〈논문〉 SAE NO. 99370238

비틀림진동 저감을 위한 추진축 설계에 관한 연구

A Study on the Design of Propeller Shaft for Reduction of Torsional Vibration

최 은 오*, 안 병 민**, 홍 동 표***, 정 태 진****
Eun O Choi, Byoung Min Ahn, Dong Pyo Hong, Tae Jin Chung

ABSTRACT

A full-time four wheel drive vehicle is driven literally full time by the front and the rear wheels. Front and rear drive shafts are rotated rapidly in the extremely torsional state, which can cause various vibration and noise problems. The purpose of this study is to reduce the vibration and the noise of the full-time four wheel drive vehicle. In this paper, both the causes and the methods for reduction of torsional vibration are suggested. For this study, the characteristics of the torsional vibration are analyzed by free and forced torsional vibration simulation. And this paper described the influence upon the torsional vibration with emphasis shafting system. The validity of simulation models is checked by the field test. The forced vibration simulation with the variations of shaft design factors are performed by the checked models. According to the simulation, the resonance region shifts and the torque fluctuation varies in the system. Finally, the methods and the effects for the torsional vibration reduction in driveline are proposed.

주요기술용어 : Full-time four wheel drive(상시4륜구동), Torsional vibration(비틀림진동), Mass moment of inertia(질량관성모멘트), Torsional stiffness(비틀림강성), Torque fluctuation(토크변동)

* 전북대학교 기계공학부 Post-Doc.
** 전북대학교 정밀기계공학과 대학원
*** 정회원, 전북대학교 기계공학부, 자동차신기술연구소
**** 군산대학교 기계공학부

1. 서 론

차량 구동계의 진동 발생에 대한 원인

규명과 진동 소음을 저감시키기 위한 많은 연구들이 수행되고 있다. Drexl 등[1]과 Schwibinger 등[2]은 구동계의 비틀림진동 현상을 각 주파수대 별로 특성을 조사하여 복합적인 진동 문제를 해결하기에 적합한 여러 비틀림 댐퍼를 제시하였으며, Petri 등[3], Lanzarini 등[4], Kodama 등[5], 그리고 Bebermeir 등[6]은 엔진 가진원과 연관되어 발생하는 현상들을 분류하고 각각의 특성에 대하여 설명하였고, 안 등[7]은 반한정계 5자유도 모델을 이용하여 기어래틀진동 저감을 위한 설계 기법에 대한 연구를 하였다. 그리고 최 등[8]은 구동계 전체를 비틀림진동 모델을 설정하여 실험과 시뮬레이션을 수행하였고 구동계의 저진동 설계에 관한 연구를 수행하였다. 그러나 엔진 크랭크축에 대한 비틀림진동이나, 대형 트럭 구동계의 비틀림진동에 대한 연구가 주류를 이룬 반면 상시4륜구동(full-time four wheel drive)에 대한 연구는 미진한 실정이다. 더욱이 최근에는 운전 편의성 및 주행 안정성을 확보하기 위한 상시4륜구동 차량의 수요는 세계적으로 점차 증가하고 있는 추세이며, 미국, 일본, 그리고 유럽에서는 이의 증가세가 빠르게 이어지고 있다(1995년을 기준으로 전세계 생산차량 중 상시4륜구동차량 비중이 10%를 차지하고 있으며, 4륜구동 차량 중 상시4륜구동 차량 비중은 미국이 20% 일본이 79% 유럽이 56%를 점하고 있다.). 상시4륜구동 차량은 전후륜의 상시구동으로 전후추진축이 모두 강한 비틀림 상태에서 고속으로 회전하므로 구동계에 다양한 진동 소음 문제가 발생한다. 추진축을 중심으로 한 비틀림진동에 기인하는 진동의 주파수가 가진주파수와 일치하면 구동계는 공진으로 진동 소음이 더욱 악화된다. 그러므로 상시4륜구동 차량의 추진축 설계는 강도 및 내구성 그리고 상하 진동뿐만 아니라 추진축을 중심으로 한 진동계의 비틀림진동을 면밀하게 고려하여 결정해야 한다.

본 논문에서는 구동계의 비틀림진동이 원인이 되어 발생하는 상시4륜구동 차량의 진동 소음 저감을 위하여 구동계 비틀림진동 해석과 실차실험을 통한 진동원 규명과 진동 소음 저감 방안 제시를 목적으로 하였다. 상시4륜구동 차량의 구동계를 질량관성모멘트와 비틀림스프링이 조합된 비틀림진동 해석모델을 이용한 해석으로 계의 고유진동수 및 비틀림모드를 조사하여 비틀림진동 특성을 파악하고 구동계 축계(shafting) 설계 인자들을 중심으로 비틀림진동에 미치는 영향도를 평가하였다. 또한 실차실험으로 해석모델의 타당성을 검증하였으며, 검증된 모델을 이용하여 비틀림진동에 영향이 큰 요소인 추진축 설계인자 변경으로 공진대역의 이동과 토크변동 진폭의 감소를 통한 비틀림진동의 저감 방안 및 저감 효과에 대하여 연구하였다.

2. 구동계 모델링 및 해석

2. 1 구동계 비틀림진동 모델링

본 연구에 이용된 상시4륜구동 방식은 가변분배방식인 비스커스 커플링을 채용한 것으로 전·후 추진축의 회전 속도 차이가 발생하면 전후륜으로 이상적인 토크를 배분하는 방식이다. 2-4륜구동 변환을 위한 절환 레버가 없어 운전 편의성이 향상되었고, 변환방식 4륜구동(part-time four wheel drive)에 비해 부품 수와 무게가 줄어 구조가 간단하다. 또한 변환방식 4륜구동의 단점인 극저속 선회시에 나타나는 코너 브레이킹(tight corner braking) 현상이 해소되며, 항시 4륜 구동으로 운행하기 때문에 접지력이 향상되어 주행 안정성이 확보된다.

그리고 변환방식 4륜구동에 비해 비스커스 커플링의 채용으로 전후륜의 동력전달이 부드럽게 접속되어 진동 소음 측면에서는 변환방식 4륜구동에 비해 상대적으로 유리하나 증가된 회전 요소로 인하여 2륜 구동에 비하면 상대적으로 열세이다.

구동계 비틀림진동은 국부적인 것이 아니라 모든 구동계 요소가 연관되어 발생하기 때문에 구동계 전체를 고려하여 해석할 필요가 있다. 따라서 주행시 구동계 전체의 비틀림진동을 해석하기 위하여 엔진에서부터 타이어까지의 구동계의 모든 구성 요소들을 질량 관성모멘트와 비틀림 스프링이 조합된 시스템으로서 구동계 전체를 반한정계로 모델링 하였다. 2륜구동과 상시4륜구동시의 비틀림진동 해석모델을 Fig. 1에 나타냈고, Table 1에 모델의 질량관성모멘트 값을 나타냈다.

Table 1 Inertias of 2WD and F/4WD model (kgm^2)

2WD			F/4WD	
J1	0.00330	Engine	J1	0.00330
J2	0.00660		J2	0.00660
J3	0.00660		J3	0.00660
J4	0.00660		J4	0.00660
J5	0.00660		J5	0.00660
J6	0.40000	Flywheel Clutch	J6	0.40000
J7	0.00072		J7	0.00072
J8	0.00062	Transmission	J8	0.00062
J9	0.00065		J9	0.00065
J10	0.00187		J10	0.00187
J11	0.00062		J11	0.00062
J12	0.00132	Transfer(rear)	J12	0.00770
J13	0.00180		J13	0.00138
J14	0.00399	Propeller Shaft(rear)	J14	0.00399
J15	0.00295		J15	0.00295
J16	0.00017		J16	0.00017
J17	0.40000	Diff.(rear) Wheel(rear)	J17	0.40000
J18	2.60000		J18	2.60000
		Transfer(front)	J19	0.00065
			J20	0.00257
		Propeller Shaft(front)	J21	0.00304
			J22	0.00200
			J23	0.00015
		Diff.(front) Wheel(front)	J24	0.40000
			J25	2.60000

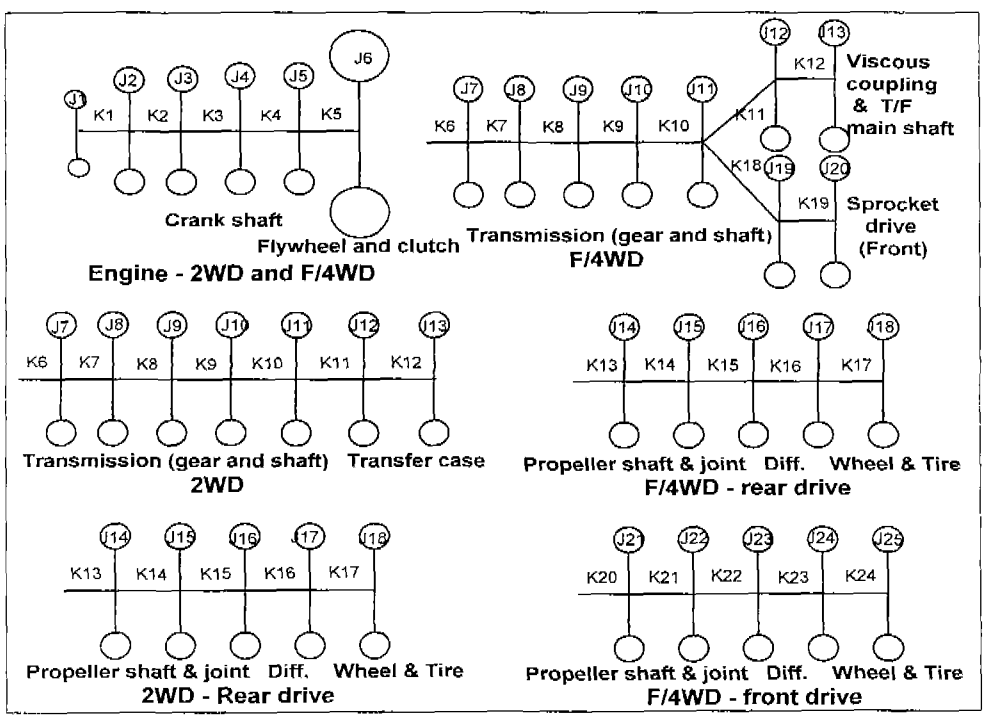


Fig. 1 2WD and F/4WD simulation models

2. 2 구동계 비틀림진동 해석

Fig. 1의 다자유도 모델에서 고유진동수 및 비틀림 모드를 구하기 위한 운동방정식을 구할 수 있다.

$$[J]\{\ddot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = \{0\} \quad (1)$$

여기서 J는 질량 관성 모멘트, K는 비틀림강성 그리고 θ는 회전각 변위이다.

한편 강제 진동 해석을 위한 지배방정식은 다음과 같다.

$$[J]\{\ddot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = [T] \quad (2)$$

여기서 T는 엔진 가진 토크이며, 이는 조화 함수의 푸리에 조합으로 구할 수 있다. 본 연구의 대상차량은 가솔린엔진으로 4실린더 4사이클이므로 주행시 구동계 비틀림진동에 주로 영향을 미치는 가진 토크는 2차, 4차, 6차, · · · 의 짝수 차수이며, 차수의 진폭, 즉 푸리에 급수의 상수 크기의 상대적 비교에 의하여 6차 이상은 미약하므로 본 연구에서 수치 해석을 위한 엔진 가진 토크는 6차 차수까지 고려하였다.

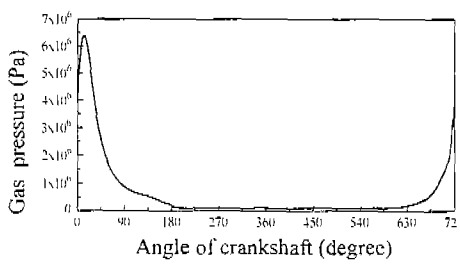


Fig. 2 Gas pressure diagram

각 구동 방식별 구동계 전체에 대한 비틀림 고유진동수 및 고유모드 계산을 위한 자유진동 해석, 강제진동 해석에 Maschinentechnik GmbH의 ARLA - SIMUL 6.70 B와 ARLA - SIMSTAT 2.32 [9, 10, 11]을 이용하였다.

비틀림진동에서 크랭크축 작용에 의한 엔진 토크의 크기를 구하는 것은 필수적이다. 이것은 크랭크 각에 따른 실린더 압력을 나타내는 가스 압력 선도로부터 이론적인 계산 방법으로 구할 수 있다. Fig. 2는 해석 및 실험 대상 차량 엔진의 가진 토크 계산에 이용된 가스 압력 선도이다.

3. 실차 실험

실차실험은 차실 소음 및 구동계 요소의 진동가속도를 측정하여 해석 모델의 타당성을 검증하는 것을 목적으로, 소음 진동 측정의 결과는 차수분석을 통하여 전체 진동 소음에 가장 많은 영향을 미치는 차수와 엔진 회전수 대역을 알아보고자 하였다.

실험차량은 136마력/6000min $^{-1}$ 상시4륜구동 차량으로 트랜스퍼 케이스의 교체로 2륜구동과 상시 4륜구동으로 변환이 가능하므로, 구동방식별 비교를 위하여 동일한 차량에서 트랜스퍼 케이스만을 교체하였다. 마이크로폰 위치는 ISO 5128에서 정해진 운전자가 앉았을 때 귀의 위치에 설치하였고, 진동가속도계는 트랜스퍼 케이스의 스프라켓 드라이브(sprocket drive) 상단에 부착하여 진동가속도를 측정하였다. 측정 및 분석에 이용된 장비를 Table 2에 정리하였다.

Table 2 Experimental and analytic instruments of field test

Item	Model
FFT Analyzer	HP 3565(13ch)
Analyzer	LMS CADA-X
Work station	HP Apolo 715/75
Charge amplifier	DYTRAN 4123
Tape recorder	TEAC RD-200T
Accelerometer	DYTRAN 4422
Sound level meter	RION NA-25
Tacho meter	ONOSOKI SE-152
Tacho sensor	ONOSOKI IP-292

엔진 회전수와 차량속도의 상관관계에 따라 회전수 변화에 따른 진동소음 측정을

위하여 3단으로 1500min^{-1}~4000min^{-1}까지 차량에 측정장비를 장착한 상태로 기상 상태가 양호할 때 주행시험장에서 2륜구동차량과 상시4륜구동차량을 대상으로 실험을 수행하였다. 이를 통하여 2륜구동에서는 나타나지 않고 상시4륜구동에서만 나타나는 특징적인 결과를 얻어 해석 결과와 비교할 수 있을 것으로 기대하였다.

4. 결과 및 고찰

4. 1 구동계 비틀림진동 해석 결과

Table 1에 제시한 모델의 파라미터를 이용한 자유진동 해석을 수행하여 비틀림 고유진동수 및 고유모드를 계산하였다. Table 3에는 2륜구동과 상시 4륜구동 차량의 고유진동수를 비교하여 정리하였으며 Fig. 3~Fig. 5에는 2륜구동의 제3모드형, 상시4륜구동의 제 4, 5 모드형을 나타냈다.

Table 3 Natural frequencies of the modes (Hz)

Mode No.	1	2	3	4	5
2WD	8.3	31.6	215.1	391.1	412.5
F/4WD	7.4	9.2	26.2	143.2	214.8

여기서 PHI, EKIN, EPOT는 ARLA-SIMUL 6.70-B에서 제공되는 분석 형태 중 하나로 PHI는 각 질량 요소에서 회전각 변위를 나타내며, EKIN은 각 질량 요소에 대한 운동에너지로서 계의 비틀림진동에 대한 질량관성모멘트의 영향도를 나타내고 있으며, EPOT는 이웃하는 두 질량 요소 사이의 상대 변위에 대한 위치에너지로서 계의 비틀림진동에 대한 비틀림강성의 영향을 나타내고 있다.

Fig. 3의 2륜구동시 제3모드(215.1Hz)와 Fig. 5의 상시4륜구동시 제5모드(214.8Hz)에서 고유진동수가 거의 일치하고 있으며, 후륜구동에서는 거의 동일한 위상을 보이고 있다. 그리고 EKIN 10은 카운터 기어의 관성, EPOT 11은 변속기 출력축 강성의 영향으로써 2륜구동과 상시4륜구동이 동일하게 변속기 카운터기어의 관성과 변속기 출력축 강성의 영향이 큰 모드로 볼 수 있다. 그러나 2륜구동에서는 나타나지 않고 상시4륜구동에서 특징적으로 나타나는 Fig. 4의 상시4륜구동 제4모드(143.2Hz)

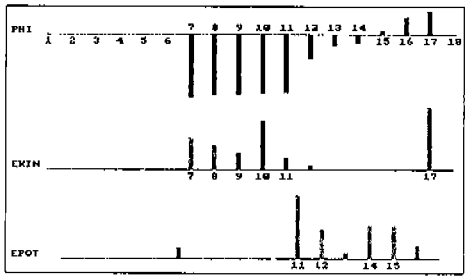


Fig. 3 3rd mode of 2WD (215.1Hz)

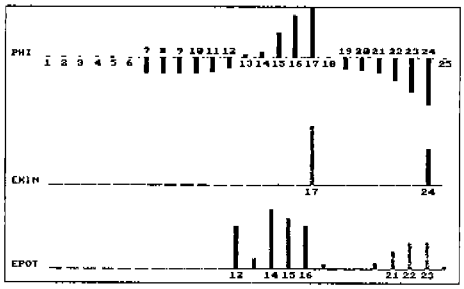


Fig. 4 4th mode of F/4WD (143.2Hz)

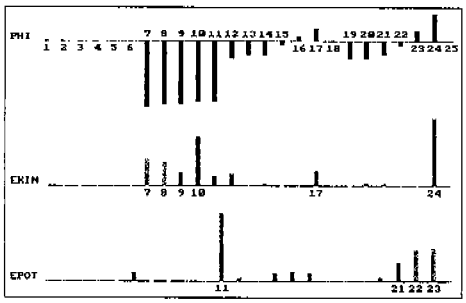
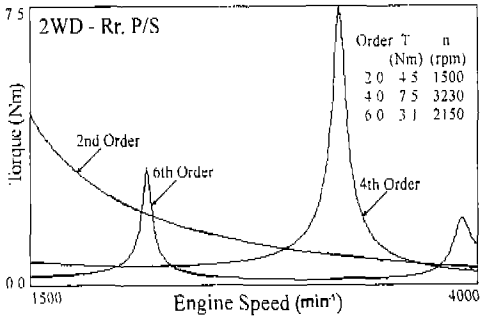


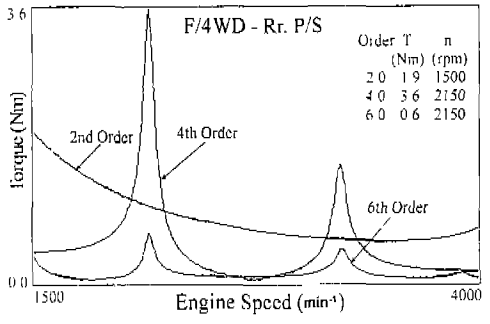
Fig. 5 5th mode of F/4WD (214.8Hz)

에서 디퍼렌셜 질량관성모멘트와 추진축 비틀림강성이 계의 비틀림진동에 큰 영향

을 미치는 모드로 볼 수 있기 때문에, 후추진축 강성의 변화가 계의 비틀림진동에 어떤 영향을 미치는지 알아볼 필요가 있다. 이를 위하여 엔진 토크 가진에 의한 강제진동 해석을 통해 후추진축에서 토크 변동을 구하였다.



(a) 2WD



(b) F/4WD

Fig. 6 Torque fluctuation on rear propeller shaft - simulation (a) 2WD, (b) F/4WD

Fig. 6은 1500 ~ 4000min^{-1} 까지 연속적으로 변화시킨 엔진 토크 가진에 의한 시뮬레이션 결과로서, 2륜구동과 상시4륜구동 차량의 후추진축에서 토크 변동을 나타내고 있다. 여기서 피크치는 계의 고유진동수와 가진주파수가 일치하는 공진의 결과이다. 2륜구동시 4차 가진차수 3230min^{-1}(215.3Hz)에서 지배적이지만 상시4륜구동시는 2150 min^{-1}(143.3Hz)에서 지배적인 피크를 이루고 있다. 이러한 결과는 모드 분석의 결과와 일치하는 것으로 2150min^{-1}(143.2Hz)대역은 상시4륜구동의 특징적인 것으로서 후추진축 강성에 의한 영향임을 시사하고 있다.

4. 2 실차 실험 결과

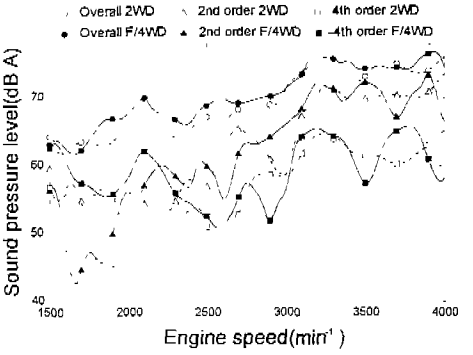


Fig. 7 Interior noise level

Fig. 7은 2륜구동, 상시4륜구동시 차실 소음측정결과를 나타내고 있다. 여기서 구동방식에 관계없이 3200min^{-1}대역에서 부밍음이 존재한다는 것과 2, 4차 차수가 공히 많은 영향을 미치고 있다는 것을 알 수 있다. 그리고 상시4륜구동시에만 2100min^{-1}대역에서 소음 피크가 존재하는데, 4차 차수의 주파수 대역과 소음레벨 피크의 주파수 대역이 일치하며, 4차 차수의 피크가 소음레벨 피크와 가장 인접하고 있어 4차 차수가 가장 지배적인 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 이로써 3200min^{-1}에서 피크는 모드 분석에서 밝혀진 변속기에 의한 모드이며, 상시4륜구동시 2100min^{-1}에서의 피크는 회전요소가 증가된 것이 원인으로 분석된다. 따라서 이는 모드분석에서 나타난 바와 같이 추진축의 영향이 크다는 것을 알 수 있다. Fig. 8의 실차실험 결과 중 트랜스퍼 케이스의 상하 진동 가속도의 차수분석 결과와 Fig. 7의 엔진 가진 토크에 의한 강제진동 해석 결과인 상시4륜구동시

후추진축에서의 토크 변동을 비교하면, 상하 진동가속도와 토크변동의 크기의 차이는 있으나, 4차 성분의 피크 주파수가 일치하고 있음을 알 수 있고 2100min $^{-1}$에서는 전후 추진축의 회전에 의한 비틀림진동의 영향임을 알 수 있다. 또한 시뮬레이션상의 토크 변동은 다른 영향 없이 토크 변동만을 측정한 것이다. 그러므로 실차 주행 상태에서 상하 진동과는 그 크기가 다를 수 있으나 비틀림진동이 원인이 되어 상하 진동의 현상으로 나타나게 되므로 실차 주행 시 상하 진동의 피크 주파수 대역이 일치하는 것으로 시뮬레이션은 그 타당성이 검증될 수 있다.

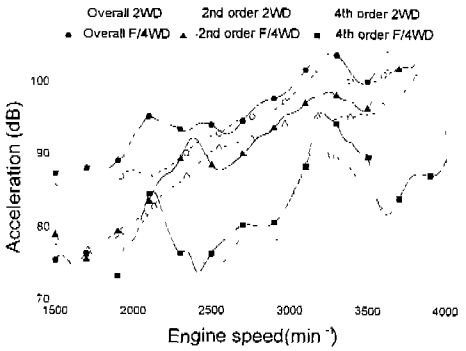


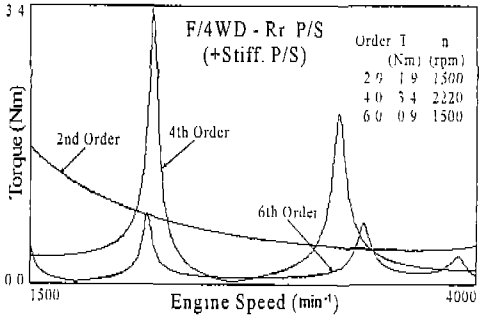
Fig. 8 Acceleration level on transfer case

4. 3 추진축계 설계인자 변경

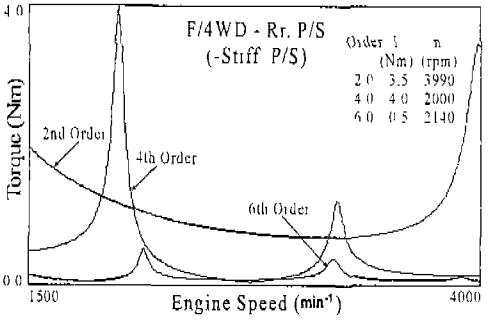
실차 실험으로 모델의 타당성이 검증되었으며, 이에 따라 모델의 파라메터를 변경하여 상시4륜구동 구동계의 비틀림진동 저감 방안을 제시하고자 한다. 모드분석과 강제진동 해석을 통해서 상시4륜구동 구동계의 비틀림진동에 가장 큰 영향을 미치는 요소는 후추진축의 강성임을 알 수 있었다. 따라서 구동계 공진을 회피하기 위해서는 이 모드에서 가장 많은 영향을 미치는 후추진축의 강성을 변화시키는 것이 효과적이다. 추진축 강성을 변경하여 엔진토크 가진에 의한 강제진동 해석 결과를 Fig. 9에 나타내었다. 여기서 추진축 강성 변경의 기준은 기존 강성의 ±25%로 하였다. Fig. 9에서 추진축의 강성을 크게 하면, 구동계 공진은 고주파 대역으로 이동하고 토크 변동은 감소한다. 그러나 추진축강성을 작게 하면 저주파 대역으로 공진주파수가 이동하지만 토크 변동은 오히려 커지는 경향을 보인다. 상시4륜구동 구동계 비틀림진동의 주요 가진 차수인 4차 차수의 추진축 강성 변경에 대한 토크 변동의 피크 주파수대역을 각 구동방식별로 Table 4에 정리하였다.

Table 4 Modification of rear propeller shaft stiffness

Torque fluctuation	Stiffness down		Original		Stiffness up	
	min $^{-1}$	Nm	min $^{-1}$	Nm	min $^{-1}$	Nm
2nd Order	3990	3.5	1500	1.9	1500	1.9
4th Order	2000	4.0	2150	3.6	2220	3.4
6th Order	2140	0.5	2150	0.6	1500	0.9



(a) Increased in stiffness



(b) Decreased in stiffness

Fig. 9 Torque fluctuation of rear propeller shaft for F/4WD (a) Increased in stiffness, (b) Decreased in stiffness

5. 결 론

상시4륜구동 구동계의 비틀림진동 저감을 위하여 질량관성모멘트와 비틀림스프링이 조합된 다자유도 해석 모델을 이용한 자유 진동 해석과 엔진 토크 가진 하에서 강제 진동 해석을 수행하였으며, 실차 실험으로 해석 모델의 타당성을 검증하였다. 검증된 모델을 이용한 강제진동 해석으로 상시4륜구동 구동계 비틀림진동 저감 방안을 제시하였다.

2륜구동에 비해 상시 4륜구동은 증가된 추진축계 회전요소로 인해 구동계 비틀림 진동에 추진축강성이 많은 영향을 미치고 있음을 확인하였다. 따라서 추진축 강성을 증가시키면 공진주파수 대역을 피할 수 있고 토크 변동폭이 작아지므로 진동 저감에 효과적이다. 이로써 추진축 비틀림강성의 증가는 구동계 비틀림진동에서 공진주파수 대역의 이동과 토크 변동의 제어가 가능하여 구동계 비틀림 진동 저감을 위한 방안이 될 수 있다. 그리고 해석 모델은 구동계 비틀림진동을 예측함으로써 비틀림진동 저감을 위한 설계 인자의 변경시에 유용할 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 지원에 의한 1998년도 후반기 Post-Doc연수의 결과이며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. Drexl H., "Torsional Dampers and Alternative Systems to Reduce Driveline Vibrations," SAE 870393.
2. Schwibinger P., Hendrick D., Wu W., and Imanishi Y., "Noise and Vibration Control Measures in the Powertrain of Passenger Cars," SAE 911053.
3. Petri H. and Heidingsfeld D., "The *Hydraulic Torsion Damper*-A New Concept for Vibration Damping in Powertrains," SAE 892477.
4. Lanzarini E., "The Evolution of the Clutch Driven Plate Damper Design and Technology," SAE 905185.
5. Kodama T., Honda Y., Wakabayashi K. and Iwamoto S., "Development of new Torsional Vibration Rubber Damper of Compression Type," SAE *950522*.
6. Bebermeier J. and Eberhard G., "Torsional Vibration Absorbers for Passenger Car Drive Lines," SAE 905066.
7. 안병민, 장일도, 최은오, 홍동표, 정태진, "기어 래틀 저감을 위한 시스템 파라미터 연구", 한국자동차공학회논문집, 제6권 제3호, pp. 88~96, 1998.
8. 최은오, 김희송, 홍동표, "4륜구동 차량구동계의 비틀림진동 특성에 관한 연구", 대한기계학회논문집(A), 제21권 제11호, pp. 1957~1964, 1997.
9. *Laschet* A., "ARLA-SIMUL *Quick* User's Guide Version 6.70B," ARLA Maschinentechnik GmbH.
10. Laschet A., "Computer Simulation of Vibration in Rotating Machinery," Machine Vibration, Springer-Verlag, pp. 41~51, 1992.
11. Laschet A., "Computer Simulation of Vibrations in Vehicle Powertrains Considering Nonlinear Effects in Clutches and Manual Transmissions," SAE 941011.