

토크 컨버터의 댐퍼 진동 특성

Vibration Analysis of Damper System in Torque Converter

박태준† · 김명식* · 장재덕* · 주인식*

Tae-Jun Park, Myung-Sik Kim, Jae-Duk Jang and In-Sik Joo

Key Words : Powertrain(파워트레인), Automatic Transmission(자동 변속기), Torque Converter(토크 컨버터), Damper System(댐퍼), Lock-Up Clutch(록업 클러치)

ABSTRACT

This paper presents a damper system design in torque converter to minimize the vibration in powertrain of automatic transmission vehicle. The lock-up clutch in torque converter makes engine and transmission connected directly. When the lock-up clutch is engaged the torque fluctuation of engine is attenuated by the damper system. This function decides the vehicle power-train dynamic characteristics. At first, the dynamic hysteresis effect with any self and surface to surface contact problems of the damper springs in the damper system for torque converter is analyzed by using FEM. It is shown that these simulation results have a good design reference to energy dissipation operating by damper system in torque converter. And, to calculate dynamic characteristics, the vehicle model is structured by using AMESim[®] that is a common use program. The vehicle model shows the frequency response of vehicle by changing the stiffness of damper spring, and these results lead the most suitable stiffness of spring. Also, new damper system is analyzed resonance frequency variation and is compared with prior damper.

1. 서 론

소비자의 차량에 대한 정숙성 및 안락감에 대한 요구는 갈수록 높아지고 있으며, 차량의 성능 및 내구성뿐만 아니라 진동, 소음과 같은 감성품질 또한 소비자의 구매 결정시 중요한 요소가 되고 있다.¹⁾ 그러나 소음 및 진동은 발생 원인과 전달 과정이 복합적인 양상을 띠기 때문에 그 원인 규명 및 보완이 어려운 실정이다. 또한 최근 연비 향상을 위한 차량의 경량화 및 동력 성능을 높이기 위한 엔진 출력 향상 등은 차량의 NVH(Noise, Vibration, Harshness)를 더욱 불리하게 만드는 요소들로 작용한다.²⁾

자동 변속기(Automatic Transmission, AT) 장착 차량의 경우, 차량의 연비 향상을 위해 토크 컨버터 내부에 록업 클러치(Lock-up clutch) 시스템을 장착하고 있다. 록업 클러치 시스템은 특정 운전조건에서 엔진과 자동 변속기 입력축을 직결시켜주는 역할을 하고 있다. 록업 클러치 작동시 엔진의 간헐 연소로 인한 불규칙한 토크 변동은 동력전달 계통의 내구성을 저하시키며, 운전자의 승차감을 불쾌하게 하기 때문에 록업 클러치에

댐퍼를 설치하여 엔진 변동 토크의 동력전달계통으로의 전달을 감소시키고 있다.

이에 여러 연구자들에 의해 댐퍼의 동특성 해석을 통해 진동 및 소음 문제를 해결하고자 하는 노력이 있었다.^{3~5)} 허나 이러한 연구들은 대부분 댐퍼 스프링의 강성 변화 또는 제어방식의 변경에 의한 진동 및 소음문제를 해결하고자 하였으며, 댐퍼 시스템의 동특성 해석을 통한 진동 및 소음 문제 해결에 대한 연구는 미미한 상태이다. 또한 대부분의 연구들이 주로 시험에 의존하여, 시험조건에 따른 댐퍼 내부의 동적 거동을 파악하기에는 많은 어려움이 있다.

따라서 본 연구에서는 댐퍼 내부의 동적 거동을 파악하기 위해서 유한 요소 해석을 통해 회전수 차이에 의한 댐퍼 시스템의 동적 히스테리시스 변화를 분석하였다.

또한 동력전달경로의 변경을 통해 비틀림 진동을 최소화하는 새로운 댐퍼를 장착한 록업 클러치 시스템, ADS (Advanced Damper System)을 제안하고, 차량 구동계의 비틀림 진동을 최소화하는 댐퍼 스프링의 강성 설계를 수행하였다. 이를 위해 스프링 강성 선정을 위한 최적의 식을 유도하였다. 또한 ADS 를 터빈 댐퍼 시스템⁶⁾ 및 기존 댐퍼 시스템⁶⁾과의 비교를 통해 성능을 평가하였다.

† 책임저자; 한국파워트레인㈜

E-mail : tjpark@kapec.com

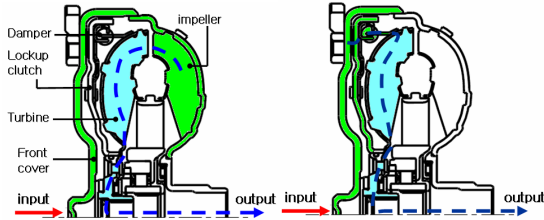
Tel : (053) 260-3034, Fax : (053) 281-3002

* 한국파워트레인㈜

2. 동적 히스테리시스⁷⁾

2.1 토크 컨버터 록업 클러치 댐퍼

자동 변속기용 토크 컨버터의 작동 상태는 동력 전달 경로에 따라 유체 작동영역과 록업 클러치 작동영역으로 나누어 고려할 수 있다. Fig. 1은 일반적인 토크 컨버터의 동력 전달 경로를 나타낸 것이다. Fig.1에 나타낸 것과 같이 록업 클러치가 해제된 유체 작동영역에서 엔진의 동력은 프론트 커버, 임펠러, 자동 변속기오일(Auto Transmission Fluid, ATF), 터빈, 변속기 입력축 순으로 전달되며, 록업 클러치 작동영역에서는 프론트커버, 록업 클러치(마찰재, 피스톤), 댐퍼, 터빈, 변속기 입력축 순으로 전달된다.



(a) Lock-up off (b) Lock-up on
Fig. 1 Power Flow in Torque Converter

토크 컨버터에 사용되는 록업 클러치의 댐퍼는 Fig. 2에 나타낸 것과 같이 공진 회전수를 임계치 아래로 이동시켜 진동을 억제하기 위한 1 단 특성과 최대 토크를 고려한 2 단 특성으로 설계되어 있다. 이러한 설계를 바탕으로 댐퍼는 록업 클러치 작동시 발생하는 충격을 완화시켜 주며, 엔진에서 발생하는 불규칙한 토크 변동으로부터 동력전달시스템을 안정화시킨다.

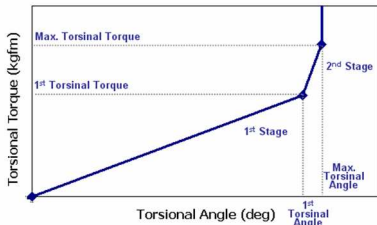


Fig. 2 Torsional Characteristics of Damper

2.2 유한 요소 해석 모델링

상기한 토크 컨버터의 댐퍼 시스템의 거동을 유한요소 해석을 위해 간략하게 나타내면 Fig. 3과 같이 된다.

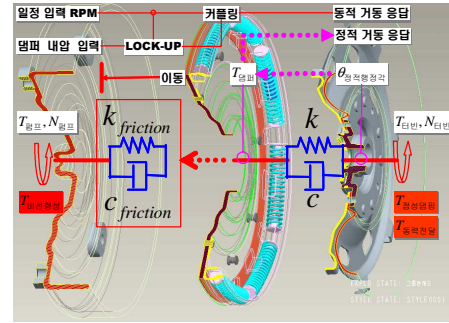


Fig. 3 Dynamic Behavior of Damper System

Fig. 3에 나타낸 바와 같이 댐퍼 장치의 동적 및 정적 거동 응답은 속도비, 스프링 강성, 마찰계수를 입력 변수로서 시뮬레이션 할 수 있다.

본 연구에서 사용한 유한요소 모델은 입력 측에 해당하는 프론트 커버와 출력 측에 터빈 허브 그리고 분석 대상인 록업 클러치 및 댐퍼를 제외한 나머지 모델은 해석에서 제외하였다.

모든 모델은 축 대칭 모델이나 스프링이 축을 기준으로 비틀림 댐핑 기능을 하므로 드리븐 플레이트와 드라이브 플레이트 사이에 위상 차이로 인해 축 대칭 문제로 해석을 할 수 없으므로 전체 모델 해석을 수행 하였으며, 따라서 해석시간 단축을 위해 해석모델을 단순화하고 메쉬 사이즈를 최적 조건으로 설정하였다.

요소 타입은 프론트 커버, 피스톤 등과 같은 플레이트 타입의 경우 브릭 및 테트라 헤드랄 요소를, 스프링의 경우 웨지(Wedge) 요소를 사용하였다.

본 연구에서 사용한 접촉 경계 조건은

*CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE 와

*CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE 두 개의 카드를 사용하였다.

댐퍼와 같이 마찰에 대한 영향이 많은 경우 시스템 전체에 마찰계수 값을 부여 하는 것이 효과적이며, 정적 마찰계수와 동적 마찰계 값은 *CONTROL_CONTACT에서 부여하였다.

한편, 일반 경계 조건으로 DOF(Degree of Freedom) 조건은 SPC(Single Point Constraint)로, 요소 조건은 각각 'RIGID BODY', 'WELD' 및 'JOINT'로 부여하였으며, 강제 구속 운동(Prescribed Motion)을 선택하였다.

강제 구속 운동 시 초기 조건에서는 입력 측과 출력 측의 초기 각속도를 부여하였으나, 관성 효과를 배제한 일정한 각속도를 고려하여 해석을 수행 할 시에는 초기 각속도 대신에 강제 각속도를

입력 측과 출력 측에 부여를 함으로써 댐퍼 내의 거동응답을 나타내도록 하였다.

따라서, 파트 및 파트 셋에 X 방향 각속도 값을 상대 rpm 별로 각각 입력하고 ‘PRESCRIBED MOTION RIGID’ 에서 하중 커브로 각속도를 부여하는데, 본 연구에서 적용한 입, 출력 회전 조건은 Table 1 와 같다.

또한, 해석에 적용된 물성은 스프링 및 스프링 시트의 경우 *MAT_ELASTIC 으로 적용하였으며, 그 외 부품에 대해서는 *MAT_RIGID 로 하였다.

Table 1 Rotating Condition

입력측 rpm	출력측 rpm	Δ rpm
1,000	850	150
	900	100

*CONTROL_TERMINATION 을 이용하여 해석시간을 각각 Δ rpm 이 150 인 경우에는 56msec 를 100 인 경우에는 77msec 를 부여하였는데, 이는 rpm 별 각속도에 따른 댐퍼의 비틀림 구간 동안에 걸리는 시간을 계산한 것이다.

또한, *CONTROL_TIMESTEP 에서는 타임스텝 제어를 수행하였다. 해석 신뢰성 확보 및 해석 시간 단축을 위해서는 최적의 타임 스텝을 제어 가 필요한데, 해석 시간 단축을 위해 우선적으로 최소 타임스텝 한계 값 즉, TSSFAC 값을 음(Negative)의 값으로 입력하였다.

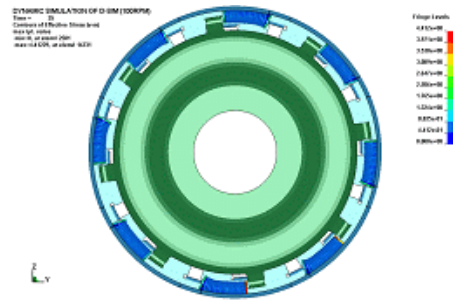
그리고, 해석결과 값을 각 요소 별로 제어하기 위해 *CONTROL_TERMINATION 에서 지정한 시간을 기준으로 *DATABASE_CONTROL 카드에서의 수행 시간을 지정하여 그 출력 값을 제어하였다.

2.3 해석결과

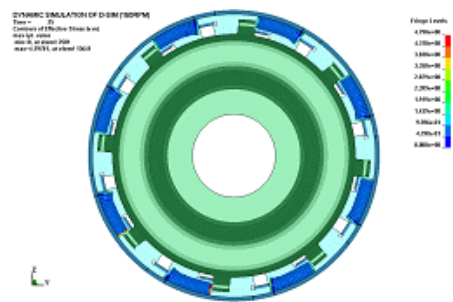
엔진 측 회전수가 1,000rpm 인 조건에서 Δ rpm 이 각각 100, 150rpm 인 경우에 대한 변형형상 및 응력 분포 결과를 Fig. 4 에 나타내었다.

해석결과에서 보는 바와 같이 설계 최대 행정 각인 18° 지점까지 도달되는 시간은 Δ rpm 이 150rpm 인 경우가 짧게 나타나는데, 이는 회전수 차이에 따른 영향보다는 해석 수행 시간이 상대적으로 작기 때문인 것으로 예측된다.

해석을 통해 얻어진 모멘트 변화를 이용하여, 스프링 강성계수, 입력 측 초기 토크 및 이론적 계수치의 가중치를 고려한 동적 비틀림 특성 커브를 Fig. 5 에 나타내었다.



a) Time=35msec at Δ rpm =100rpm



b) Time=25msec at Δ rpm =150rpm

Fig. 4 Displacement Time at 1,000rpm

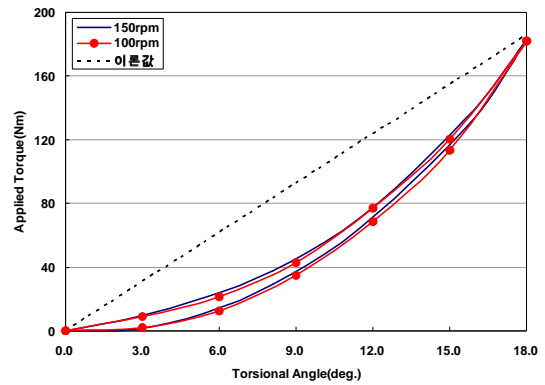


Fig. 5 Dynamic Hysteresis at 1,000rpm

Fig. 5 에 나타낸 바와 같이 동적 히스테리시스 크기는 대략 10Nm 정도이며, Δ rpm 차이에 따른 히스테리시스 비교 결과, 회전수 차이에 대한 영향은 거의 없는 것으로 나타났다. 이는 동적 히스테리시스가 스프링 거동 시 대부분 마찰에 기인되는데, 본 해석 조건에서는 시스템의 최대 회전수가 동일하므로 마찰손실의 차이가 미비하기 때문인 것으로 판단된다.

또한, 마찰손실을 전혀 고려하지 않는 이론 값과 비교할 때 작동점과 복귀점 사이에서 스프링 흡수 토크의 차이가 크게 나타나는데, 이 크기가 댐퍼 시스템 전체의 마찰에너지 손실 부분에 해당

된다.

작동 각도 별 마찰 손실의 크기는 Fig. 6 에 상세히 나타내었으며, 이 부분을 최대한 줄일 수 있는 방법이 바로 댐퍼 시스템의 최적 설계 영역이 된다.

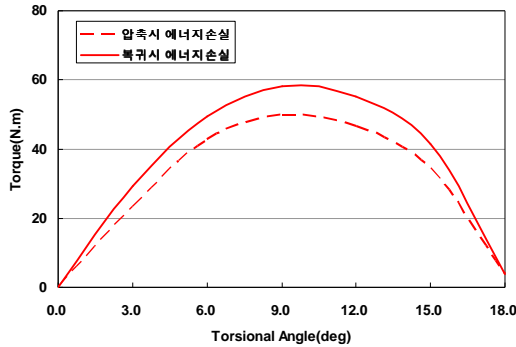


Fig.6 Energy Loss for Friction

3. Advanced Damper System⁸⁾

3.1 Advanced Damper System

2 장에서 기술한 동적 히스테리시스 분석을 통한 댐퍼시스템의 진동특성 분석은 기존의 댐퍼시스템을 유지한 채 스프링 등 동적 히스테리시스만을 변경시키는 방법으로 진동 특성 기존의 댐퍼시스템에서의 진동 특성을 분석하였다. 허나 이러한 방법은 기존의 시스템을 유지한 상태에서 문제점을 개선할 경우에 유용한 방안이다. 이와 더불어 댐퍼의 진동특성을 개선할 수 있는 방안으로 새로운 댐퍼 시스템 설계를 통해 진동 특성을 개선할 수 있다.

이러한 댐퍼 시스템을 변경하는 방법을 통해 댐퍼의 진동특성을 개선하고자, 선행 연구⁶⁾에서는 파워트레인모델의 자유도를 낮추며, 엔진 운전 영역내의 공진점을 제거하거나, 크기를 줄일 수 있는 댐퍼시스템인 터빈 댐퍼(turbine damper)를 제안하였으나, 선행연구의 결과에서도 알 수 있듯이 터빈에서는 자유도의 제거가 나타났으나, 최종 디퍼렌셜 휠(differential wheel)에서는 그 효과를 볼 수 없었으며, 공진점 크기 또한 그 차이가 미비하였다. 이에 본 연구에서는 비록 전체 시스템의 자유도 상승이 있더라도 엔진 운전 영역내에서는 공진점을 없애거나, 공진점 크기를 줄일 수 있는 댐퍼 시스템인 ADS 를 제안한다.

Fig. 7 은 기존의 록업 클러치 댐퍼와 터빈 댐퍼 및 본 연구에서 제안한 ADS 를 포함하는 토크 컨버터의 레이아웃이다. 또한 Fig. 8 에는 이들 시

스템의 간략화된 파워트레인 모델을 나타내었다. 여기서 \rightarrow 는 록업 클러치가 직결되지 않은 상태(Lock-up off)의 동력흐름방향이며, \rightarrow 는 록업 클러치가 직결된 상태(Lock-up on)의 동력흐름을 나타내었다.

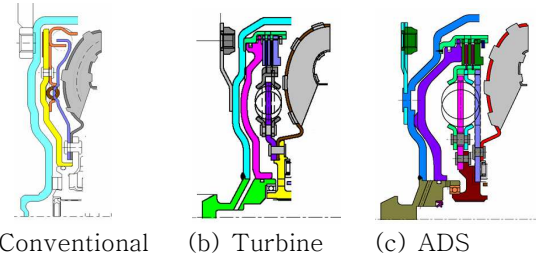


Fig. 7 Torque Converter Layout of Each Damper System

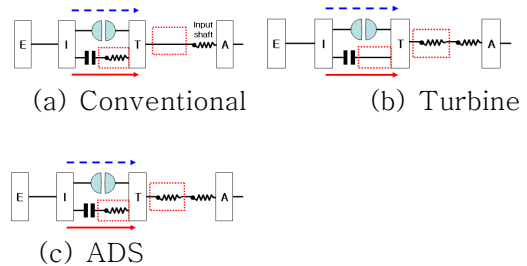


Fig. 8 Schematics of Damper System
(E : Engine, I : Impeller, T : Turbine, A : AT part, : Torque Converter, : Lock-up Clutch)

3.2 댐퍼시스템의 동특성 해석

Fig. 9 는 AMESim[®]을 이용하여 구성한 13 자유도계의 차량 모델을 보여주고 있다.

본 연구의 모델링 대상은 8 속 자동 변속기를 적용한 후륜 차량에 대한 것으로 엔진 토크 곡선, 토크 컨버터 유체성능(토크비, 토크용량계수) 곡선, 변속패턴, 변속 기어비 등의 기본 제원을 포함하고 있다.

Fig. 10 은 선행연구의 결과⁶⁾에 따라 스프링 강성을 35Nm/deg 로 하여 수행한 ADS 시스템의 시뮬레이션을 주파수 응답기법 (Frequency Response Function)으로 분석한 결과를 나타낸 것이다.

Fig. 10 에 나타낸 것과 같이 ADS 는 45Hz 부근에 새로이 생성된 공진점이 나타나며, 이 공진점은 스프링 강성의 변화를 통해 엔진 운전 영역 40~250Hz(800~5,000rpm, 6 기통엔진기준)이하로 회피할 필요가 있다.

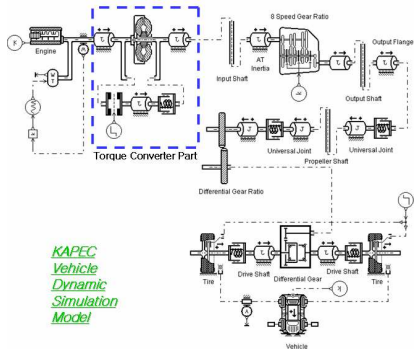


Fig. 9 Vehicle Dynamic

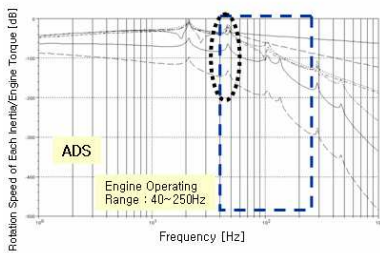


Fig. 10 FRF results of ADS
(Spring Stiff. = 35Nm/deg)

ADS의 경우 기존 댐퍼나 터빈 댐퍼와는 다르게 2개의 스프링 조합으로 구성되어 있으므로, 선행연구에서와 같이 시행착오(try & error)에 의해 스프링 강성을 구하기에는 많은 어려움이 있다. 따라서 본 연구에서는 회귀분석을 이용하여 스프링 강성 값을 구하였다.

스프링 강성 35Nm/deg를 기준으로 상하 50%의 값으로 변화시켜 총 9회의 시뮬레이션을 행하였다. 시뮬레이션 결과, 스프링 강성에 따른 공진점 1, 2 값을 얻었으며, 이를 이용하여 회귀분석을 행하였다. 공진점 1과 공진점 2에 대한 회귀방정식은 식 (1)와 같이 된다. 식(1)를 이용하여 공진점 2의 주파수 35Hz에서의 스프링 강성을 구하였다. Table 2에 나타난 것과 같이 회귀식에 의한 예측값과 시뮬레이션 결과값이 잘 일치함을 알 수 있다.

$$\begin{aligned}
 \text{Modal \#1} &= 0.26640 * TS_1 - 0.00243 * TS_1^2 + 0.15576 * TS_2 \\
 &\quad - 0.00226 * TS_2^2 + 0.00366 * TS_1 * TS_2 + 7.76288 \\
 \text{Modal \#2} &= 0.40622 * TS_1 + 0.00038 * TS_1^2 + 0.65011 * TS_2 \\
 &\quad - 0.00214 * TS_2^2 - 0.00428 * TS_1 * TS_2 + 17.99170 \\
 TS_1 &: \text{Torsional Spring \#1}, TS_2 : \text{Torsional Spring \#2}
 \end{aligned} \quad (1)$$

새로운 스프링 강성을 적용하여 ADS에 대해 주파수 응답 분석을 행한 결과 Fig. 11에 나타난 것과 같이 Fig. 10의 엔진 운전 영역에서의 공진

점(45Hz)이 엔진 운전 영역밖(35Hz)으로 이동한 것을 볼 수 있다.

Table 2 Prediction Modal #1, #2

TS ₁	TS ₂	Modal #1	Modal #2	
18	18	13.96	35.04	Prediction
		15.37	34.90	Simulation
Error		10.1%	0.4%	

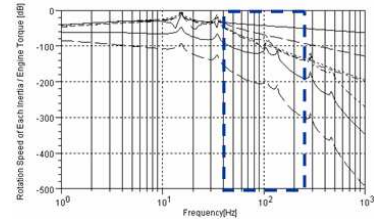
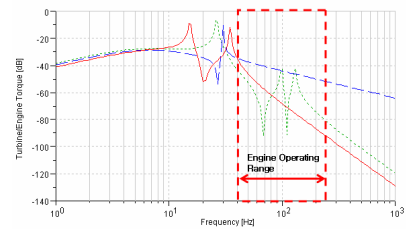
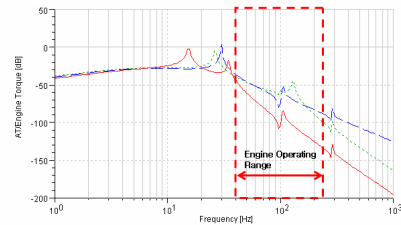


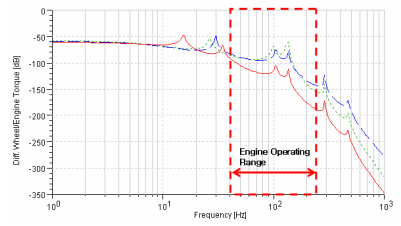
Fig. 11 FRF Result of ADS
(TS₁, TS₂ = 18Nm/deg)



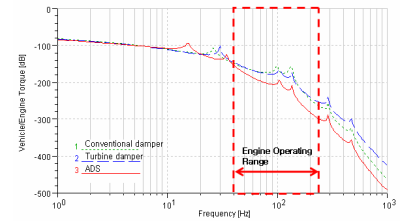
(a) Turbine



(b) Auto Transmission



(c) Differential Wheel



(d) Vehicle

Fig. 12 The Comparison with Conventional Damper, Turbine Damper and ADS FRF Results

댐퍼 시스템의 주파수 응답 특성을 자세히 살펴보면 다음과 같다.

Fig. 12 은 기존 댐퍼 시스템과 터빈 댐퍼 시스템, ADS 각각의 엔진 토크 변동에 대한 각 관성 모멘트의 회전속도 변화를 주파수 응답기법으로 분석한 시뮬레이션 결과이다.

터빈 댐퍼의 경우 Fig. 12 (a)에 나타난 것과 같이 터빈에서의 공진점을 제거하기는 하나, 공진점 외의 지점에서는 그 값이 기존 댐퍼 시스템에 비해 크게 나온다. 또한 디퍼렌셜 휠이나 차량에서의 공진점 크기는 매우 작은 차이만을 보이고 있다. 또한 일정 주파수 이상(약 180Hz)에서는 오히려 기존 댐퍼보다 높은 값들을 보이고 있다. 따라서 터빈 댐퍼 시스템 적용에는 많은 제약이 발생하게 된다.

이에 비해 ADS 의 경우 엔진 운전 영역 전체에서 기존 댐퍼 시스템뿐만 아니라 터빈 댐퍼보다 낮은 공진점 크기를 보이고 있다. 또한 공진점 이외의 지점에서도 다른 시스템들에 비해 매우 낮은 값들을 보이고 있다. 특히 실제 진동을 느끼는 부분인 디퍼렌셜 휠이나 차량에서의 주파수 응답특성의 경우 기존 댐퍼와 터빈 댐퍼가 비슷한 특성을 보이는데 비해, ADS 의 경우 매우 낮은 공진점 크기를 보여준다.

4. 결 론

본 연구에서는 토크 컨버터의 댐퍼 진동 특성 해석을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 유한 요소법을 통해 댐퍼 시스템의 동적 거동 분석을 행하였으며, 이를 통해 댐퍼의 동적 히스테리시스를 예측할 수 있었다.

2) 동적 히스테리시스 해석을 통해 마찰손실을 전혀 고려하지 않는 이론 값과 해석결과를 비교할 때 작동점과 복귀점 사이에서 스프링 흡수 토크의 차이가 크게 나타나며, 이 크기는 댐퍼 시스템 전체의 마찰에너지 손실 부분에 해당됨을 알 수 있었다.

3) 새로운 록업 클러치 댐퍼시스템인 ADS (Advanced Damper System)을 제안하였으며, 이 시스템의 동특성 해석을 위해 상용 동역학 시뮬레이션 프로그램인 AMESim[®]을 이용하여 자동 변속기가 장착된 차량의 모델링을 실시하였다

4) 차량의 모델링을 이용하여 주파수 응답분석을 통해 엔진 운전 영역내에 포함되어 있는 공진점을 예측할 수 있었다. 예측된 공진점을 토크 컨

버터 댐퍼 스프링의 강성 변경을 통해 일부 회피할 수 있었다.

5) ADS 는 주파수 응답 분석결과 기존의 댐퍼 시스템 및 터빈 댐퍼 시스템에 비해 공진점의 크기도 낮게 나오며, 그 외 지점에서도 매우 낮은 값을 나타낸다.

6) 동적 히스테리시스 분석 및 차량 모델링을 통한 주파수 응답 분석 기법을 이용할 경우 토크 컨버터 및 차량의 진동 특성을 개선할 수 있음을 알게 되었다.

참고문헌

(1) Olivier Hayat, Michel Lebrun, and Emmanuel Domingures, 2003, "Powertrain Drivability Evaluation : Analysis and Simplification of Dynamic Model", SAE, 2003-01-1328

(2) 김기세, 1998, "모듈형 진동 해석시스템을 이용한 차량 구동계 비틀림진동에 관한 연구", 전남대학교, 박사학위 논문, pp. 3~4.

(3) 김기우, 장재덕, 2002, "토크컨버터 록업 클러치 댐퍼의 비틀림 진동 해석", 춘계학술대회 논문집, 한국자동차공학회, pp. 819~824.

(4) 문진성, 권기억, 조성욱, 이규봉, 홍종해, "비선형 스프링을 이용한 토크 컨버터 록업 스프링의 해석", 춘계학술대회 논문집, 한국자동차공학회, pp. 862~867, 2002.

(5) 김기우, 장재덕, 1999, "자동 변속기 클러치 제어압의 안정성 개선", 추계학술대회 논문집, 한국자동차공학회, pp. 731~735.

(6) 박은철, 송재훈, 장재덕, 주인식, 2006, "토크컨버터 록업 클러치의 댐퍼 설계를 통한 동특성 해석", 춘계학술대회 논문집, 한국자동차공학회, pp. 820~824.

(7) 김명식, 장인기, 장재덕, 주인식, 2007, "유한 요소 해석을 이용한 댐퍼시스템 동적 시뮬레이션기법 개발", 정기학술발표회, 한국 CAD/CAM 학회.

(8) 박태준, 박은철, 송재훈, 장재덕, 주인식, 2006, "Advanced Damper System 의 동특성 해석", 추계학술대회 논문집, 한국자동차공학회.