 및 6 자유도계 시스템의 고유진동수와 Mode Shape을 비교하고 있다. 결과에서 얻을 수 있듯이, 시스템의 간소화로 인해 나타나지 않는 하부 시스템을 제외한 기타 하부 시스템 간의 상대변위 즉 Mode Shape은 14 자유도계 시스템과 동일한 경향을 보임을 알 수 있다. 고유진동수 또한 모두 일치하고 있는데, Fig. 5에서는 실 차에서 현실적으로 운영되는 300 Hz 미만의 주파수 범위만을 제시하였다. Table 1은 14 자유도계 및 6 자유도계의 고유진동수를 상호 비교한 결과이다. 따라서 두 시스템은 동일한 특성의 고유진동수를 가지고 있음을 알 수 있다.

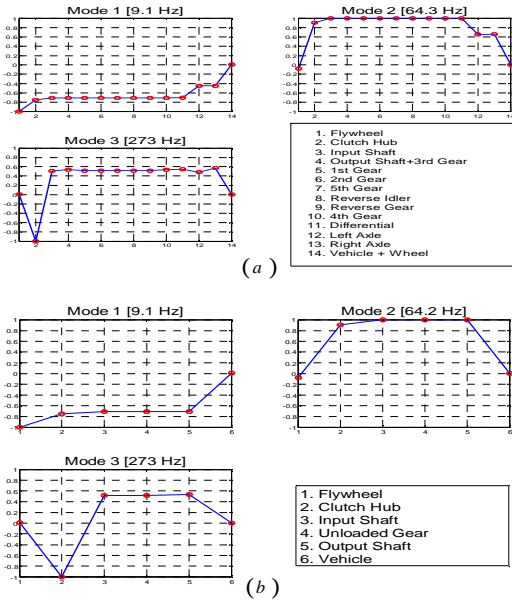


Fig. 5 Mode Shapes of two Systems[(a) 14DOF,(b) 6DOF]

Table 1. Comparison of natural frequencies between the 14DOF and 6DOF systems

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

Fig. 6 은 14 자유도계 및 6 자유도계 시스템의 주파수 응답 특성중 각 하부 시스템에서 관찰 할 수 있는 Mobility 를 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. 6(f)는 다소 응답 크기에서 차이를 보이고 있으나, 전반적인 공진 주파수 대역에서의 응답 특성이나 시스템의 응답 특성 경향은 동일함을 알 수 있다.

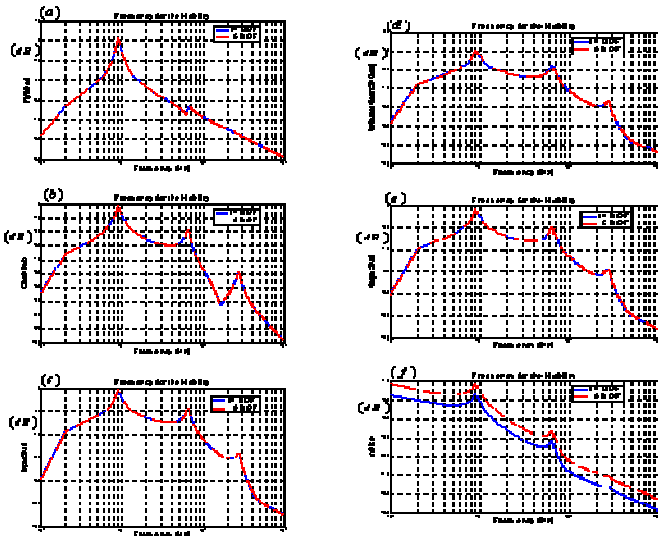


Fig. 6 Comparison of the Mobilities for Each Subsystem

5. 결론

이번 연구에서는 일반적으로 실차에서 나타나는 14 자유도계 이상의 수학적 모델을 보다 더 간소화시키는 방법에 대해서 알아보았다. 4 자유도계로부터 3 자유도계로 간소화하는 과정을 통해, 어떤 식으로 원형

시스템의 관성치가 간소화 시스템 내 등가 관성치로 대입할 수 있는지 고찰하였다. 실제 14 자유도계 시스템에서 6 자유도계 시스템으로 시스템 간소화 절차를 제시하였다. 이런 절차를 이용하여 14 자유도계 시스템에서 6 자유도계 모델로부터 나온 해석 결과를 바탕으로 두 시스템을 상호 비교하였는데, 원형 시스템으로부터 신뢰성 있는 간소화 시스템을 만들기 위해서는 시스템이 가지고 있는 기본적인 특성을 비교해 보아야 한다. 기본 시스템 특성을 비교하기 위해서는 고유치 해석 결과를 이용하며, 더불어 각 하부 시스템에서 나타나는 주파수 응답 특성이나 Transmissibility 를 비교할 수 있다. 실차 시스템을 바탕으로 원형 회전시스템에 대한 기본적인 수학 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. 이런 간소화 시스템은 차후 실험치와 비교하기에 용이할 뿐만 아니라, 어느 하부 시스템의 실험치와 대응하는지 그 결과를 상호 비교하기가 용이한 장점이 있기 때문에, 회전 시스템 분석시 원형 시스템의 특성을 이해하고 이를 바탕으로 동일한 특성의 간소화 시스템을 만드는 기법은 시스템 해석 및 실험을 위한 효율적인 방법을 제시해준다.

후기

이 논문은 산업자원부 지방기술혁신사업(RTI 04-01-03)과 2 단계 BK 지원에 의해 연구되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. 조성민, 회전 시스템 내 기어 동역학적 특성에 대한 이론적 해석, 한국안전학회지, Vol. 22, No.1, pp. 1-6, 2007.
2. 안민주, 수동 변속기 내 기어 선형해석을 통한 통역학적 분석, 한국안전학회지, Vol. 22, No.5, 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.
5. C.L. Gaillard and R. Singh, Dynamic analysis of automotive clutch dampers, Applied Acoustics, 60 (2000) 399-424, 1997.
6. T.C. Kim and R. Singh, Dynamic Interactions between Loaded and Unloaded Gear, SAE Noise and Vibration Conf, pp. 158-165, 01NVC-100, 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. JY. Yoon, Effect of Multi-Stage Clutch Damper Characteristics on Vibro-Impacts within a Geared System, MS Thesis, The Ohio State University, 2003.