

자동변속기의 댐퍼 클러치가 Input Shaft 의 비틀림 진동 및 차체 진동에 미치는 영향 연구

Influence on the Torsional Vibration of Input Shaft and the Vibration of Vehicle by Damper Clutch in Auto-Transmission

정병환† · 황선양* · 강구태*

Jung Byung Hwan, Hwang Seon Yang and Kang Koo Tae

Key Words : Damper Clutch(댐퍼클러치), Input Shaft, Torsional Vibration(비틀림진동), Auto-Transmission.

ABSTRACT

According to torsional vibration characteristic of a damper clutch in auto-transmission, the input shaft system have occurred breakdown for the duration cycle and over-vibration happened on vehicle at specific condition. This paper describes the improvement of the torsional vibration of input shaft and the vehicle vibration by tuning of the damper clutch and suggests to the guide line about torsion characteristic on the design of damper clutch.

1. 서 론

자동변속기가 장착된 차량에서 엔진의 구동력은 토오크 컨버터를 통하여 변속기 내부에 전달되고, 각종 기어의 조합에 의해 차량의 속도와 구동력을 발생시킨다. 자동변속기의 토오크 컨버터는 임펠러와 터빈, 댐퍼클러치의 세 부분으로 구성된다. 임펠러와 터빈은 엔진의 구동력을 유체를 이용하여 변속기 내부로 전달하는 역할을 하고, 댐퍼클러치는 차량의 운전 조건에 따라 엔진과 변속기를 직결시켜 차량의 연비를 향상시키는데 사용된다. 이 때 댐퍼클러치는 엔진에서 주기적으로 발생하는 회전 진동을 자체적으로 흡수하여 엔진에서 발생하는 과도한 회전 진동이 변속기 내부에 전달되는 것을 차단시켜 주는 역할을 한다. 최근 SUV 차량 등에 장착되는 디젤엔진의 경우 출력이 높아 질수록 엔진에서 발생하는 회전 진동이 점점 더 크게 발생하고, 차량의 연비를 향상시키기 위하여 댐퍼클러치의 작동영역을 엔진의 저속 영역에까지 점차 확대하는 추세이다.

본 연구에서는 엔진에서 발생하는 과도한 회전 진동이 댐퍼클러치를 통과하여 변속기 내부로 전

달되고, 이로 인한 Input Shaft 연계 부품의 내구 파손과 차체의 과도 진동이 발생하는 현상을 규명하고, 이의 개선안을 제시하고자 한다.

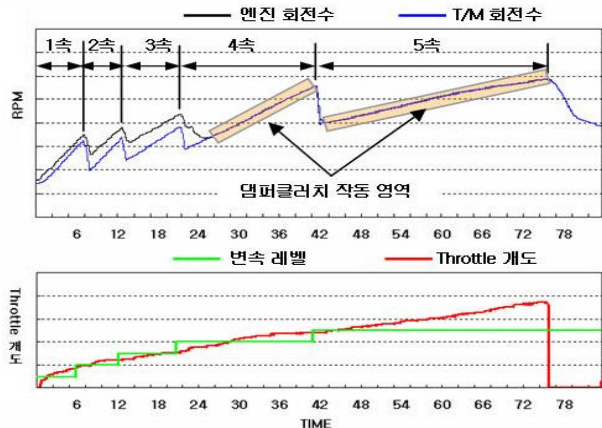
2. 본 론

2.1 댐퍼클러치

2.1.1 댐퍼클러치의 작동(Lock-Up) 영역

자동변속기에서 댐퍼클러치는 차량의 일정 속도 이상에서 정속 또는 완가속 주행 시 TCU 의 제어에 의해 작동하며, 엔진의 구동력을 손실 없이 직접 변속기 내부로 전달하는 역할을 한다.

Fig.1 에서 차량 가속 시 댐퍼클러치의 작동 영역을 나타내었고, 엔진의 회전수와 변속기의 회전수가 동등하여 진행되는 구간이 댐퍼클러치의 작동 영역이다.



† 정병환 : 현대자동차
E-mail : jungbh@hyundai.com
Tel : (031) 368-6695, Fax : (031) 368-6095
* 현대자동차

Fig.1 댐퍼클러치 작동 영역

2.1.2 댐퍼클러치의 구조

댐퍼클러치는 Fig.2 와 같이 토크 컨버터내에 위치하며, Cover Plate 로 전달된 엔진의 구동력을 다수의 토션 스프링을 거쳐 Frange, 변속기 내부로 전달한다.

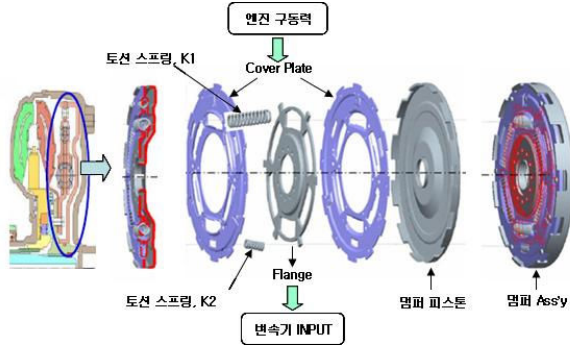


Fig.2 댐퍼클러치 구조

2.1.3 댐퍼클러치의 비틀림 특성

본 연구에 사용된 댐퍼클러치는 Fig.3 과 같이 K1 과 K2, 두 종류의 스프링으로 구성되어 있다. K1 스프링은 모두 6 개의 스프링이 방사 형태로 구성되어 있고, 엔진에서 발생하는 회전 진동을 흡수하는 역할을 한다. K2 스프링은 엔진의 구동력이 K1 스프링의 용량을 초과할 때 댐퍼클러치의 Cover Plate 및 Frange 등 내부 부품을 보호하는 완충 역할을 한다.

차량 주행 중 TCU 의 제어에 의해 댐퍼클러치가 작동하게 되면 Cover Plate 로 엔진의 구동력이 직접 전달되어 K1 스프링은 θ_1 의 변위까지 압축될 수 있고, K1 스프링의 용량을 초과할 경우 최대 θ_2 의 변위까지 K1 스프링과 K2 스프링이 압축된다. 이 후 스프링을 통과한 엔진 구동력은 변속기의 Input Shaft 와 직접 연결되어 있는 Frange 를 회전시켜 변속기의 내부로 회전력을 전달한다.

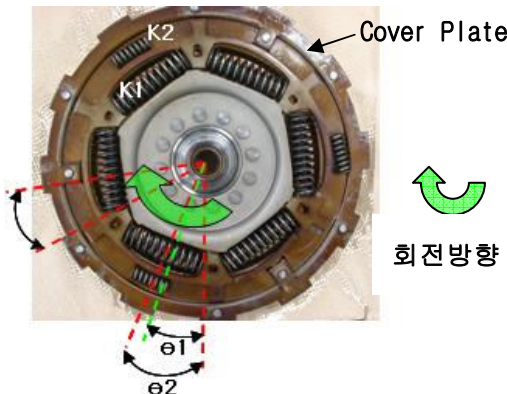


Fig.3 댐퍼클러치 형상 및 회전각

일반적으로 엔진의 구동력에는 엔진의 폭발 주기에 의한 회전 진동이 포함되어 있다. 댐퍼클러치는 위와 같은 동력 전달 과정에서 스프링의 특성을 이용하여 엔진 구동력에 포함된 회전 진동을 감소시켜 변속기로 구동력을 전달 시켜야 한다.

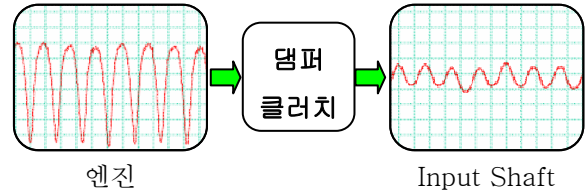


Fig.4 D/C 에 의한 회전 변동량 감쇠

Fig.5 는 본 연구에서 사용된 댐퍼클러치의 토크 용량을 나타낸 그래프이다. 댐퍼클러치의 토크 용량은 각각 K1 스프링에 의한 1 차 영역과 K2 스프링에 의한 2 차 영역으로 나눌 수 있고 이에 대한 물성치를 표 1 에 나타내었다.

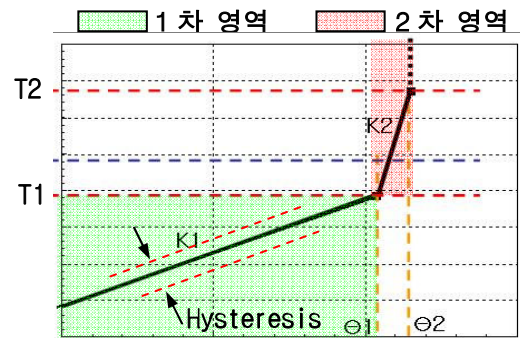


Fig.5 댐퍼클러치 비틀림 성능

표 1. 댐퍼클러치 성능

	최대토크	스프링 강성	작동각
1 차 영역	290 Nm (T1)	14.4 Nm/Deg (K1)	20.2 Deg (θ_1)
2 차 영역	435 Nm (T2)	131.2 Nm/Deg (K2)	21.4 Deg (θ_2)

2.2 Input Shaft 비틀림 진동

2.2.1 현황

댐퍼클러치를 통과한 엔진 구동력은 엔진의 회전 진동이 감쇠되어 변속기의 Input Shaft 측으로 전달되어야 한다. 그러나 댐퍼클러치에서 엔진의 회전 진동이 충분히 감쇠되지 않는 경우 변속기의

Input Shaft System 의 공진에 의해 과도한 비틀림 진동이 발생할 수 있고, 이 비틀림 진동에 의해 Input Shaft 및 이와 연결된 부품의 내구 파손을 일으킬 수 있다.

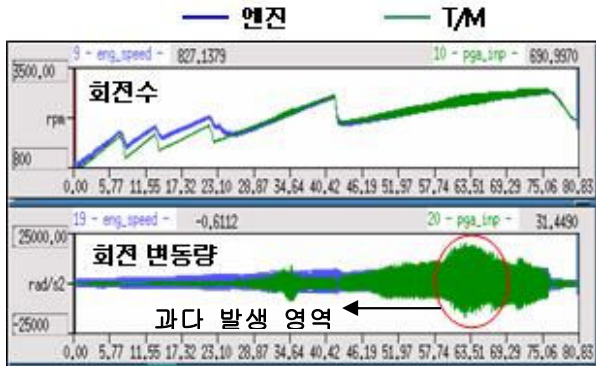


Fig.6 Input Shaft의 비틀림 진동

Fig.6 는 차량의 자동 변속기에서 Input Shaft의 비틀림 진동이 발생한 결과를 측정된 Data 이다. 이 결과에서 차량 5속 영역 엔진 2500rpm ~ 3000rpm 구간에서 Input Shaft의 비틀림 진동이 급격히 커지는 것을 알 수 있다. 이러한 경우 Input Shaft의 전단 파손이나 댐퍼클러치 파손등의 내구 문제가 발생할 수 있다.

2.2.2 차량 주행 평가 결과

Input Shaft에서 발생하는 과도한 비틀림 진동에 대한 원인을 규명하기 위하여 Fig.6 과 같이 차량에서 일련의 Data를 측정하였다. Fig.7 은 차량의 전부하 가속 조건에서 엔진과 Input Shaft의 비틀림 진동, Drive Shaft의 구동 토크를 측정된 결과이다.

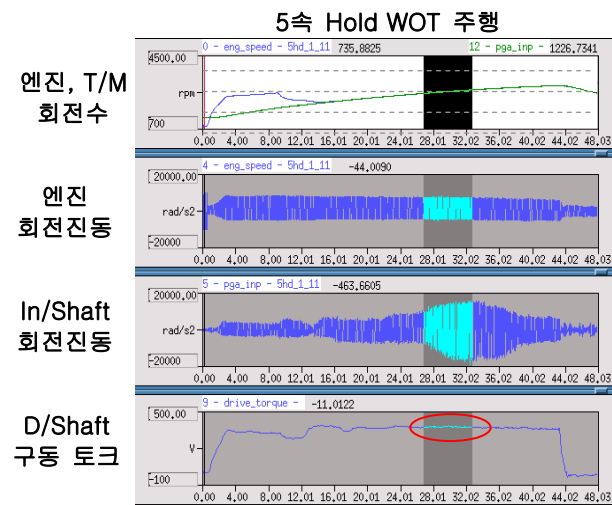


Fig.7 엔진과 Input Shaft의 비틀림 진동 및 D/Shaft 구동 토크 측정 결과

Fig.7 의 결과에서 차량 가속 주행 시 엔진 2500rpm~3000rpm 구간의 엔진 축 회전 진동은 일정하게 나타나지만, Input Shaft의 비틀림 진동은 급격히 증가하는 것을 볼 수 있다. 이러한 현상은 엔진에서 전달된 회전 진동 성분이 댐퍼클러치가 포함된 Input Shaft 시스템의 공진에 의해 크게 발생되기 때문이다. Input Shaft의 공진이 발생할 때 댐퍼클러치로 유입되는 엔진 토크는 다음과 같이 계산하여 산출할 수 있다.

$$(D/Shaft \text{ 토크} \times 2) / \text{총 기어비} \quad (\text{식 1})$$

식 1 에서 차량 주행 중 댐퍼 클러치의 Cover Plate 측으로 입력되는 엔진 토크는 약 294Nm 로써, 이는 엔진의 구동 토크가 댐퍼 클러치의 1 차 토크 영역 한계 위치에 도달한다는 것을 알 수 있다 (표 1. 참조).

Fig.8 은 차량 주행 중 엔진과 Input Shaft에서 측정된 비틀림 진동 2차 성분을 나타낸 것으로써, 엔진 2200rpm 이상 영역에서 엔진에서 발생된 회전 진동보다 Input Shaft에서 발생하는 회전 진동이 더 크게 발생하는 것을 볼 수 있다. 이는 댐퍼클러치를 포함하는 Input Shaft System의 공진에 의해 증폭된 것으로 판단할 수 있고, 공진 주파수는 97Hz 성분이다.

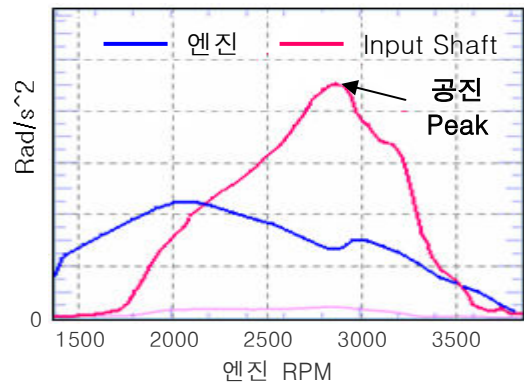


Fig.8 차량 전부하 가속 시 엔진 및 Input Shaft 비틀림 진동 레벨

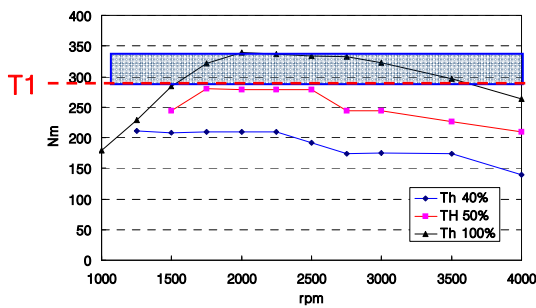
2.2.2 엔진 Throttle 개도에 따른 Input Shaft의 비틀림 진동

지금까지 Input Shaft에서 발생하는 과도한 비틀림 진동의 원인은 댐퍼 클러치와 연결된 Input Shaft 계의 공진에 의한 것임을 알 수 있었다. 본 절에서는 댐퍼클러치의 토크 영역에 따라 Input Shaft의 공진점이 변화하는 경향을 분석하고, 이

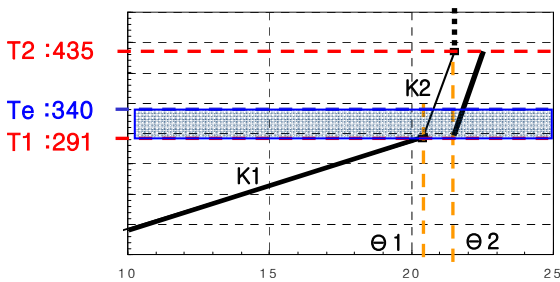
의 개선 방향을 수립하고자 한다.

Fig.7 과 표 1 에서 차량 가속 시의 엔진 출력이 댐퍼클러치의 1 차 토크 용역을 초과하여 2 차 영역까지 도달하는 것을 알 수 있다. 일반적으로 엔진의 구동력에는 엔진의 형식에 따른 엔진의 회전 진동이 동반되는데, 본 연구의 I4 고출력 디젤 엔진의 경우 엔진 회전 진동 크기가 가솔린 엔진이나 V6, V8 엔진 대비 크게 발생한다. 또한 본 연구에 사용된 댐퍼 클러치의 K2 스프링은 강성이 매우 커서 엔진의 회전 진동을 감쇠할 목적보다는 댐퍼클러치의 내구 측면에서 Stopper 의 역할을 보완하는 보조 스프링이다. 따라서 엔진의 구동 토크가 댐퍼클러치의 2 차 영역에 존재할 경우 엔진의 회전 진동이 감쇠되지 못하고 변속기의 Input Shaft 측으로 직접 전달될 수 있다.

Fig.9 에서 엔진의 Throttle 개도에 따른 엔진의 출력 토크 변화와 댐퍼 클러치의 토크 영역을 비교하였다.



(a) Throttle 개도에 따른 엔진 출력



(b) 엔진 출력에 대한 댐퍼클러치 위치

Fig.9 엔진 출력과 댐퍼 클러치의 상관 관계

Fig.9 에서 엔진의 Throttle 개도 50% 이상 영역에서는 엔진 출력이 댐퍼클러치의 2 차 토크 영역에 존재함을 알 수 있고, 따라서 엔진이 Throttle 50% 이상의 출력을 발생시킬 경우 댐퍼 클러치는 엔진의 회전 진동을 효과적으로 흡수할 수 없게 된다.

Fig.10 에서 엔진 Throttle 개도가 50%인 경우 Input Shaft 의 비틀림 진동은 C2 2400rpm 대역

에서 80Hz 의 공진으로 발생하는 것을 볼 수 있고, 이는 엔진 출력이 댐퍼 클러치의 1 차 토크 영역에 존재하기 때문이다. 엔진 Throttle 70%와 100%인 경우 엔진 3000rpm 대역에서 100Hz 성분의 Input Shaft 공진이 발생하며, 이는 댐퍼 클러치 2 차 영역의 K2 스프링 강성이 K1 스프링 대비 상당히 크기 때문에 공진 주파수가 높게 나타나는 것이다.

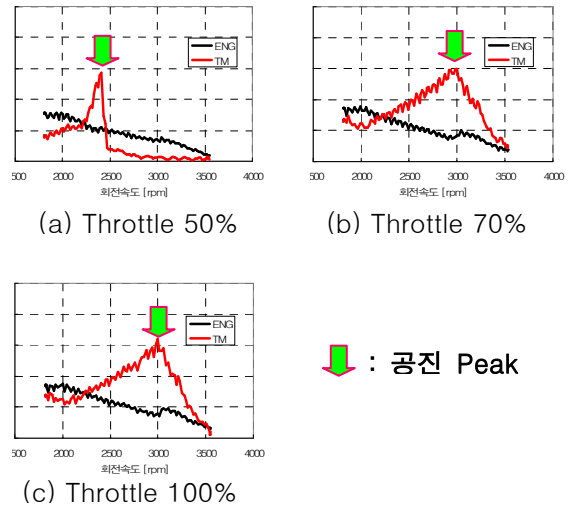


Fig.10 Throttle 개도에 따른 Input Shaft 비틀림 진동 측정 결과

이상의 결과에서 엔진의 토크에 따른 댐퍼 클러치의 작동 영역에 의해 Input Shaft 의 비틀림 진동 공진 주파수가 이동하는 것을 알 수 있다.

2.2.3 댐퍼 클러치 비틀림 특성에 따른 Input Shaft 비틀림 진동

댐퍼 클러치의 비틀림 특성은 각 영역의 스프링의 강성과 Hysteresis 값으로 결정된다. 본 연구에서는 댐퍼 클러치의 1 차 토크 영역을 엔진 출력 이상으로 설정하기 위하여 스프링의 강성을 표 4 와 같이 증대 하였다. 또한 댐퍼클러치의 댐핑을 증가시키기 위해 Hysteresis 를 증대시켰고, 이를 Fig.11 에서 나타내었다.

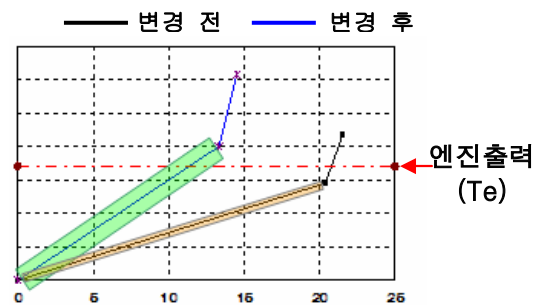
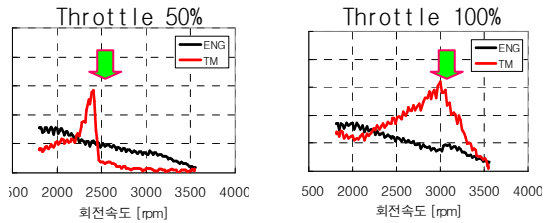
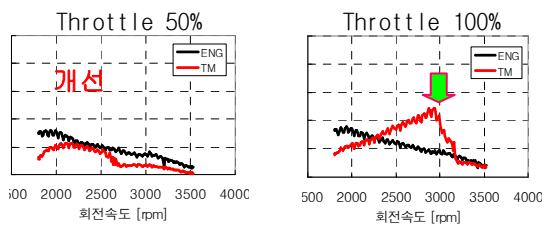


Fig.11 댐퍼클러치 변경 사양 비교

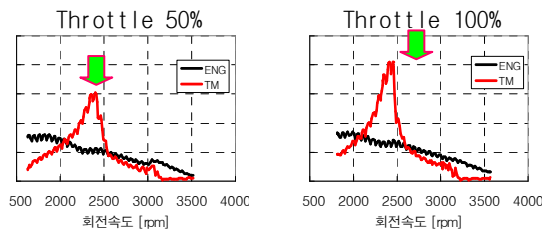
Fig.12 은 고강성 및 고 Hysteresis 를 갖는 각각의 댐퍼 클러치에 대한 Input Shaft 의 비틀림 진동 수준을 평가한 결과이다.



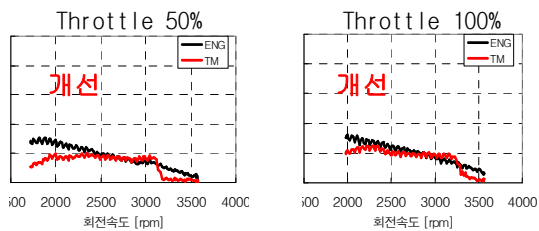
(a) Base



(b) 고 Hysteresis



(c) 고 강성



(d) 고 강성 + 고 Hys.

Fig.12 댐퍼클러치 사양에 따른 비틀림 진동

Fig.12 의 (b)에서 댐퍼클러치의 Hysteresis 만을 증대시킨 경우 Throttle 50% 개도에서 Input Shaft 비틀림 진동 Peak 는 엔진의 회전 변동량 이하로 저감되었지만, Throttle 100% 개도에서는 Base 사양과 동일 영역에서 Peak 가 여전히 존재한다. 이는 댐퍼클러치의 1 차 영역에서는 Hysteresis 에 의한 Input Shaft 비틀림 진동 개선 효과가 있으나, 2 차 영역에서는 K2 스프링의 강성이 너무 커서 Hysteresis 의 효과가 크게 나타

나지 않는 것을 알 수 있다.

Fig.12 의 (c)에서 댐퍼 클러치의 1 차 스프링 강성을 엔진 최대 출력 이상으로 증대시킨 경우 Input Shaft 의 비틀림 진동 Peak 발생 영역이 모두 엔진 2400rpm 영역으로 이동하여 발생하였다. 이는 댐퍼 클러치의 1 차 토크 영역 내에서 엔진의 최대 토크가 작동하기 때문에 나타나는 결과이다. Fig.12 의 (d)에서 댐퍼클러치의 1 차 토크 영역을 엔진 토크 이상으로 설정하고, Hysteresis 를 증대시킨 결과 Input Shaft 의 비틀림 진동이 모두 엔진의 회전 변동량 이하로 개선되었다.

이상의 결과에서 Input Shaft 의 비틀림 진동을 개선하기 위해서는 댐퍼 클러치의 1 차 토크 영역은 엔진 최대 출력 이상을 확보하여야 하고, 또한 댐퍼클러치의 댐핑을 증대시키기 위하여 적절한 Hysteresis 를 확보하여야 하는 것을 알 수 있다.

2.3 차체 과다 진동

2.3.1 차체 과다 진동 발생 현상

Input Shaft 의 비틀림 진동 발생 현상과는 달리 차량 주행 중 댐퍼 클러치 작동(Lock-Up) 직후 특정 조건에서 차체 과다 진동 현상이 발생되었고 이를 표.2 에 나타내었다.

표.2. 차체 과다 진동 발생 조건 및 영역

변속 조건	엔진 RPM	차속 (KPH)	주행 조건	Throttle 개도
5 속	1600~1800	70~90	평지	50~80%
4 속	1600~1800	50~70	등판	50~80%

Fig.13 은 표.2 의 조건으로 차량 주행 시 차체에서 발생하는 진동을 주파수 분석한 결과로써 엔진의 1 차 진동(C1) 성분에서 과도한 진동 Peak 가 발생하고 있음을 보여준다.

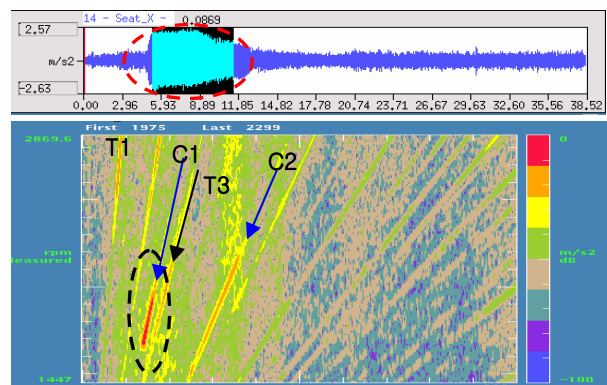


Fig.13 Lock-up 직후 차체 진동

Fig.13 에서 차체 진동은 28.6Hz 의 공진 Peak 와 엔진의 1 차 진동(C1) 성분이 일치할 때 발생되며, 동일 영역 동일조건에서 댐퍼 클러치가 해제될 경우에는 차체의 과다 진동이 발생하지 않았다. 이러한 현상은 댐퍼 클러치가 연결된 상태에서 엔진의 C1 진동 주기와 차량 구동계의 28.6Hz 성분이 일치할 때 발생하는 것으로 판단된다. 표.3 에서 차량 구동계의 28.6Hz 성분과 엔진 진동, 차속의 상관 관계를 나타내었다.

표 3. 엔진 회전수와 구동계 28.6Hz 공진

	엔진 차수와 공진 발생 차속		
	C0.5	C1	C2
엔진 RPM	3430	1720	860
5 속(2.68)	169	85	42
4 속(3.81)	119	60	30
3 속(5.23)	87	43	22
2 속(7.6)	60	30	15
1 속(13.9)	33	16	8

표.3 에서 구동계의 28.6Hz 공진에 해당되는 엔진의 각 차수별 회전수를 나타내었고, 이를 차량 속도로 환산하여 음영 부분에서 실제 차체 진동이 발생하는 것이 확인되었다. 이는 음영 부분에 해당되는 엔진 회전수와 차량 변속에 의한 차속이 일치할 때 과도한 차체 진동이 발생하는 것이다.

표.4 에서 스프링 강성이 낮은 댐퍼클러치를 적용한 후 차체의 진동 발생 영역을 확인하였다. 이 결과 차체 진동은 댐퍼 클러치의 사양에 따라 Throttle 개도와 연관되어 발생하였고, 이는 주행 중 차체 진동이 엔진의 토크와 댐퍼 클러치의 스프링 강성과 연관되어 발생하고 있음을 보여주는 것이다. 이 관계를 Fig. 14 에 나타내었다.

표 4. 댐퍼클러치 사양에 따른 차체진동

	Base		저강성	
	K1	K2	K1	K2
스프링 강성	14.4	131.2	9.5	126
엔진 RPM	1600~1800		1600~1800	
Throttle 개도	50% 이상		10% ~ 30%	
차속	5 속 70~90KPH		5 속 70~90KPH	

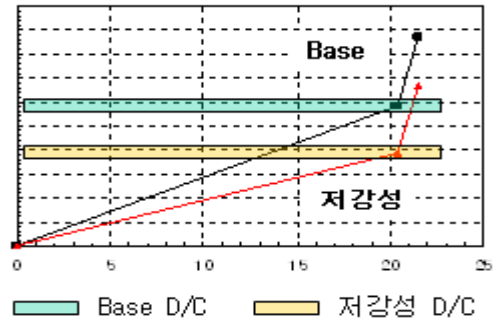
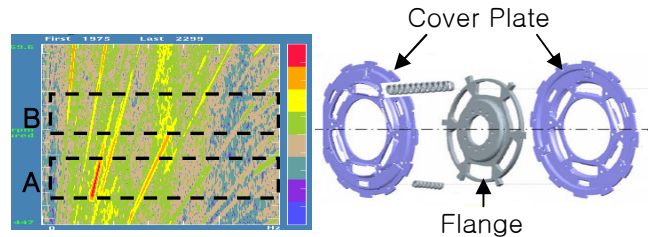


Fig.14 차체 진동 발생 시 엔진 토크

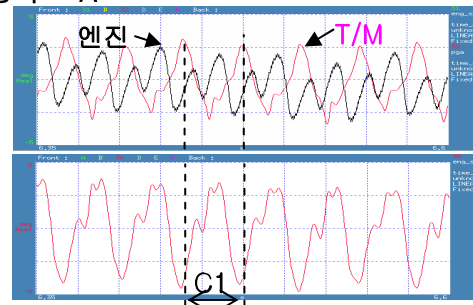
Fig.14 에서 엔진 출력이 댐퍼 클러치의 1 차 영역과 2 차 영역 경계 지점에 위치할 때 차체 진동이 발생하는 것을 알 수 있다. 그리고 차체 진동이 발생할 때 엔진의 C1 주기 성분으로 진동이 발생하는 현상을 규명하기 위하여 차체 진동이 발생할 때 댐퍼클러치의 엔진 측 Cover Plate 와 T/M 측 Flange 의 변위를 분석하였고 이를 Fig.15 에 나타내었다.



(a) 차체 진동

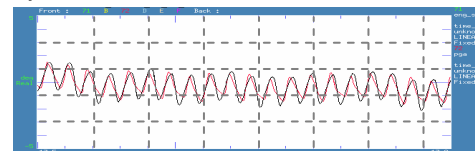
(b) 엔진, T/M 변위

영역 "A"



(c) 영역 "A" 의 상대 회전 변위

영역 "B"



(d) 영역 "B" 의 상대 회전 변위

Fig.15 차체 진동 발생 유/무 시점에서의 댐퍼 클러치 회전 변위 분석 결과

Fig.15 (C)의 결과에 의해 차체 진동이 발생하는 영역 “A”에서 댐퍼클러치 내부의 Cover Plate 와 Flange 가 서로 반대 위상으로 움직이고 있고, 이에 의해 엔진 C1 주기의 상대 변위가 발생하고 있음을 알 수 있다. 이는 댐퍼 클러치의 K1 스프링과 K2 스프링의 강성 차이가 너무 크기 때문에 1 차와 2 차 경계 영역에서 역위상이 발생하는 것으로 판단된다. Fig.15의 (d)에서는 Cover Plate 와 Flange 가 동기화 되어 회전하고 있으므로 차체 진동이 발생하지 않음을 알 수 있다.

이상의 결과에서 주행 중 차체 과다 진동이 발생하는 원인을 종합하면 엔진의 출력이 댐퍼클러치의 1 차와 2 차 영역 경계에 도달할 때 엔진 C1 주기의 진동이 댐퍼 클러치 내부에서 발생이 되고, 이 진동이 차량 구동계의 공진 주파수와 일치되는 영역에서 발생한다. 이 때 댐퍼 클러치는 작동 상태이며, 기어 변속에 의해 특정 차속에서 발생한다.

2.3.2 차체 과다 진동 개선

차체 과다 진동은 댐퍼 클러치의 1 차 영역과 2 차 영역의 경계에서 강성 차이가 큰 2 개의 스프링의 상호 작용에 의해 발생하므로 댐퍼 클러치의 1 차 영역이 엔진 출력 이상으로 설정될 경우 차체 진동은 발생되지 않게 된다. Fig.16 은 댐퍼클러치의 스프링 강성 증대 사양에 대한 차량 평가 결과이다.

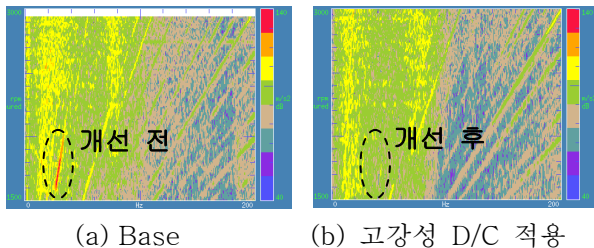


Fig.16 차체 과다 진동 개선 결과

Fig.16 에서 고강성 댐퍼 클러치 적용 시 엔진 1600rpm~1800rpm 대역의 차체 과다 진동이 개선되는 것을 확인하였다.

3. 결 론

이상에서 자동 변속기의 댐퍼 클러치에 의한 Input Shaft 의 내구 문제와 주행 중 차체 과다 진동에 대한 발생 원인 및 개선 결과를 살펴보았고, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 고출력 I4 디젤 엔진과 같이 엔진에서 큰 토크의 회전 변동량이 유입되는 자동 변속기의 경우,

엔진의 회전 진동을 흡수하는 댐퍼 클러치의 1 차 토크 영역은 엔진 출력 이상의 토크 용량과 적절한 Hysteresis 를 유지하여야 한다.

(2) 엔진에서 유입되는 회전 진동이 댐퍼 클러치를 통과할 경우 Input Shaft 의 비틀림 진동에 의하여 Input Shaft 연계 부품의 내구 파손이 일어날 수 있고, 이는 댐퍼 클러치의 비틀림 특성 최적화를 통해 개선될 수 있다.

(3) Input Shaft System 에서 발생하는 비틀림 진동의 공진 Peak 는 댐퍼 클러치의 Hysteresis 증대로 개선될 수 있으나, 스프링의 강성이 과도하게 큰 경우 Hysteresis 의 효과는 미미해 진다.

(4) 스프링의 강성 차이가 큰 댐퍼 클러치의 1 차와 2 차 경계 영역에 엔진 출력이 위치 할 경우 스프링의 상호 작용에 의해 엔진과 변속기의 회전 역위상에 의한 진동이 발생할 수 있고, 이 진동이 차량 구동계의 공진 주파수와 연성되어 차체에 과도한 진동으로 발생할 수 있다.

(5) 본 연구를 통하여 자동 변속기의 댐퍼 클러치에 대한 설계 가이드 및 튜닝 기술, 개선 방향 등을 익힐 수 있었으며, 향후 선진 외국 업체에 의존하지 않는 독자적인 개발 프로세스를 배양하는 계기가 되었다.

참 고 문 헌

1. Andrew Szadkowski, Edward Prange, Nagi G. Naganathan, “ Hysteresis effects on driveline torsional vibrations” , SAE 951293, 1995
2. Andrew Szadkowski, Ronald B. Morford, “ LTD - long travel damper” , SAE 2001-01-2806, 2001
3. Klaus Steinel, “ Clutch tuning to optimize noise and vibration behavior in trucks and buses” , SAE 2000-01-3292, 2000
4. G. Ercole, G. Mattiazzo, S. Mauro, M. Velardocchia, F. Amisano, G. Serra, “ Experimental methodologies to determine diaphragm spring clutch characteristic” , SAE 2000-01-1151, 2000