

# 소형버스 구동계 Clonk 소음 원인규명 및 대책고찰

## An Investigation into Driveline Clonk Noise of Midi - Bus

이 태 훈<sup>†</sup> · 안 상 도\* · 김 유 겸\*

Lee, Tae Hoon Ahn, Sang Do Kim, Yu Kyeom

**Key Words** : Midi-Bus, Clonk Noise, Torsional Vibration, Wavelet Analysis, Lash Analysis, Time Domain TPA, 1-D Simulation

### ABSTRACT

This paper presents an investigation into driveline clonk noise of midi-bus. Test was performed for operational acceleration and pressure, torsional vibration of driveline and FRF to TPA. Wavelet analysis was used to study spectral-time characteristics to all measurement data and specially for torsional vibration, lash analysis was carried out. To investigate the path of the clonk in detail, time domain TPA was introduced. With time domain TPA, the contribution of each path for the clonk was estimated by both subjectively and objectively. As a result, Transmission mount part was came to light as the main contributor of issued clonk. This was verified by reinforcing the bracket of transmission side. And 1D torsional nvh performance simulation model was built with measured torsional vibration. The simulation tool was used for prediction of some clonk behavior in tip in-out transient condition.

### 1. 서 론

카운티는 상용형 소형버스로서 그 용도가 전적으로 승객 수송에 있기 때문에 차량실내 전 부분에 걸쳐 안락함과 정숙성이 담보되어야 한다. 최근 10년간 상용차급 차량에 대해서도 소음진동 성능에 대한 관심과 개선요구가 급증하고 있다. 이는 소득수준 등이 향상됨에 따라 상용형 차량을 운전하는 운전자나 승객들이 본인의 개인용 승용차를 보유하며 직접 사용하고 있고, 종종 대중교통 또는 임시 교통수단으로 상용차를 이용하면서 자신의 승용차와 소음진동 성능 등을 비교하는 습관이 대중화 되어가고 있기 때문인 것으로 보인다. 이에 발맞추어 상용차부문 NVH 성능개발도 꾸준히 개선 되어가고 있으며, 이는 정기적 배기규제 대응과 맞물려 단계별로 진행되고 있다.

카운티는 3.9 리터급 160 마력의 엔진을 탑재한 약 22 인의 승객을 태울 수 있는 시내셔틀 또는 근거리 관광용 차량으로 사용되는 소형버스이며, 프론트 엔진-리어 구동 타입의 2-Piece 프로펠러 샤프트가 장착된 전형적인 후륜구동 버스이다.

카운티는 10EM 을 대응하면서 일반적인 실내소음 수준은 국내의 고객이 만족할 수 있는 수준으로 개발되었다. 그러나 악셀페달 Off 시와 같은 과도응답조건 하부이음, 즉 Tip In-Out 시 Clonk 소음 등은 상용차 특성상 필드 고객차원에서 그다지 문제로 여기지 않을 것이라는 AQL 판단에 의해 완벽한 수준까지는 개발되지 못한 것이 사실이다.



**Fig. 1** HMC County Bus

카운티는 10EM 을 대응하면서 일반적인 실내소

† 정희원, 현대자동차 상용시험연구원

E-mail : caplee@hyundai.com

Tel :031-368-6154 , Fax :031-368-6149

\* 현대자동차 상용시험연구원

음 수준은 국내외 고객이 만족할 수 있는 수준으로 개발되었다. 그러나 악셀페달 Off 시와 같은 과도응답조건인 Tip In-Out 시 Clonk 소음 등은 상용차 특성상 필드 고객차원에서 그다지 문제로 여기지 않을 것이라는 AQL 판단에 의해 완벽한 수준까지는 개발되지 못한 것이 사실이다. 또한 여기에는 개발 당시 개선하기 까다로운 기술적 한계도 있었고, 그 원인은 전체 구동계에 대한 비틀림 거동 조사경험과 과도응답진동의 전달경로 파악 기술이 부족했기 때문인 것으로 생각된다. 이러한 점을 극복하고 향후 고객을 리드하는 품질확보를 위해서 상용차 부문에서도 Clonk 와 같은 과도응답 NVH 문제에 대한 추가적인 연구와 고찰이 필요하게 되었다.

본 연구는 소형버스에서 발생하는 Tip In-Tip Out 시 Clonk 소음에 대한 정확한 원인조사와 대책에 대한 고찰로서, 전체 차량진동과 구동계 비틀림 진동 시험 및 전달경로 해석, 그리고 그 시험결과를 토대로 구축된 1-D 시뮬레이션 모델에 대한 검증과 파라미터 Study 를 목적으로 한다. 본 연구를 통해 향후 상용차의 과도진동 NVH 문제 접근과 대책 수립 프로세스에 많은 도움이 되리라 사료된다.

## 2. 본 론

### 2.1 카운티 Clonk 현상

차량성능이 나아짐에 따라 고객들은 고출력의 파워트레인과 그것에 부합하는 스포티감 및 민첩한 차량반응, 즉 빠른응답을 요구한다. 이러한 필드의 요구들은 차량 구동계 각 이음부에 강한 충격력을 가져오게 되며 이는 곧바로 과도응답 진동문제로 이어진다. 더 나아가 환경문제 대응의 일환으로 꾸준히 추진되고 있는 EM 규제에 파워트레인은 더욱 더 고출력-고토크의 방향으로 가고 있어 과도응답 시의 진동 가진력은 더 한층 커지는 경향으로 기술고 있다.

이러한 환경에서 기존 W 엔진 기반으로 양산중이던 카운티 버스가 고출력화 신엔진(F 엔진) 탑재와 EM 대응 등으로 인해 엔진토크가 상승하였고 이는 과도응답조건인 Tip In-Tip Out 시 구동계 부문 이음(Clonk 소음)을 발생시켰다.

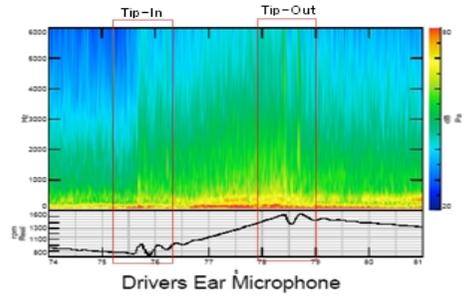


Fig. 2 County Bus Tip In-Out Clonk

그림 2에서 알 수 있듯이 카운티의 Clonk 소음은 2 단과 3 단 상태, 약 1300rpm 부터 Tip In 하여 1600rpm 도달 후 Tip Out 할 시, 약 3 번 발생하는 과도응답성 소음으로 나타나며, “텅” 하는 청감으로 귀에 들리는 소음이다. 주파수 범위는 58~4000 Hz 의 광대역 소음임을 알 수 있다.

### 2.2 Clonk 원인조사

카운티에서 발생하는 Clonk 의 원인과 전달경로를 찾기 위해 과도응답 주행평가 및 OVA(Operational Vibration Analysis)시험, 전체 구동계 비틀림 진동 거동조사, TPA(Transfer Path Analysis) 등을 실시하였다.

#### 2.2.1 Clonk 주행평가 및 Wavelet Analysis

카운티는 전형적인 Front Engine Rear Drive 형의 버스이다. 그림 3 과 같이 엔진과 트랜스미션, Propeller Shaft 및 액슬이 인라인상에 정렬되어 있고, 4 점 엔진마운트로 파워트레인을 지지한다.



Fig. 3 County Bus Driveline Layout

먼저, 과도응답 조건인 Tip In, Tip Out 시 차량의 진동 및 음압관계 그리고 전체 구동계의 비틀림 거동을 살펴보았다.

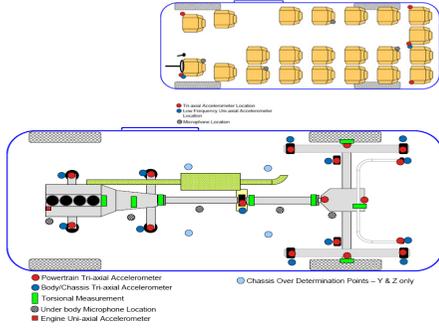


Fig. 4 Measurement Layout

측정점은 그림 4 와 같이 실내음압 5 지점, 실내 Floor 3 축 가속도 6 지점(전후방향 저주파 1 축 가속도 2 곳 포함), 파워트레인 3 축 가속도 18 지점, 바디/샤시부 3 축 가속도 13 지점, 구동계 근접음 5 지점, 비틀림 진동 8 지점, 엔진 1 축가속도 1 지점 등 총 56 지점의 신호를 계속하였다. 각 계측신호는 각각 Wavelet 기반 주파수분석과 OVA(Operational Vibration Analysis), TPA(Transfer Path Analysis), Torsional Vibration Analysis 에 이용하였다. 또한 각 3 축 가속도 신호는 TPA 에 필요한 FRF 기준점으로 동시에 활용하였다. Operating Data 는 과도응답신호의 특성을 자세히 살필 수 있는 Wavelet Analysis 를 수행하였다. 이는 그림 5 와 같이 기존 Spectral Processing 대비 과도신호의 주파수특성을 뚜렷하게 파악하는데 도움이 되기 때문이다.

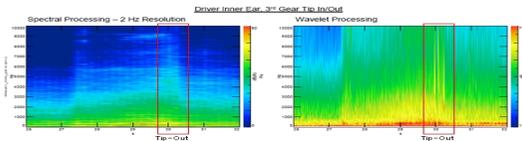


Fig. 5 Spectral vs Wavelet Analysis

Wavelet 분석을 통해 실내음압과 각부 진동가속도를 자세히 살필 결과, 그림 5 에 나타난 바와 같이 Tip In 보다는 Tip Out 시 Clonk 가 크게 나타났으며, 특히 그림 6 왼쪽 그림에서 알 수 있듯이 Tip Out 상태에서 실내음압에 반영된 3 개의 Peak 중 첫 번째 Peak 는 토크역전이 없는 이음으로서 진동가속도 신호에서는 나타나지 않았으며, 세부 분석결과, 이는 악셀페달이음이 반영된 Peak 로 판명되었다, 그러나 나머지 2 번째와 3 번째 Peak 는 구동계 과

도변환시 토크역전과 함께 나타나는 순수한 Clonk 소음임을 알 수 있었다.

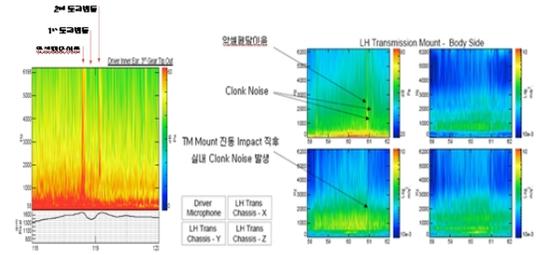


Fig. 6 Clonk Characteristics

그림 6 의 오른쪽 그림에서는 실내음압신호에 나타나는 Clonk 소음성분은 TM 마운트부에서 측정된 진동가속도 성분이 발생한 직후에 나타났음을 알 수 있다. 이는 TM 마운트부의 강한 충격이 실내 Clonk 소음과 연관되었다는 증거가 된다. 또한 하부 근접음을 Wavelet 으로 면밀히 살펴본 결과 차량 Front 쪽으로 강한 1 차 토크역전에 따른 충격소음이 나타남을 알 수 있었다. 카운티 Clonk 는 Tip Out 시 1 차 토크역전상태에서 가장 두드러지게 나타난다.

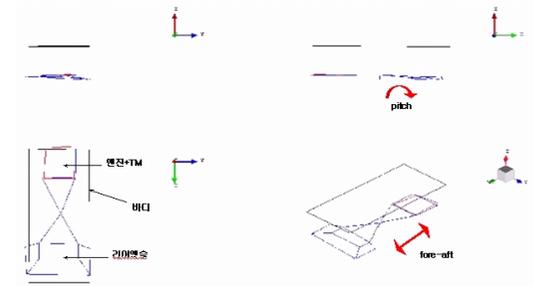


Fig. 7 Tip In /Out ODS Result

그리고 차량 후미 액슬부쪽의 가속도 및 근접음 신호에서도 Clonk 성분은 존재하나 전방부보다는 상대적으로 적은 Peak 가 나타났다.

그리고 Tip Out 시 차량거동을 OVA 를 통해 살펴본 결과 그림 7 에서와 같이 전형적인 Clonk 거동인 구동계의 fore-aft 모드와 pitch 모드가 주요한 모드임을 확인할 수 있었다.

Wavelet 분석을 통해 각 측정점에 대한 주행 Data 기여도에 대해 세부 분석한 결과를 그림 8 에 도식화 하였다.

Path	Clonk Present		
	x	y	z
RH Engine Mount			
LH Engine Mount			
RH Transmission Mount			
LH Transmission Mount			
Centre Bearing Attachment			
RH Spring Front Mount			
RH Spring Rear Mount			
LH Spring Front Mount			
LH Spring Rear Mount			
RH Damper Attachment			
LH Damper Attachment			
RH ARB Attachment			
LH ARB Attachment			
Transmission Microphone			
Front Prop Shaft Microphone			
Rear Prop Shaft Microphone			
Axle Microphone			

Fig. 8 Clonk Contribution by Wavelet

그림 8 은 TM Mount 부와 Center Bearing Mount 부가 Clonk 를 유발하는 주요인자가 되는 지점이라는 것을 보여주며, 특히 Clonk 의 특성상 차량 전후방향의 인자들이 영향을 크게 주고 있음을 알 수 있다.

### 2.1.2 구동계 Torsional Analysis

Clonk 와 같은 구동계 과도조건 진동소음 문제는 구동계 비틀림진동 거동이 주 가진원으로 작용한다. 따라서 Clonk 의 원인규명에 있어 전체 구동계의 비틀림진동을 살피는 것이 무엇보다도 중요한 일이다. 카운티 구동계 비틀림진동 거동을 자세히 조사하기 위해 측정 가능한 구동계 이음부에 대한 비틀림 진동을 계측하였다. 이를 위해 그림 9 와 같이 총 8 지점에 대해 Magnetic Pulse Sensor 를 부착하였고, Fuction 을 이용하여 각속도와 각가속도를 구하였다.

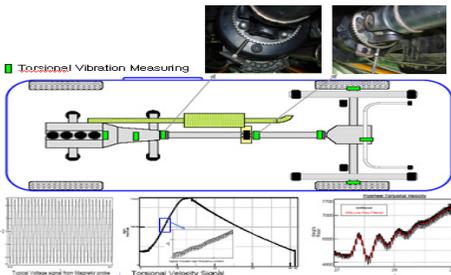


Fig. 9 Torsional Vibration Measurement

이 신호를 바탕으로 각 이음부의 기어비와 LMS Test.lab 내 Tacho Pulse to Angle 비틀림진동 측정시 고속 회전수 상태에서도 관심주파수에 대한 충분한 Resolution 을 확보하기 위해 Laser 와 같은 비접촉식 센서를 피하고, 그림 상단과 같이

Tooth Ring 을 제작하여 비틀림 신호를 얻었다. Pulse 형태로 얻어진 신호는 RPM 신호로 변환하여 미분함으로서 각속도와 각가속도를 얻게 되며, 이를 적절히 (카운티 : 약 10Hz Low-Pass Filter) Filtering 함으로서 폭발성분을 배제한 상태에서 Lash Analysis 를 할 수 있다.

측정된 비틀림신호를 이용하여 Wavelet 기반 엔진회전수-주파수 분석을 수행한 결과가 그림 10 에 나타나 있다. Tip Out 상태 1 차 토크 역전시 TM Counter Shaft 부와 액슬 Diff. Crown Wheel 부에서 강한 충격이 발생함을 볼 수 있다.

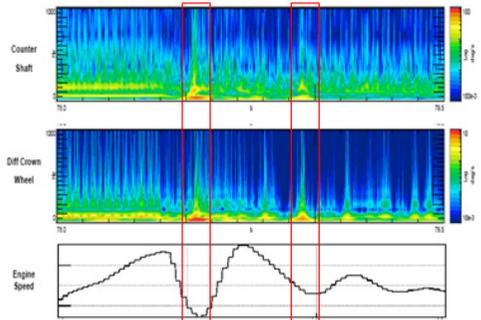


Fig. 10 Wavelet Analysis for Torsional Vib.

또한 각 이음부 및 기어 Set 간 백래시 크기를 정량적으로 파악하기 위해 각속도 신호를 이용한 Lash Analysis 를 수행할 수 있다. 그림 11 은 Tip In 시 비틀림 진동 측정부 8 지점에 대한 각속도 신호이며 고주파가 Filter 된 모습이다.

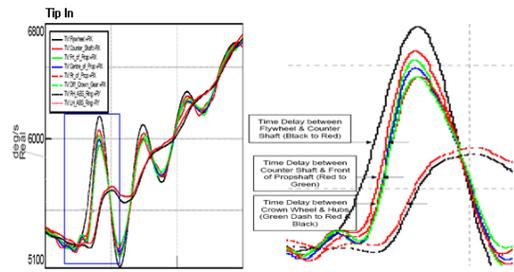


Fig.11 Time Delay & Backlash

그림 11 의 Tip In 순간을 오른쪽과 같이 크게 확대하여 보면 각 신호간 Time Delay 를 뚜렷하게 확인할 수 있게 된다. Flywheel 과 Counter shaft 간 Time Delay 는 Clutch Spring 의 특성이며,

Counter shaft 와 Front Prop shaft 간 Time Delay 는 미션 내부의 Total Backlash 이고, Differential crown gear 와 Wheel hubs 간 Time Delay 는 고토크가 가해지는 halfshaft 의 Wind up 에 의한 영향으로 그림에서 보듯이 그 간극이 상대적으로 가장 크다는 것을 알 수 있다. 각 Time Delay 의 크기는 곧 해당부분의 백래시와 Wind Up 의 크기로 귀결되며, 이 간극을 이용하여 구한 액슬 Halfshaft 의 Wind Up 크기는 7.6 deg 로 계산되었다.

한편 Tip In Out 과도 가진시 구동계에 대한 비틀림 거동에 대한 시각적 고찰을 위해 이미 측정된 비틀림 신호를 이용하여 그림 12 와 같이 비틀림 OVA(Torsional OVA)를 수행할 수 있다.

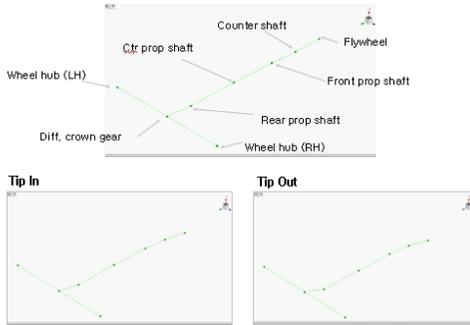


Fig. 12 Torsional Vib. OVA

이는 기존신호를 100Hz 이하로 Resampling 하여 얻은 결과로서 회전변위를 병진변위로 변환하여 시각화 하였다. Tip Out 시 Flywheel 과 Counter 사이, 그리고 Rear Prop shaft 와 Diff. crown gear 사이의 상대 비틀림 변위가 크게 나타나는 것으로 파악된다.

본 시험에서 얻은 비틀림진동 모든 데이터는 추후 1D-시뮬레이션 모델구축을 위한 기초 Correlation 자료로 활용하였다.

### 2.1.3 Time Domain TPA

지금까지 과도 가진시 차량의 전반적인 진동소음 현상과 구동계의 세부 비틀림 거동을 살펴보았다. 다음에는 구동계 내부에서 발생하는 Clonk 가진원에 대해 전달경로 측면에서 어느 부분이 취약한지를 조사하기 위해 TPA(Transfer Path Analysis)를 수행하였다.

TPA의 주행 Data와 FRF Data는 그림 4의 측정점을 기준으로 시험하였다. Matrix Inversion 기법을 사용하기 위해, 운전석과 후방석 소음/진동에 대한 NTF(Noise Transfer Function)와 VTF(Vibration Transfer Function)를 각각 구하였고, 그림 13에서와 같이 구동계 Mount부 17 지점에 대한 FRF를 구하였다. 데이터 수집장비의 한계를 극복하기 위해 Two Independent matrices를 구성하여 Inversion를 수행했으며, 이를 위해 4 지점의 Over Determination Points를 두었다.

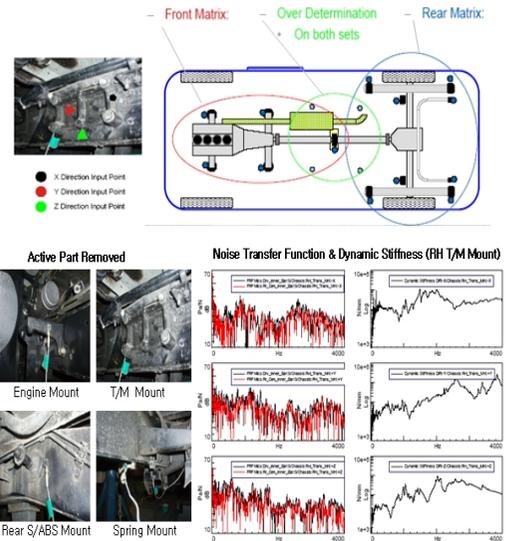


Fig. 13 TPA Measurement & FRF

파워트레인의 Mass 영향을 배제하고, 그 자체의 모달 진동모드 효과를 최소화 하기 위해 파워트레인 부품을 탈거한 상태에서 NTF/VTF 및 FRF 를 구하였다. 주행 Data는 장비의 한계로 Front Path[엔진 & TM 마운트, Ctr Bearing 부], RH Rear Path[Anti-Roll Bar, Damper, Frt & Rr Spring Mount] 그리고 LH Rear Path 의 3 부분으로 나누어 측정하였고, 이에 따른 Three Independent TPA Analysis 를 수행하였다.

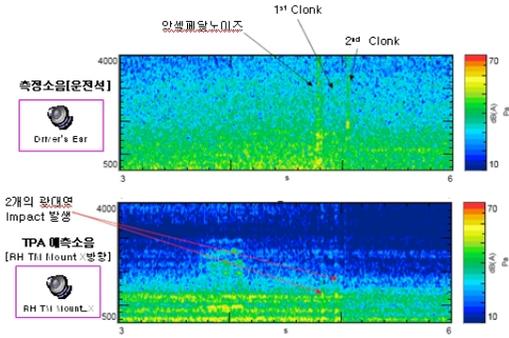


Fig. 14 Time Domain Contribution

TPA 를 수행함에 있어 Force 를 가장 정확하게 측정하는 방법은 모든 주행 Data 를 동시에 측정하는 것과 FRF 를 Full Matrix 형태로 구하는 것이나, 본 연구에서는 Time Domain TPA 를 도입함에 있어, 각 Path 의 상대적인 기여도의 파악이 중요하다고 판단되어 장비의 채널구성 한계를 인정하였다.

Time Domain TPA 를 진행함에 있어 Wavelet Analysis 는 분석 S/W 한계로 불가능하여, Short time window(0.025 sec)를 취하여 Spectral Analysis 를 수행하였다, 이 결과로 그림 14 와 같이 Time 영역에서 각 Path 에 대한 Clonk 기여도를 분석할 수 있었다. 이는 기존 TPA 와는 달리 오디오 신호를 추가로 이용하여 주관적인 청감평가와 분석 데이터에 근거한 객관적인 예측평가를 동시에 반영하여 그 기여도를 더욱 면밀히 파악 할 수 있는 장점이 있다.



Fig. 15 Contribution by Time Domain TPA

그림 14 의 분석방법을 이용하여 각 Path 의 Clonk 기여도에 대해 주관적 평가와 객관적 평가를 모두 수행한 결과, 그림 15 와 같이 전체 기여도

가 파악 되었다. 결과를 고찰해 보면 TPA 결과에서도 주행 Data 분석과 비틀림 진동 분석시와 동일하게 일치하는 결과가 도출 되었다. 즉 TPA 에서도 TM 마운트부와 Center Bearing 부가 Clonk 의 발생과 전달에 큰 영향인자로 나타났음을 알 수 있다.

### 2.3 Clonk 대책고찰

지금까지의 시험결과를 종합해 보면, 주행 Data 분석, 비틀림 진동의 분석 그리고 TPA 분석까지 포함한 3 가지의 시험결과 모두 TM 마운트부와 Center Bearing 부가 Clonk 의 발생과 전달에 영향이 가장 큰 부분임을 일관되게 보여 주고 있다.

여기서 주지할 점은 TM Mount 경로에서 측정된 NTF 의 크기가 일반적인 승용차 개발시 개발목표로 참고하는 54 dB/N 이하의 값으로 나타나며, Dynamic Stiffness 값도 Clonk 소음 대역인 4000 Hz 이하 영역에서 비교적 양호한 수준이라는 점이다. 따라서 문제의 Clonk 소음은 전달경로상의 문제는 아닌 것으로 파악되었으며, 파워트레인 내부의 강한 충격원 존재 [예: TM Counter 충격, 액슬 Half Shaft Windup 충격] 또는 외곽 부분의 가진력 증폭이 있다고 판단 되었다. 여기서 전자는 주행진동시험과 비틀림 진동시험을 통해 이미 검증된 사실이며, 후자에 대해서는 TM 마운트부 세부조사를 실시하여 TM 마운트부 TM 측 브라켓의 진동특성이 Clonk 주파수와의 공진관계가 있음을 규명 하였다. 후자를 검증하기 위해 TM 측 마운트 진동특성을 그림 16 과 같이 보강하여 그 영향도를 살펴보았다.

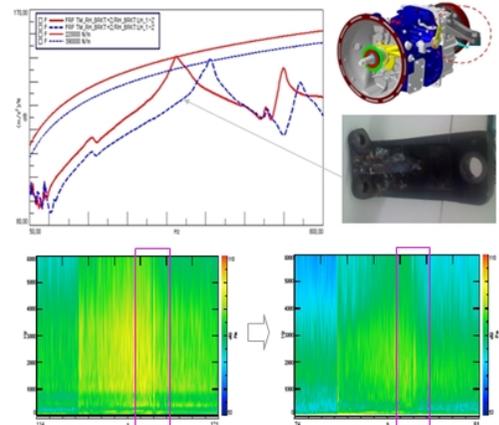


Fig.16 Clonk Improvement Effect

그림 16에서 보면 TM 측 브라켓의 보강으로 Clonk 소음은 현저히 저감되었음을 알 수 있으며 이는 결과적으로 파워트레인 외곽부 가진원 증폭이 있다는 것이 객관적으로 검증된 것이다. 이 밖에 가진원 대책으로서 TM Counter Shaft 부를 고찰할 필요가 있다. 즉 시험결과 이 부분에서 강한 충격이 나타남에 따라 TM 내부 기어백래시를 조정하여 그 영향을 살펴보는 시험이 필요하다. 또한 Airborne 대책이 필요한 부분도 고찰되었다. Clonk 의 2 번째 Peak 를 살펴보면 이는 TM 부와 Front Prop. Shaft 부 근방에서 유입되는 Airborne Clonk 로 보이는 증거들이 시험결과들에서 나타난다. 이를 검증하기 위해서는 관련부 흡차음을 통해 영향평가가 이루어져야 할 것으로 보인다.

### 3. 결 론

본 연구는 카운티 소형버스의 Clonk 소음에 대한 원인조사와 대책고찰에 관한 연구로서 다음과 같은 결과를 얻었다.

- (1) 상용차인 22 인승 소형버스 대해 최초로 과도응답조건 Clonk 소음의 원인을 규명하였다.
- (2) Clonk 고찰을 위해 전체 구동계의 비틀림 진동 거동을 시험적으로 살펴 보았다.
- (3) 주행진동과 소음, 비틀림 진동의 특성을 Wavelet 분석을 통해 조사함으로써, 시간-주파수 영역에서 과도응답조건 문제를 뚜렷하게 파악하고 Rating 할 수 있음을 알았다.
- (4) 비틀림 진동 신호에 대한 Lash 분석을 통해 카운티 구동계 각 이음부의 백래시 정보와 특성을 파악할 수 있었다.
- (5) Time domain TPA를 통해 Clonk의 전달 경로에 대해 주관적 청감 평가와 함께 시험데이터를 이용한 객관적 예측평가의 2가지 방법으로 그 기여도를 파악함으로써 상호 보완적인 결과를 얻을 수 있었다.
- (6) 주행진동소음 평가와 비틀림진동 평가, 그리고 Time domain TPA 의 세가지 분석결과 모두 Clonk 원인모드를 규명함에 있어 일치하는 결과가 도출되었으며, T/M 내부 및 마운트

부와 Center Bearing 부에서 Clonk 를 발생시키는 것으로 파악되었다.

(7) 파악된 취약부의 하나인 T/M 측 브라켓을 보강함으로써 Clonk 소음이 저감 되었음을 확인하였고 결과적으로 예측결과가 검증되었다.

### 참 고 문 헌

1. J.W Biermann, A.Reitz, T.Schumacher “The clonk phenomenon - A load change reaction to be balanced in terms of comfort and engine response ”, International Journal of Automotive Technology, Vol 6 No1,2000.
2. J.W Biermann, A.Reitz “Possibilities to improve transient gear shift noise (shift clonk) in a passenger car”, International Journal of Automotive Technology, Vol 6 No1,2005.
3. Chullhee Lee “A study of nvh phenomenon in driveline caused by vibration characteristics of propeller shaft”, KSME 99380216, 1999
4. 백홍선, 이경훈, 서대원, 유병규 “후륜구동 고급승용차량의 구동계 NVH 개발” , 현대기아자동차 학술대회, 2009
5. 이한걸, 송재은, 이정근 “Torsional vibration model 을 이용한 powertrain 거동 연구”, KSME, A0387, 2000