



차량 구동계 시스템에서 원심 진자 DMF 성능 해석에 관한 연구

장 용 호 · 수 레 스 · 이 성 구*

평화발레오 기술연구소

Study on Centrifugal Pendulum DMF Performance in Automotive Application during the Driving

Yongho Jang · Suresh Kumar Jayachandran · Sungkoo Lee*

R&D Center, Valeo Pyeong Hwa, 160 Secheon-ro 1-gil, Dasa-eup, Dalseong-gun,
Daegu 42921, Korea

(Received 23 April 2019 / Revised 30 July 2019 / Accepted 5 August 2019)

Abstract : In a vehicle drive system, torsional vibration is caused by engine fluctuation torque transmitted to the rotor system. This torsional vibration causes NVH problems and affects the life of the vehicle. DMF system based on torsional stiffness and inertia provided an effective capacity of releasing irregular vibration rising from the engine and transmitting to the transmission. However, engine irregularities have become more serious as a result of downsizing and uptorquing. The DMF system based on stiffness and inertia has reached its limits. Therefore, it is deemed necessary to propose new systems. Centrifugal pendulum and its application in the automotive area is considered as a major breakthrough. They are capable of counteracting the applied torque fluctuations of a given frequency over a range of operating amplitude, which turns out to be an efficient tool for filtration. In this study, we have shown the behaviors of the DMF pendulum in front wheel driveline with a seven-speed dual wet-clutch transmission. We designed a driveline rotor model and analyzed the frequency vibration. The contribution analysis was performed on each design factor of DMF, pendulum, and driveline system. We also performed a vehicle test in order to validate the optimized DMF pendulum performance in the actual driving conditions of a vehicle.

Key words : Torsional vibration(비틀림 진동), Centrifugal pendulum(원심 진자), DMF(더블 매스 플라이휠)

Nomenclature

f	: frequency, Hz
L	: length, m
\varnothing_n	: phase
G	: acceleration of gravity, m/s^2
R	: radius, m
α	: angular acceleration, rad/s^2
T_e	: engine torque, Nm
T_m	: engine mean torque, Nm
A_n	: amplitude of engine fluctuation, Nm
Ω	: engine speed, rad/s
η	: relative damping, No unit
n	: tuning order of pendulum, No unit

m	: mass of the pendulum, kg
C	: torsional damping, Nm/rad/s
k	: torsional stiffness, Nm/rad
DMF	: dual mass flywheel
RMS	: root mean square
I	: inertia, kgm^2

1. 서 론

차량 동력 전달계에서 발생하는 비틀림 진동은 엔진에서 발생하는 토크 변동 성분이 가진원으로 작용하여 구동계에 전달되는 과정에서 발생한다. 이러한 비틀림 진동은 엔진 마운트와 환가계를 통하여 차체에 전달되어 NVH 문제를 발생시키며, 차량의 구조 수명에 영향을

*Corresponding author, E-mail: sklee@vph.com

* This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium provided the original work is properly cited.

미친다. 비틀림 강성과 관성을 기반으로하는 DMF 시스템은 엔진에서 변속기로의 진동을 줄이는 효과적인 방법이다.

하지만 최근 차량 운전자의 정숙성 및 안락한 승차감에 대한 욕구가 높아지고 차량 경량화, 토크 증대, 다운사이징, 복잡한 기어박스 구조 등 구동계 및 차체 진동에 현저히 불리해지면서 기존의 강성과 관성을 기반으로 하는 DMF 시스템은 현재 요구되는 진동 저감 수준에 한계에 있으며, 이를 극복하기 위해 최근 새로운 시스템인 특정 주파수가 아닌 전 운전 주파수 영역에서 댐핑 성능을 가지는 원심 진자 흡진기에 대한 연구가 진행되고 있다. 항공기 엔진의 크랭크축의 비틀림 진동을 줄이기 위한 연구,¹⁾ 고성능 항공기 비선형 진동 감소를 위한 연구,²⁾ 4기통 엔진 크랭크축의 비틀림 진동을 줄이기 위한 연구,³⁾ 원심 진자가 움직이는 서클러와 사이클로이드와 같은 특정 경로에 대한 연구,⁴⁾ 원심 진자의 최적 튜닝에 대한 연구⁵⁾ 등 여러 연구가 이루어지고 있다.

Fig. 1은 거리(L)와 중력(g)에 따라 변하는 진동 주파수를 가지는 푸코진자(Foucault pendulum)를 나타낸다.

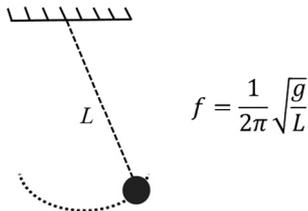


Fig. 1 Foucault's pendulum

회전기계에서 중력에 의해 주어지는 가속도는 구심 가속도 $R\omega^2$ 로 대체되며, 여기서 ω 는 회전 속도이다.

Fig. 2에서 알 수 있듯이, 원심 진자의 고유 진동수는 항상 회전 속도 ω 에 비례한다. 따라서 알맞은 R과 L를 선택을 함으로써 엔진 폭발 오더의 고유 진동수를 가지는 원심 진자 흡진기를 얻을 수 있다. 즉, 진자의 고유진동수가 엔진의 평균 회전속도에 비례하기 때문에 엔진의 평균회전 속도에 따라 위상이 반대될 수 있는 토크를 발생

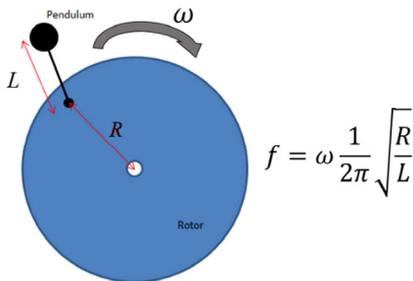


Fig. 2 Centrifugal pendulum

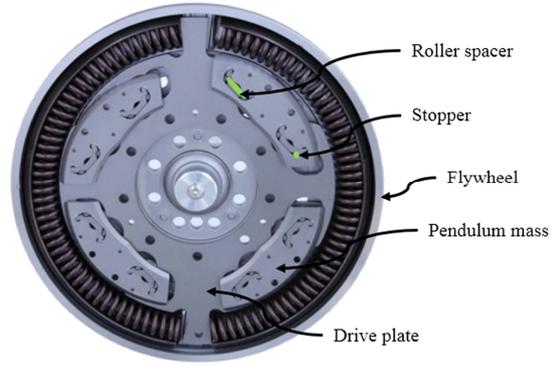


Fig. 3 Inner pendulum DMF

Table 1 Specification of DMF

DMF Assembly	Type		Inner pendulum DMF
	Weight [Kg]	Total	
Primary flywheel part			7.83
Sec. flywheel part			2.90
Flywheel	Diameter [mm]		288.29

함으로써 매우 효율적인 필터가 된다.⁵⁾

Fig. 3은 Inner Pendulum DMF를 나타내며, Table 1은 DMF의 규격이다. DMF내부에 원심 진자 흡진기가 위치하여 Drive plate에 조립되어 있으며 Roller spacer와 원심 진자가 일체형 구조이다. Drive plate와 Roller spacer에 의해 Rolling tracks가 구성되고 매스가 진자 운동한다. 진자 매스와의 간섭을 피하면서 제한된 공간에서 원심력을 최대한 발생시키기 위해 기구학적으로 진자 운동의 궤적이 평행하지 않는 구조로 되어있으며, 매스와의 간섭 및 충격 진동으로 인한 파손을 방지하기 위해 Stopper가 설치되어 있다.

진자의 진동 궤적을 원으로 설정할 경우 원심 진자의 이동거리에 따라 고유진동수가 변화하게 되고 엔진 성분에 따라 진동이 발산할 수 있는 가능성이 있기 때문에 원심진자가 움직이는 Track 형상을 에피사이클로이드 경로로 설계하였다.⁶⁾

최근 차량의 습식 듀얼 클러치 변속기가 적용되는 차량개발에 따라 레이아웃 측면에서 DMF 이너샤 감소가 불가피 되고 있다. 때문에 원심 진자에 적용되는 토크는 커지고 주행 시 다양한 매개변수로 인해 과도한 진자운동으로 충격진동이 발생할 가능성이 제기되었으며, Inner pendulum DMF에 대한 각 인자들에 대하여 초기 단계 성능 검토가 필요하다.

본 연구에서는 차량 주행 시스템에서 원심 진자흡진기의 성능에 대한 연구를 수행하였다. 구동계 시스템의 비틀림 모델을 구성하고, 시뮬레이션을 통해 주행 모드 영역에 초점을 맞추어 Inner pendulum DMF의 주요 설계

인자에 대한 영향성을 분석을 진행하고, 최종사양에 대한 실제 차량 평가를 통해 검증하였다.

2. 본 론

2.1 구동계 시스템 모델링

2.1.1 엔진 가진 모델링

구동계 시스템의 가진력으로 엔진 가진 모델링을 수행하였다. 4기통 350 Nm 가솔린이며, 엔진 입력 토크는 엔진 구동 토크와 엔진 토크 변동량을 조합으로 나타낼 수 있다. 토크 변동량의 경우 가진 토크 조화항 중에 가장 영향력이 큰 2차항만을 입력하기로 한다. 여기서 입력 토크는 실제 차량에서 계측된 각속도 값을 이용하여 엔진 플라이휠의 등가 관성 모멘트를 곱하여 식 (1)과 같이 구해질 수 있다.⁷⁾

$$T_e(t) = T_m + \sum_{n=1}^n A_n \sin(2n\omega t + \phi_n) \quad (1)$$

2.1.2 구동계 모델링

본 연구에서는 상용 파워트레인 해석 프로그램인 AMESim를 이용하여 차량의 비틀림 진동 해석을 수행하였다. Fig. 4와 같이 차량 구동계의 모델링을 하기 위해 엔진은 엔진의 회전하는 구성 요소와 프라이머리 플라이휠을 하나의 질량으로 간주하였다. DMF의 스프링 강성과 히스테리시스 토크는 세컨드리 플라이휠 사이에 모델링하였다.⁸⁾ 세컨터리 플라이휠은 원심진자 흡진기의 관성과 습식 듀얼 클러치와 함께 추가된다. 본 연구에서 적용된 습식 듀얼 클러치 변속기는 각 단별 기어 관성, 구동 및 종동축으로 구성되어 있으며, 각각의 기어를 하나의 관성 모델로 등가 시킨 집중 질량계로 모델링하였다.

2.1.3 원심 진자 흡진기 절연률

Inner pendulum DMF에 적용되는 원심 진자 흡진기 매스는 DMF의 세컨터리 파트에 적용되며 원심 진자의 공진 조율 오더는 진자의 길이와 반경을 조율하여 엔진 오더에 맞게 설정하였다. 원심 진자의 진동계적은 에피사이클로이드이며, Stopper에 의해 작동할 수 있는 거리를 제한하였다. 원심 진자 흡진기 절연율인 댐핑값은 리그를 통해 실험적으로 평가하여 적용하였다. 시험 조건은 Fig. 5와 같이 고주파수 각도 진동을 발생시킬 수 있는 시험 장비로 구성되어 있으며, 원심 진자 흡진기는 검 교정된 강성을 가진 지그를 통해 시험 장비에 연결된다.

시험 전 후로 회전각과 강성 전후로 측정한다.

- 1) 시험기에 의해 생성된 진동을 확인(입력각도, 시험 전 강성 측정)
- 2) 원심 진자 지지대 응답 평가(출력각도, 시험 강성 측정)

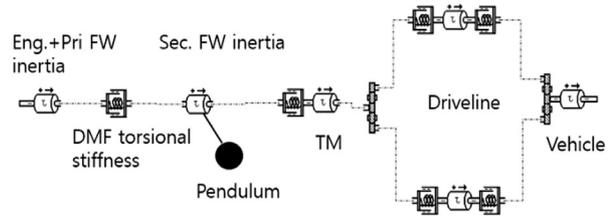


Fig. 4 Modeling of driveline

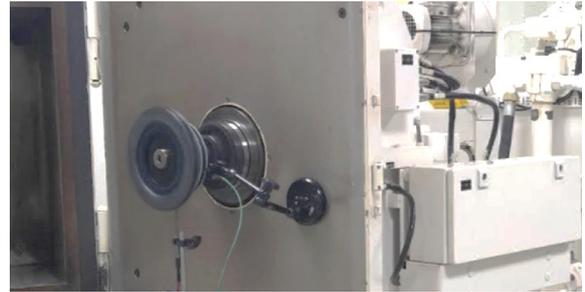


Fig. 5 Bench setup

- 3) 인가 토크 계산한다.(강성에 의한 입력과 출력 사이의 각도를 측정)

측정된 응답은 주파수 영역에서 분석하여 요청 주파수에서 응답의 진폭 및 위상(서포트 플레이트 진동 각)을 추출하는 주파수 도메인에서 분석하고, 상기 입력 측정에서 같은 데이터 처리방식으로 비교된다.

계인과 오더의 커브곡선에 대한 댐핑은 식 (3)과 같이 정의된다.

$$\eta = \frac{\Delta n(-3dB)}{n_p} = \frac{n_2 - n_1}{n_p} \quad (3)$$

여기서, n_p 는 계인의 최소값이고, 그 값이 -3 dB 이상에 도달하는 지점이 n_1 과 n_2 이다.

물리적 댐핑은 관계된 상대 댐핑으로부터 유도된다.

$$C = \eta \sqrt{kI} \quad (6)$$

원심 진자의 경우,

$$R_g = R + L \quad (9)$$

$$I = mR_g^2 \quad (8)$$

$$k = n_p^2 \Omega^2 I \quad (9)$$

C는 시스템 회전 중심의 비틀림 댐핑이다.

$$C = \eta m n_p \Omega \quad (10)$$

여기서 η 는 상대 댐핑, m (kg)는 원심 진자 질량, n_p 는 공진 조율 오더, Ω 는 시스템 회전 속도(rad/s)이다. C는 Ns/m으로 표현된다.



Fig. 6 Pendulum performance at 1000 rpm

1000 rpm에서 시험한 원심 진자 흡진기의 성능은 Fig. 6과 같으며, 개인과 오더의 커브곡선에 대한 댐핑은 4.9 Ns/m이다.

2.2 구동계 시스템 해석

2.2.1 비틀림 진동 주요 인자 설정

구동계 시스템에서 비틀림 진동에 영향을 미치는 원심 진자 흡진기, DMF, 구동계 측면에서의 특성에 따른 분석을 수행하였다. 주행 모드에서 시간 영역에 대한 각 가속도 성분을 주파수 영역으로 변환하고 엔진 주 오더 성분의 각가속도 진동을 확인 하였다. 일반적으로 고객사에서 요구하는 원심 진자 흡진기가 적용된 차량의 주행 시 변속기측 인풋 샤프트 각가속도는 운전영역 1000 rpm ~ 3000 rpm에서 250 rad/s²(RMS)미만이 되도록 목표를 설정한다.

습식 듀얼 클러치 변속기의 경우 레이아웃 제한으로 DMF 세컨더리 이너샤 감소가 불가피하다. 이로 인해 원심 진자로 전달되는 토크가 커지면서 원심 진자가 구동 시 과도한 진자 운동으로 Stopper와의 충격 진동이 발생할 가능성이 있다. 따라서, 원심 진자가 구동하는 변위 분석을 통해 충격 진동 발생 여부를 확인하였다.

2.2.2 원심 진자 흡진기 특성 검토

Fig. 7은 원심 진자 흡진기의 특성에 따른 변속기 인풋 샤프트 측 각가속도를 나타낸 결과이다. 설계 허용 범위 내 진자 공진 조율 오더, 원심 진자 중량, 원심 진자 흡진기 댐핑을 변경하여 해석을 수행하였다. 해석 결과, 공진 조율 오더가 2에 접근할수록 원심 진자 중량이 증가할수록 그리고 원심 진자 댐핑값이 낮을수록 변속기에 전달되는 비틀림 진동 절연율이 높아지는 것을 확인 할 수 있었다. 특히, 원심 진자의 중량에 따른 영향성이 가장 큰 것을 확인 할 수 있었다.

Fig. 8은 원심 진자 흡진기의 특성에 따른 원심 진자가

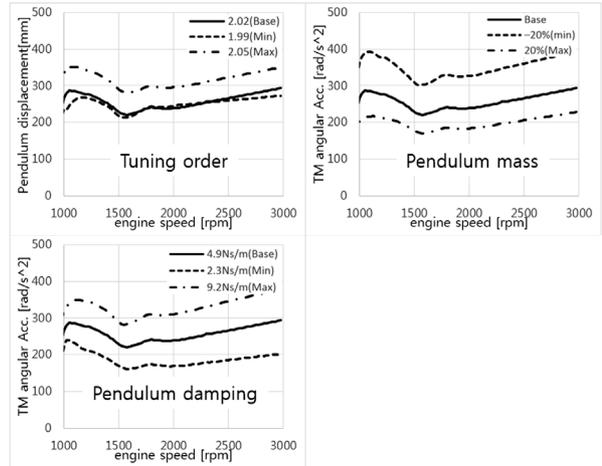


Fig. 7 2order angular Acc. at TM inputshaft according to pendulum design factor

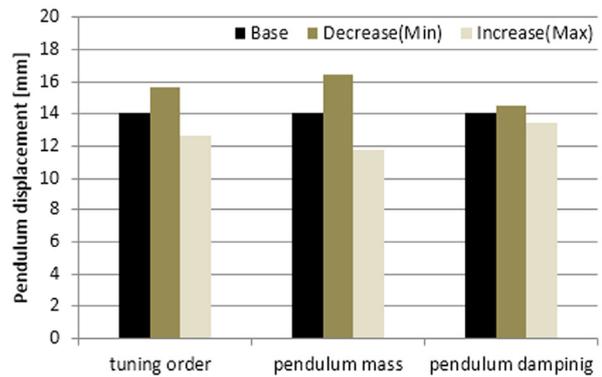


Fig. 8 Pendulum displacement according to pendulum design factor

구동하는 변위를 나타낸 결과이다.

공진 조율 오더가 2에 멀어질수록 원심 진자 중량이 증가 할수록 원심 진자 댐핑값이 높을수록 원심 진자가 작동하는 변위가 줄어드는 것을 확인 할 수 있다. 여기서 진자 조율 오더와 진자 댐핑의 경우 변속기 인풋 샤프트의 각가속도와 원심 진자 변위는 반비례 관계에 있으나, 원심 진자 중량은 비례관계에 있다.

2.2.3 DMF 특성 검토

Fig. 9는 DMF특성에 따른 변속기 인풋 샤프트 측 각가속도를 나타낸 결과이다. 설계 허용 범위 내 DMF 프라이머리 이너샤, DMF 세컨더리 이너샤, 히스테리시스, DMF 강성을 변경하여 해석을 수행하였다. 해석 검토 결과에 따르면, 히스테리시스의 경우 큰 변화가 없는 것으로 나타났으며, 주로 영향을 미치는 영향은 프라이머리, 세컨더리 이너샤가 증대될수록 댐퍼스프링 강성이 작을수록 변속기 인풋샤프트 각가속도가 감소하였다.

Fig. 10은 DMF의 특성에 따른 원심 진자가 구동하는 변위를 나타낸 결과이다. 프라이머리, 세컨더리 이너샤가

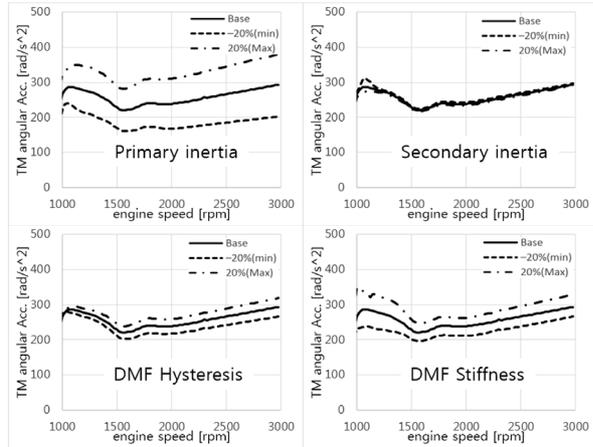


Fig. 9 2order angular Acc. at TM inputshaft according to DMF design factor

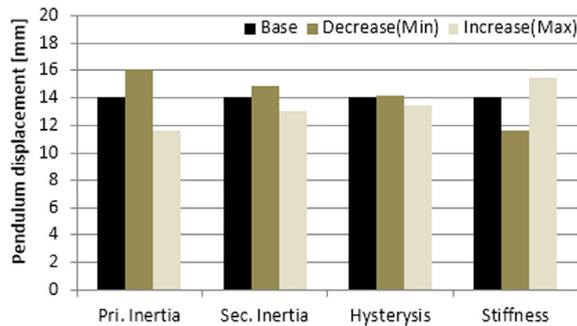


Fig. 10 Pendulum displacement according to DMF design factor

클수록 댐퍼 강성이 작을수록 원심진자가 구동하는 변위는 작아지는 것을 확인할 수 있다.

2.2.4 드라이브 샤프트 특성 검토

Fig. 11은 드라이브 샤프트 강성, 댐핑, 이너샤에 따른 변속기 인풋샤프트 각가속도를 나타낸 그래프이다. 설계 허용 범위 내에서 인자를 변경하였으며, 드라이브 샤프트의 강성이 낮을수록 댐핑이 높을수록 변속기 인풋샤프트 각가속도가 감소하지만 큰 변화는 없는 것으로 나타났다. Fig. 12는 드라이브 샤프트 특성에 따른 원심 진자가 구동한 변위를 나타낸 결과이다. 드라이브 샤프트의 경우 큰 변화가 없는 것으로 나타났다.

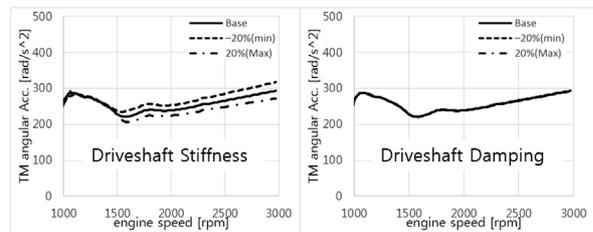


Fig. 11 2order angular Acc. at TM inputshaft according to driveshaft design factor

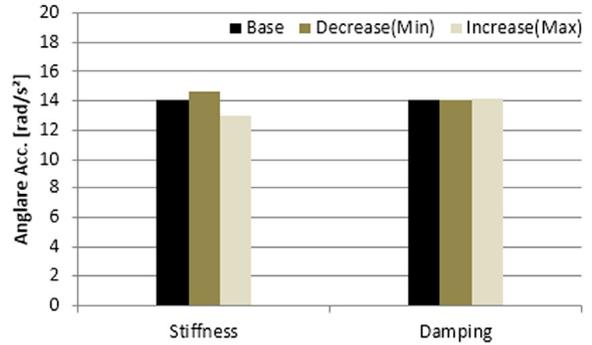


Fig. 12 Pendulum displacement according to driveline design factor

2.3 최적화 및 실차 시험 확인

2.3.1 실차 시험 확인

Inner pendulum DMF의 설계 최적안을 적용하여 실차 평가를 통해 검증하였다. 원심 진자 중량, 공진 조율 오더, DMF 스프링 강성 측면에서 설계 적용이 가능한 것으로 확인되었다. 해석 결과 기존 각가속도 285 rad/s²에서 120 rad/s² 수준으로 감소한 것을 확인하였다.

엔진 플라이휠 측과 변속기 상시 구동 위치에 센서를 통해 받은 각각의 측정 신호들은 상용 진동 분석 장비인 LMS Test.Lab으로 입력된다. 비틀림 진동 분석을 하기 위해 계측된 값은 0~200 Hz 저주파 통과 필터를 적용 후 회전속도에 따른 차수 분석을 실시하여 엔진의 입력 각가속도에 대한 변속기의 출력 각가속도 크기를 산출하였다.

Fig. 13은 해석과 실차 차량에서 계측한 각가속도 성분을 비교한 결과이다. 실차 계측 결과 변속기 상시 구동 측의 각가속도가 128 rad/s²으로 해석 결과와 유사했으며, 진동 저감이 있음을 확인하였다.

3. 결론

본 연구에서는 Inner pendulum DMF를 장착한 차량을 AMESim모델을 통해 구동계 모델을 수립하여 시뮬레이션을 통해 설계 파라미터에 의한 원심 진자 흡진기 성능 영향성을 검토하였다. 따라서 본 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

- 1) 원심 진자 중량에 따라 이동거리가 감소하며, 필터링 성능 또한 개선되는 것을 확인하였다. 하지만 설계 패키지에 따라 적절한 매스 무게를 선정하는 것이 필요하다. 공진 조율 오더가 2에 접근할수록 필터링 성능이 개선되나 변위가 증대되므로 충격 진동이 발생하지 않는 범위 내에서 값을 선정해야 한다.
- 2) DMF 측면에서 스프링 댐퍼의 강성이 낮으면 원심 진자에 적용되는 토크가 감소하여, 절연율이 높아진다.

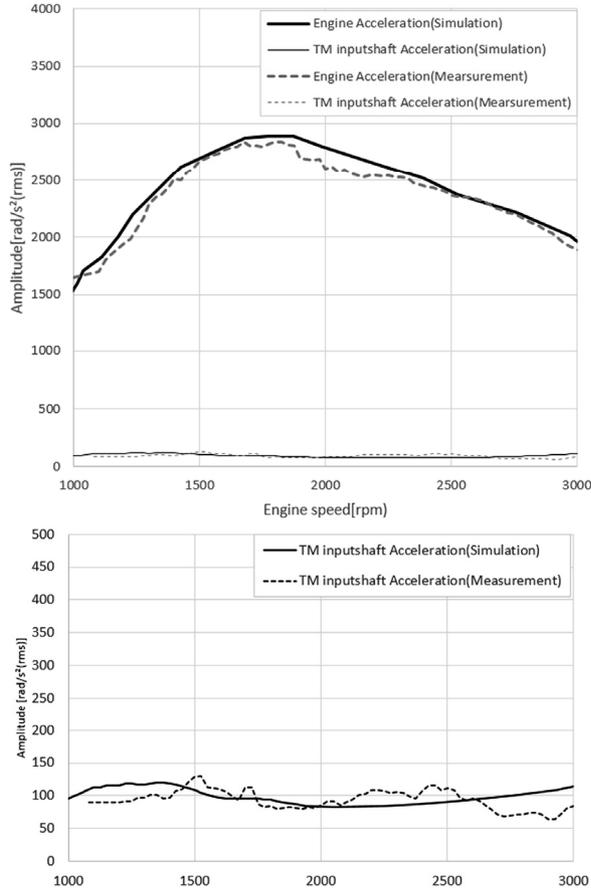


Fig. 13 2order angular Acc. between measurement and simulation

원심 진자 흡진기는 상호 보완적인 댐퍼 장치로써 원심 진자 흡진기를 적용한다 하더라도 저 강성을 구현해야 한다.

- 3) 본 연구에서는 Inner Pendulum DMF의 설계 최적안 적용 후 실제 차량에서 계측을 통해 해석 결과와 비교하였으며, 원심 진자 흡진기의 성능 및 진동 저감을 확인하였다.

References

- 1) E. S. Taylor, "Eliminating Crankshaft Torsional Vibration in Radial Aircraft Engines," SAE 360105, 1936.
- 2) D. E. Newland, Nonlinear Vibrations: A comparative Study with Application to Centrifugal Pendulum Vibration Absorbers, Ph. D. Dissertation, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, 1963.
- 3) V. Borowski, H. Denman, D. Cronin, S. Shaw, J. Hanisko, L. Brooks, D. Milulec, W. Crum and M. Anderson, "Reducing Vibration of Reciprocating Engines with Crankshaft Pendulum Vibration Absorbers," SAE 911876, 1991.
- 4) A. S. Alsuwaiyan and S. W. Shaw, "Performance and Dynamic Stability of General-path Centrifugal Pendulum Vibration Absorbers," Journal of Sound and Vibration, Vol.252, No.5, pp.791-815, 2002.
- 5) C. Shi, R. G. Parker and S. W. Shaw, "Tuning of Centrifugal Pendulum Vibration Absorbers for Translational and Rotational Vibration Reduction," Mechanism and Machine Theory, Vol.66, pp.56-65, 2013.
- 6) S. Y. Song, S. C. Shin and G. W. Kim, "Torsional Vibration Isolation Performance Evaluation of Centrifugal Absorbers for Clutch Dampers," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol.26, No.4, pp.436-442, 2016.
- 7) M. D. Hur and S. K. Lee, "The Research of Torsional Vibration Analysis for HF Application in Powertrain," KSAE07-L0023, pp.73-78, 2007.
- 8) T. H. Kim, M. S. Kim, H. L. Song, S. K. Uh and H. S. Kim, "DMF Modeling and Development of Vehicle Performance Simulator," KSAE Fall Conference Proceedings, pp.979-984, 2003.