



(19) 대한민국특허청(KR)
(12) 등록특허공보(B1)

(45) 공고일자 2018년05월04일
(11) 등록번호 10-1840400
(24) 등록일자 2018년03월14일

(51) 국제특허분류(Int. Cl.)

G01M 13/02 (2006.01)

(52) CPC특허분류

G01M 13/022 (2013.01)

(21) 출원번호 10-2017-0004409

(22) 출원일자 2017년01월11일

심사청구일자 2017년01월11일

(56) 선행기술조사문헌

KR1020020060583 A*

KR1020110001506 A*

KR1020000066113 A*

*는 심사관에 의하여 인용된 문헌

(73) 특허권자

인천대학교 산학협력단

인천광역시 연수구 아카데미로 119 (송도동)

(72) 발명자

윤종윤

인천광역시 연수구 해송로 70, 216동 602호(송도동, 송도웰카운티2단지)

(74) 대리인

김정수

전체 청구항 수 : 총 6 항

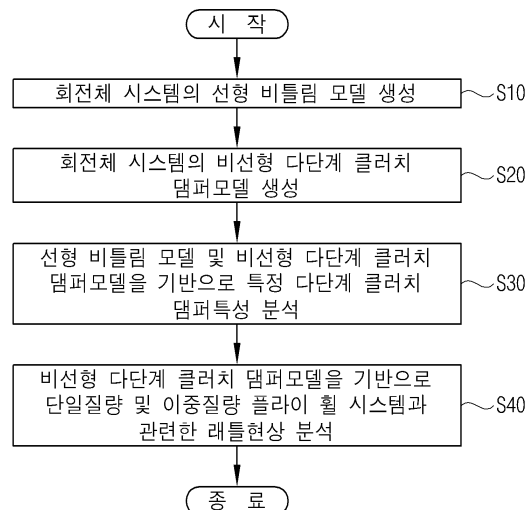
심사관 : 김명찬

(54) 발명의 명칭 스로틀 완전 개방 조건 하 수동변속기 내 다단계 클러치 댐퍼를 갖는 회전체 시스템에서 야기되는 기어래틀 현상 분석 방법

(57) 요약

본 발명은 스로틀 완전 개방 조건 하 수동변속기 내 다단계 클러치 댐퍼를 갖는 회전체 시스템에서 야기되는 기어래틀 현상 분석 방법에 관한 것으로, 특히 회전체 시스템의 선형 비틀림 모델을 생성하고, 회전체 시스템의 비선형 다단계 클러치 댐퍼 모델을 생성하며, 이 생성된 선형 비틀림 모델 및 비선형 다단계 클러치 댐퍼 모델을 기반으로 특정 다단계 클러치 댐퍼 특성을 분석하며, 비선형 다단계 클러치 댐퍼 모델을 기반으로 1 질량 및 2 질량 플라이휠 시스템과 관련한 기어 래틀 현상을 분석하는, 스로틀 완전 개방 조건 하 수동변속기 내 다단계 클러치 댐퍼를 갖는 회전체 시스템에서 야기되는 기어래틀 현상 분석 방법에 관한 것이다.

대표도 - 도1



공지예외적용 : 있음

명세서

청구범위

청구항 1

스로틀 완전 개방 조건 하 수동변속기 내 다단계 클러치 댐퍼를 갖는 회전체 시스템에서 야기되는 기어래틀 현상 분석 방법으로서:

회전체 시스템의 선형 비틀림 모델을 생성하는 단계;

상기 회전체 시스템의 비선형 다단계 클러치 댐퍼 모델을 생성하는 단계;

상기 생성된 선형 비틀림 모델 및 비선형 다단계 클러치 댐퍼 모델을 기반으로 특정 다단계 클러치 댐퍼 특성을 분석하는 단계; 및

상기 비선형 다단계 클러치 댐퍼 모델을 기반으로 단일 질량 및 이중-질량 플라이휠 시스템과 관련한 기어래틀 현상을 분석하는 단계;를 포함하며,

상기 비선형 다단계 클러치 댐퍼 모델 생성 단계는

다단계 클러치의 히스테리시스 및 기어 백래시 중 하나 이상을 포함하는 변속기의 비선형성이 조사되는 단계를 포함하며;

또한, 상기 비선형 다단계 클러치 댐퍼 모델 생성 단계는

기어래틀 또는 진동 충격 특성을 시뮬레이션하기 위해 강성(또는 히스테리시스) 대 상대 변위의 관점에서 다단계 클러치 댐퍼의 수학적 모델을 대칭 전이 각도에 초점을 맞춰 생성하며;

전체 클러치 토크 [$T_C(\delta_I, \dot{\delta}_I)$]는 다음 수학적 식 43으로 표현되는 기어래틀 현상 분석 방법.

$$T_C(\delta_I, \dot{\delta}_I) = T_S(\delta_I) + T_H(\delta_I, \dot{\delta}_I). \quad (\text{수학적 식 43})$$

[여기서, T_C : 전체 클러치 토크, T_S : 강성(s)으로부터의 클러치 토크, T_H : 히스테리시스 레벨(H)로부터의 클러치 토크, δ_I : 비틀림 상대 변위, $\dot{\delta}_I$: 플라이휠과 클러치 허브 사이의 상대속도]

청구항 2

제 1 항에 있어서,

상기 선형 비틀림 모델을 생성하는 단계는

기어래틀 현상이 가장 높은 가속도 영역에서 발생하고,

기어운동의 고유모드가 기어래틀 현상과 관련되며,

1800 RPM은 3단 기어가 체결되고 5단 기어가 비체결된 상태인 기어래틀 상태라는 가정 하에 수행되는 기어래틀 현상 분석 방법.

청구항 3

제 1 항에 있어서,

상기 선형 비틀림 모델을 생성하는 단계는

변속기에 플라이휠, 구동축 및 차량 중 하나 이상을 포함하는 서브시스템을 포함시키고, 1단 기어, 2단 기어, 5단 기어 및 역 입력 기어가 입력축에 용접되고, 3단 기어 및 4단 기어가 출력축에 용접된 상태라는 가정 하에 14 자유도 모델을 생성하는 단계,

상기 생성된 14 자유도 모델을 6 자유도 모델로 축소하는 단계, 및

상기 14 자유도 모델의 시스템과 상기 6 자유도 모델의 시스템의 동적 특성을 비교하는 단계를 포함하는 기어래틀 현상 분석 방법.

청구항 4

제 3 항에 있어서,

상기 동적 특성을 비교하는 단계에서 14 자유도 모델의 시스템과 상기 6 자유도 모델의 시스템의 동적 특성이 동일한 결과를 나타내어야 선형 비틀림 모델 생성이 확정되는 기어래틀 현상 분석 방법.

청구항 5

삭제

청구항 6

삭제

청구항 7

제 1 항에 있어서,

드래그 토크가 상기 회전체 시스템의 정상 상태 조건하에 있다는 가정 하에 계산되어 산정되는 단계를 더 포함하는 기어래틀 현상 분석 방법.

청구항 8

삭제

청구항 9

제 3 항에 있어서,

상기 생성된 14 자유도 모델을 6 자유도 모델로 축소하는 단계는

고유값 및 주파수 응답 함수에 의거하여 이루어지는 기어래틀 현상 분석 방법.

발명의 설명

기술 분야

[0001] 본 발명은 스로틀 완전 개방 조건 하 수동변속기 내 다단계 클러치 댐퍼를 갖는 회전체 시스템에서 야기되는 기어래틀 현상 분석 방법에 관한 것으로, 특히 회전체 시스템의 선형 비틀림 모델을 생성하고, 회전체 시스템의 비선형 다단계 클러치 댐퍼 모델을 생성하며, 이 생성된 선형 비틀림 모델 및 비선형 다단계 클러치 댐퍼 모델을 기반으로 특정 다단계 클러치 댐퍼 특성을 분석하며, 비선형 다단계 클러치 댐퍼 모델을 기반으로 1 질량 및 2 질량 플라이휠 시스템과 관련한 기어 래틀 현상을 분석하는, 스로틀 완전 개방 조건 하 수동변속기 내 다단계 클러치 댐퍼를 갖는 회전체 시스템에서 야기되는 기어래틀 현상 분석 방법에 관한 것이다.

배경 기술

[0002] 차량 변속기 및 대형 엔진과 같은 기어트레인(Gear train)의 거동 특성에 의해 영향을 받는 회전체 시스템은, 기어 백래시(backlash), 다단계 클러치 특성 및 기어 백래쉬에 존재하는 클리어런스(clearance) 타입 비선형성에 의해 진동 충격이 유도된다. 이와 같은 진동 충격으로 인해 과도한 소음 및 진동이 발생하고, 차량 음질을 저하시킨다. 이와 같은 변속기내에서 야기되는 기어래틀과 같은 진동문제를 해결하고 NVH성능이 우수한 시스템을 설계하기 위해서는, 비용 및 시간적인 효율성 등을 고려할 때, 실험기반의 방법보다는 시뮬레이션기반의 방법이 바람직하다. 전형적으로, 이와 같은 회전체 시스템은 집중질량 매개변수 시스템으로 모델링한다. 실제 변속기의 일괄 시스템을 설명하기 위해서는 선형 시스템 분석(고유값들에 초점을 맞춤)이 첫번째 단계로서 수행된다. 이후 진동충격과 관련된 비선형성을 포함한 비선형 시뮬레이션 모델에 기초하여 기어래틀 현상을 분석한다.

[0003] 차량 동력 전달 장치와 같은 회전체 시스템에서의 기어래틀 문제는 여러 연구자들에 의해 10년이상 연구되어 오고 있다. 예컨대, Padmanabhan 및 Singh와 Singh 등은 구동 시스템 문제들을 다루기 위해 체계적인 접근 및 수

학적인 방법을 설명하였다. 전처리 비선형 수학적 모델링, 본처리 비선형 수치해석과정 및 후처리 해석결과 분석과정을 포함하는 시뮬레이션 절차들이 제안되었는데, 이러한 과정은, 클리어런스 타입 비선형성으로부터 야기되는 수치해석적 수렴성을 극복하기 위한 과정으로 제안되었다.

[0004] Kim 등 및 Trochon 등은 기어래틀과 드래그 토크 및 오일 온도와 상관계수를 분석하였다. 예를 들면, Kim 등은 출력축(체결된 기어가 있음) 및 중간축(비체결된 기어가 있음) 사이의 드래그 토크 값에 따라 기어래틀의 진동충격을 조절할 수 있음을 제시하였다. Trochon은 진동 충격과 오일 온도사이의 관계를 제안하였고, 특정 온도 영역 내에서의 단면 및 양면 충격을 발견했다. 일반적으로, 수동 변속기 차량 시스템에서 발생하는 기어래틀 문제는, 완전 개방 스로틀(WOT) 및 관성 움직임(coast) 조건과 같은 차량 거동 조건하에서 발견되고 있다.

[0005] 또한, 기어래틀은 에어컨 작동 상태하에서의 크리핑(creeping) 또는 일반적인 가속 주행 상태 하에서 발생되는데, 이는 이와 같은 차량 거동 조건들이 기어래틀 현상과 밀접하게 관련된 드래그 토크를 증가시킬 수 있기 때문이다.

[0006] 한편, 수동변속기 차량시스템의 진동 충격은 체결되지 않은 기어 쌍에서 일어나는데, 이런 현상은 엔진의 폭발과 연동되어 나타난다. 이와 같은 진동 충격은 비선형 거동 특성 모델 수립을 기반으로 해석될 수 있으며, 이와 같은 진동문제는 다단계 클러치 댐퍼를 효율적으로 설계함으로써 해결할 수 있다.

[0007] 이에 따라 수동변속기 내 다단계 클러치 댐퍼를 갖는 회전체 시스템에서 야기되는 기어래틀 현상을 분석할 필요성이 있었다.

선행기술문헌

특허문헌

- [0008] (특허문헌 0001) 국내 특허 공개 2013-0065175호 공보
(특허문헌 0002) 국내 특허 공개 2016-0035297호 공보
(특허문헌 0003) 국내 특허 등록 제1048135호 공보

비특허문헌

- [0009] (비특허문헌 0001) P. Couderc, J. Callenaere, J.D. Hagopian and G. Ferraris, Vehicle driveline dynamic behavior: experimentation and simulation, J. Sound Vib. 218(1) (1998) 133-157.
(비특허문헌 0002) Y. Chikatani and A. Suehiro, Reduction of idling rattle noise in trucks, SAE 911044 (1991) 49-56.
(비특허문헌 0003) T.P. Howell, N.N. Powell and P. Etheridge, The application of correlated modeling techniques to investigate gear rattle noise in a Harley-Davidson motorcycle, Inter-Noise 2002 proceedings (2002), Aug 19-21.
(비특허문헌 0004) T. Shimizu, Mechanism of the idle gear rattle synchronized with engine rotation, SAE 932003 (1993) 7-13.
(비특허문헌 0005) M. Barthod, B. Hayne, J.L. Tebec and J.C. Pin, Experimental study of gear rattle excited by a multi-harmonic excitation, Appl. Acoust. 68 (2007) 1003-1025.
(비특허문헌 0006) E. Rocca and R. Russo, Theoretical and experimental investigation into the influence of the periodic backlash fluctuations on the gear rattle, J. Sound Vib. 330 (2011) 4738-4752.
(비특허문헌 0007) A. Laschet, Computer simulation of vibration in vehicle powertrains considering nonlinear effects in clutches and manual transmissions, SAE 941011 (1994) 1-8.
(비특허문헌 0008) J. Fan, P. Hierlwimmer and A. Laschet, Investigation of gear rattle sensitivity on manual transmissions in the target setting process, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift (1997) 9-11.

- (비특허문헌 0009) C. Padmanabhan, T.E. Rook and R. Singh, Modeling of automotive gear rattle phenomenon: State of the art, SAE 951316 (1995) 669-680.
- (비특허문헌 0010) C. Padmanabhan and R. Singh, Influence of clutch design on the reduction and perception of automotive transmission rattle noise, Noise-Con 93 proceedings (1993) 607-612.
- (비특허문헌 0011) R. Singh, H. Xie and R.J. Comparin, Analysis of automotive neutral gear rattle, J. Sound Vib. 131(2) (1989) 177-196.
- (비특허문헌 0012) C. Padmanabhan and R. Singh, Spectral coupling issues in a two-degree-of-freedom system with clearance non-linearities, J. Sound Vib. 155(2) (1992) 209-230.
- (비특허문헌 0013) T.C. Kim, T.E. Rook and R. Singh, Super- and sub-harmonic response calculation for a torsional system with clearance nonlinearity using the harmonic balance method, J. Sound Vib. 281 (2005) 965-993.
- (비특허문헌 0014) R.J. Comparin and R. Singh, Non-linear frequency response characteristics of an impact pair, J. Sound Vib. 134(2) (1989) 259-290.
- (비특허문헌 0015) T.C. Kim, T.E. Rook and R. Singh, Effect of smoothening functions on the frequency response of an oscillator with clearance non-linearity, J. Sound Vib. 263 (2003) 665-678.
- (비특허문헌 0016) T.E. Rook and R. Singh, Dynamic analysis of a reverse-idler gear pair with concurrent clearance, J. Sound Vib. 182(2) (1995) 303-322.
- (비특허문헌 0017) C. Padmanabhan and R. Singh, Dynamics of a piecewise non-linear system subject to dual harmonic excitation using parametric continuation, J. Sound Vib. 184(5) (1995) 767-799.
- (비특허문헌 0018) R.J. Comparin and R. Singh, Frequency response characteristics of a multi-degree-of-freedom system with clearance, J. Sound Vib. 142(1) (1990) 101-124.
- (비특허문헌 0019) T.C. Kim and R. Singh, Dynamic interactions between loaded and unloaded gears, Tran. SAE 110(6) (2001) 1934-1943.
- (비특허문헌 0020) E.P. Trochon, Analytical formulation of automotive drivetrain rattle problems, MS Thesis, The Ohio State University, 1997.

발명의 내용

해결하려는 과제

- [0010] 따라서 본 발명은 상기와 같은 필요성에 의해 이루어진 것으로서, 본 발명의 목적은 주어진 입력 토크 프로파일 및 여러 운행 조건에 따라 기어 래틀 현상을 다각도로 해석 및 검토할 수 있는, 스로틀 완전 개방 조건 하 수동 변속기 내 다단계 클러치 댐퍼를 갖는 회전체 시스템에서 야기되는 기어래틀 현상 분석 방법을 제공하는 데에 있다.

과제의 해결 수단

- [0011] 상기의 목적을 달성하기 위해 본 발명의 실시형태에 의한, 스로틀 완전 개방 조건 하 수동변속기 내 다단계 클러치 댐퍼를 갖는 회전체 시스템에서 야기되는 기어래틀 현상 분석 방법은 회전체 시스템의 선형 비틀림 모델을 생성하는 단계; 상기 회전체 시스템의 비선형 다단계 클러치 댐퍼 모델을 생성하는 단계; 상기 생성된 선형 비틀림 모델 및 비선형 다단계 클러치 댐퍼 모델을 기반으로 특정 다단계 클러치 댐퍼 특성을 분석하는 단계; 및 상기 비선형 다단계 클러치 댐퍼 모델을 기반으로 단일 질량 및 이중-질량 플라이휠 시스템과 관련한 기어래틀 현상을 분석하는 단계를 포함하는 것을 특징으로 한다.
- [0012] 상기 실시형태에 의한, 스로틀 완전 개방 조건 하 수동변속기 내 다단계 클러치 댐퍼를 갖는 회전체 시스템에서 야기되는 기어래틀 현상 분석 방법에 있어서, 상기 선형 비틀림 모델 생성 단계는 기어래틀 현상이 가장 높은 가속도 영역에서 발생하고, 기어운동의 고유모드가 기어래틀 현상과 관련되며, 1800 RPM은 3단 기어가 체결되고

5단 기어가 비체결된 상태인 기어레틀 상태라는 가정 하에 수행될 수 있다.

- [0013] 상기 실시형태에 의한, 스로틀 완전 개방 조건 하 수동변속기 내 다단계 클러치 댐퍼를 갖는 회전체 시스템에서 야기되는 기어레틀 현상 분석 방법에 있어서, 상기 선형 비틀림 모델 생성 단계는 변속기에 플라이휠, 구동축 및 차량과 같은 서브시스템을 포함시키고, 1단 기어, 2단 기어, 5단 기어 및 역 입력 기어가 입력축에 용접되고, 3단 기어 및 4단 기어가 출력축에 용접된 상태라는 가정 하에 14 자유도 모델을 생성하는 단계, 상기 생성된 14 자유도 모델을 6 자유도 모델로 축소하는 단계, 및 상기 14 자유도 모델의 시스템과 상기 6 자유도 모델의 시스템의 동적 특성을 비교하는 단계를 포함할 수 있다.
- [0014] 상기 실시형태에 의한, 스로틀 완전 개방 조건 하 수동변속기 내 다단계 클러치 댐퍼를 갖는 회전체 시스템에서 야기되는 기어레틀 현상 분석 방법은 상기 동적 특성 비교 단계에서 14 자유도 모델의 시스템과 상기 6 자유도 모델의 시스템의 동적 특성이 동일한 결과를 나타내어야 선형 비틀림 모델 생성이 확정될 수 있다.
- [0015] 상기 실시형태에 의한, 스로틀 완전 개방 조건 하 수동변속기 내 다단계 클러치 댐퍼를 갖는 회전체 시스템에서 야기되는 기어레틀 현상 분석 방법에 있어서, 상기 비선형 다단계 클러치 댐퍼 모델 생성 단계는 다단계 클러치의 히스테리시스 및 기어 백래시와 같은 변속기의 비선형성이 조사되는 단계를 포함할 수 있다.
- [0016] 상기 실시형태에 의한, 스로틀 완전 개방 조건 하 수동변속기 내 다단계 클러치 댐퍼를 갖는 회전체 시스템에서 야기되는 기어레틀 현상 분석 방법에 있어서, 상기 비선형 다단계 클러치 댐퍼 모델 생성 단계는 기어레틀 또는 진동 충격 특성을 시뮬레이션하기 위해 강성(또는 히스테리시스) 대 상대 변위의 관점에서 다단계 클러치 댐퍼의 수학적 모델을 대칭 전이 각도에 초점을 맞춰 생성할 수 있다.
- [0017] 상기 실시형태에 의한, 스로틀 완전 개방 조건 하 수동변속기 내 다단계 클러치 댐퍼를 갖는 회전체 시스템에서 야기되는 기어레틀 현상 분석 방법은 드래그 토크가 상기 회전체 시스템의 정상 상태 조건하에 있다는 가정 하에 계산되어 산정되는 단계를 더 포함할 수 있다.
- [0018] 상기 실시형태에 의한, 스로틀 완전 개방 조건 하 수동변속기 내 다단계 클러치 댐퍼를 갖는 회전체 시스템에서 야기되는 기어레틀 현상 분석 방법에 있어서, 상기 산정 단계는 차량 드래그 토크가 기어 및 축의 드래그 토크의 합계보다 크고, 모든 서브시스템과 관련된 점성댐핑은 비체결된 기어의 감쇠를 제외하고 서로 같으며, 기어 백래시 및 강성의 전이와 같은 비선형성이 무시되며, 드래그 토크의 교번 부분이 무시되며, 도로 경사는 0도라는 가정 하에 수행될 수 있다.
- [0019] 상기 실시형태에 의한, 스로틀 완전 개방 조건 하 수동변속기 내 다단계 클러치 댐퍼를 갖는 회전체 시스템에서 야기되는 기어레틀 현상 분석 방법에 있어서, 상기 생성된 14 자유도 모델을 6 자유도 모델로 축소하는 단계는 고유값 및 주파수 응답 함수에 의거하여 이루어질 수 있다.

발명의 효과

- [0020] 본 발명의 실시형태에 의한, 스로틀 완전 개방 조건 하 수동변속기 내 다단계 클러치 댐퍼를 갖는 회전체 시스템에서 야기되는 기어레틀 현상 분석 방법에 의하면, 회전체 시스템의 선형 비틀림 모델을 생성하는 단계, 상기 회전체 시스템의 비선형 다단계 클러치 댐퍼 모델을 생성하는 단계, 상기 생성된 선형 비틀림 모델 및 비선형 다단계 클러치 댐퍼 모델을 기반으로 특정 다단계 클러치 댐퍼 특성을 분석하는 단계, 및 상기 비선형 다단계 클러치 댐퍼 모델을 기반으로 단일 질량 및 이중-질량 플라이휠 시스템과 관련한 기어레틀 현상을 분석하는 단계를 포함하여 구성됨으로써, 주어진 입력 토크 프로파일 및 여러 운행 조건에 따라 기어 레틀 현상을 다각도로 해석 및 검토할 수 있다는 뛰어난 효과가 있다.
- [0021] 좀 더 상세하게는,
- [0022] 첫째, 두개의 상이한 클러치 강성을 고려함으로써 선형 연구가 이루어졌으며, 시스템의 동적 조건들은 가정된 서로 다른 단의 강성들의 조합과 관련하여 예상될 수 있다.
- [0023] 둘째, 다수의 자유도(DOF) 감소 방법은 고유값 및 주파수 응답 함수에 의거하여 도입되었으므로, 클리어런스 타입의 비선형성을 가진 고자유도계를 갖는 비선형 시스템 모델에 대응하는 계산 시간을 줄일 수 있다.
- [0024] 셋째, 다단계 클러치 댐퍼에 있어서의 비선형 모델이 생성되어 2단계 클러치 댐퍼 모델에만 초점을 맞춘 종래 기술을 발전시킴으로써, 클러치 댐퍼에 대한 여러 경우가 모델링되고 시뮬레이션 될 수 있다.
- [0025] 넷째, 완전 개방 스로틀(WOT) 상태에서의 드래그 토크가 차량이 주행 상태에 있다는 가정 하에 추정됨으로써,

다중 구동 조건에 있어서의 래틀 현상은 구동계가 정상 상태 조건하에 있다는 가정 하에 예측될 수 있다.

도면의 간단한 설명

[0026]

도 1은 본 발명의 실시 예에 의한, 스로틀 완전 개방 조건 하 수동변속기 내 다단계 클러치 댐퍼를 갖는 회전체 시스템에서 야기되는 기어래틀 현상 분석 방법을 설명하기 위한 플로우 차트이다.

도 2는 본 발명의 실시 예에 적용되는 구동 시스템의 개략도이다: (a)는 자동차의 수동변속기이고, (b)는 14자유도를 가진 구동 시스템의 비틀림 모델이다.

도 3은 실제 클러치 설계에 기초한 4단계 클러치 댐퍼에 대한 토크 TC(61) 프로파일이다.

도 4는 스로틀 완전 개방(WOT)조건 하에서 특정 클러치를 가진 파워트레인(powertrain)에서 측정된 가속도이다:

 은 엔진에서 측정된 가속도이고,    은 변속기에서 측정된 가속도이다.

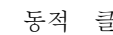
도 5는 단일-질량 플라이휠(SMF) 및 이중-질량 플라이휠(DMF)을 가진, 3단 기어가 체결되고 5단 기어가 비체결된 경우에 있어서의 축소된 오더(order) 시스템 모델이다: (a)는 SMF를 가진 6DOF 모델이고, (b)는 이중-질량 플라이휠(을)의 개략도이다.

도 6은 14자유도(DOF) 시스템과 6자유도 시스템 간의 비교도이다: (a)는 14 자유도 시스템의 모드 형상이고, (b)는 6자유도 시스템의 모드 형상이다.

도 7은 14자유도 시스템과 6자유도 시스템의 비교도이다:  는 14자유도 시스템의 이동도이고,    는 6자유도 시스템의 이동도이다.

도 8은 단일-질량 플라이휠과 이중-질량 플라이휠을 가진 축소된 오더 시스템의 모드 모양을 나타내는 도면이다: (a)는 단일-질량 플라이휠(SMF)의 모드 형상을 나타내고, (b)는 이중-질량 플라이휠(DMF)의 모드 형상을 나타낸다.

도 9는 단일-질량 플라이휠(SMF)과의 비교시 운동 전달률에 있어서의 이중-질량 플라이휠(DMF)의 효과를 나타내는 도면이다:  는 SMF의 전달률이고,    는 DMF의 전달률이다.

도 10은 히스테리시스를 가진 다단계 클러치 댐퍼의 특성을 나타내는 도면이다: (a)는 예상된 클러치 토크 영역이고, (b)는 WOT 조건 하에서의 동적 클러치 토크이다,  는 예상된 클러치 토크 영역이고,    는 실제 동적 클러치 토크이다.

도 11은 2단 클러치 댐퍼의 비선형 특성을 나타내는 도면이다: (a)는 강성 및 히스테리시스에 의한 전체 클러치 토크이고, (b)는 강성 및 히스테리시스에 의해 유도된 각 클러치 토크이다.

도 12는 기어 백래시의 비선형 특성을 나타내는 도면이다: (a) 경우 I: $\rho > b/2$, 구동측 상에 접촉; (b) 경우 II: $-b/2 < \rho < b/2$, 비접촉; (c) 경우 III: $\rho < -b/2$, 피동측 상에 접촉; (d) 기어 치합력과 상대 변위의 관계.

도 13은 1800 rpm에서 WOT 조건하의 엔진 토크 프로파일(T_E)이다: (a)는 시간 영역에서의 엔진 토크의 시간 이력이고, (b)는 주파수 영역에서의 크기 및 위상의 스펙트럼이다.

도 14는 단일-질량 플라이휠(SMF)을 가진, 3단 기어가 체결되고 5단 기어가 비체결된 경우에 있어서의 축소된 오더 시스템의 비선형 모델을 나타내는 도면이다: (a)는 비선형 함수를 가진 개략도이고, (b)는 기어 비를 고려한 입력측 상의 드래그 토크를 가진 서브 시스템이다.

도 15는 구동 조건 하에서의 차량으로부터의 드래그 토크의 개략도이다.

도 16은 체결된 기어쌍의 상대 운동을 나타내는 도면이다: (a)는 변위, 속도 및 가속도의 시간 이력을 나타내고, (b)는 저 주파수 영역내의 가속도의 FFT 결과이고, (c)는 고 주파수 영역 내에서 가속도의 FFT 결과이다. $|\mathcal{V}_3(\omega)|$ 은 $\ddot{\delta}_3(t)$ 의 FFT 결과로부터의 가속도의 크기 스펙트럼이다.

도 17은 비체결된 기어쌍의 상대 운동을 나타내는 도면이다: (a)는 변위, 속도 및 가속도의 시간 이력이고,

(b)는 저주파수 영역내의 가속도의 FFT 결과이며, (c)는 고주파수 영역내의 가속도의 크기 스펙트럼이다. $|\mathcal{F}_d(\omega)|$ 는 $\ddot{\delta}_d(t)$ 의 FFT 결과로부터의 가속도의 크기 스펙트럼이다.

도 18은 시간 영역 및 주파수 영역에 있어서의 클러치 토크 및 기어 치합력을 나타내는 도면이다: (a)는 클러치 토크 및 기어 치합력의 시간 이력이고, (b)는 클러치 토크 및 기어 치합력의 FFT 결과이다.

도 19는 클러치(또는 기어 치합력)와 상대 변위 간의 관계를 나타내는 도면이다: (a)는 클러치 토크(또는 치합력) 대 상대 변위이고, (b)는 2개의 전이 각도 상의 동적 조건하에서의 클러치 토크이다.

도 20은 DMF를 가진 체결 및 비체결된 기어쌍의 상대 운동을 나타내는 도면이다: (a)는 체결된 기어쌍에서의 변위, 속도 및 가속도의 시간이력이고, (b)는 비체결된 기어쌍에서의 변위, 속도 및 가속도의 시간 이력이다.

도 21은 DMF(또는 치합력)과 상대 변위의 관계를 나타내는 도면이다: (a)는 DMF 상의 토크(또는 치합력) 대 상대 변위이고, (b)는 동적 조건 하에서의 DMF의 토크이며, (c)는 비체결된 기어쌍에서의 치합력이다.

발명을 실시하기 위한 구체적인 내용

- [0027] 이하, 본 발명의 실시 예를 도면을 참조하여 상세히 설명하기로 한다.
- [0028] 도 1은 본 발명의 실시 예에 의한, 스로틀 완전 개방 조건 하 수동변속기 내 다단계 클러치 댐퍼를 갖는 회전체 시스템에서 야기되는 기어래틀 현상 분석 방법을 설명하기 위한 플로우 차트이다.
- [0029] 본 발명에 의한, 스로틀 완전 개방 조건 하 수동변속기 내 다단계 클러치 댐퍼를 갖는 회전체 시스템에서 야기되는 기어래틀 현상 분석 방법은, 도 1에 도시된 바와 같이, 회전체 시스템의 선형 비틀림 모델을 생성하는 스텝(S10), 회전체 시스템의 비선형 다단계 클러치 댐퍼 모델을 생성하는 스텝(S20), 상기 스텝들(S10, S20)에서 생성된 선형 비틀림 모델 및 비선형 다단계 클러치 댐퍼 모델을 기반으로 특정 다단계 클러치 댐퍼 특성을 분석하는 단계(S30), 및 상기 스텝(S20)에서 생성된 비선형 다단계 클러치 댐퍼 모델을 기반으로 단일 질량 및 이중-질량 플라이휠 시스템과 관련한 기어래틀 현상을 분석하는 단계(S40)를 포함한다.
- [0030] 한편, 본 발명에 의한 기어래틀 현상 분석 방법은 모든 과정이 컴퓨터상에서 수행된다.
- [0031]
- [0032] 이하, 본 발명의 실시 예에 의한 스로틀 완전 개방 조건 하 수동변속기 내 다단계 클러치 댐퍼를 갖는 회전체 시스템에서 야기되는 기어래틀 현상 분석 방법에 대해 상세히 설명하기로 한다.
- [0033] **[선형 비틀림 모델(선형 시간 불변(LTI) 시스템 모델이라고도 함) 생성]**
- [0034] 도 4는 엔진과 변속기에서 측정된 시스템 반응의 대표 예를 나타낸다. 도 4에 도시된 측정된 데이터는 도 3에 도시된 특정 클러치를 사용하여 속도(RPM)와 함수관계에 있는 가속도($\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$ 의 각도 단위)를 예시한다. 제한된 실험 데이터가 주어지면, 기어래틀 현상은 기어박스 가속도가 엔진 가속도를 초과할 때 발생한다고 가정한다.
- [0035] 우선, 1800 RPM의 완전 개방 스로틀(WOT) 하에서의 차량 운전 조건에 초점을 맞출 것이다. 주어진 측정 데이터와 시스템 파라미터들에 의거하여, 도 2에 도시된 개략도로부터 선형 시간 불변(LTI) 시스템 모델을 개발할 수 있다. 수학적 모델을 개발하기 위해, 다음과 같은 몇 가지 가정들이 있다.
- [0036] (1) 기어래틀 현상은 가장 높은 가속도 영역에서 발생한다.
- [0037] (2) 또한, 기어 운동의 자연 모드는 기어래틀 현상과 상관관계를 갖는다.
- [0038] (3) 1800 RPM은 3단 기어가 체결되고 5단 기어가 비체결된 상태인 가장 가속한 기어래틀 상태이다.
- [0039] **선형 시간 불변(LTI) 시스템 모델의 개발**
- [0040] 기어 체결 상태에 따라 도 2에 도시된 변속기는 스피드 기어들이 2개의 상이한 축에 위치하고 있기 때문에 상이한 구성 및 토크 흐름 패턴을 가진다. 예컨대, 1단, 2단, 5단 및 역 스피드 기어들은 출력축에 위치한다. 그러나 3단 및 4단 스피드 기어는 입력축에 위치한다. 또한 역 아이들러는 입력축과 역 스피드 기어 사이에 있다. 따라서 시스템 특성들을 완벽하게 분석하기 위해서는 다양한 시스템 구성들을 고려해야 한다.
- [0041] 도 2의 (a)에 도시된 변속기에, 도 2의 (b)에 도시된 플라이휠, 구동축 및 차량과 같은 서브시스템을 포함시킴

으로써 14자유도(DOF) 시스템의 개략도가 구성된다. 이 14자유도(DOF) 모델은 1단, 2단, 5단 및 역 입력 기어들이 입력축에 용접된 것을 나타낸다. 마찬가지로, 3단 및 4단 기어들은 출력축에 용접된다. LTI 시스템의 동적 특성을 실험하기 위해, 몇 가지 가정들이 다음과 같이 이루어질 수 있다.

[0042] (1) 본 시스템은 비틀림, 언댐핑(undamped), 반한정 시스템으로 고려된다.

[0043] (2) 클러치 히스테리시스 및 기어 백래시와 같은 비선형성은 무시된다.

[0044] (3) 기어들이 구동축과 항상 접촉하여 무 기어래틀 시스템을 만든다.

[0045] (4) 이 선형 시간 불변(LTI) 시스템 모델은 클러치가 다단 특성을 가짐에도 불구하고 하나의 클러치 강성값을 가진다.

[0046] 14 자유도(DOF) 모델에 대한 기본 방정식들은 도 2(b)에 도시된 개략도에 기초하여 도출된다. 시스템의 고유치 해석시, 다음에 보는 바와 같이 입력 토크 벡터 및 댐핑 행렬은 무시한다(여기서, $\underline{\theta}(t)$ 는 절대 비틀림 변위이고, $\underline{\underline{M}}$ 은 관성 행렬이며, $\underline{\underline{K}}$ 는 강성 행렬이다).

$$\underline{\underline{M}} \ddot{\underline{\theta}}(t) + \underline{\underline{K}} \underline{\theta}(t) = \underline{0} \quad (\text{수학식 1})$$

$$\underline{\theta} = [\theta_f \ \theta_h \ \theta_i \ \theta_o \ \theta_{o1} \ \theta_{o2} \ \theta_{o5} \ \theta_{r1} \ \theta_{or} \ \theta_{i4} \ \theta_d \ \theta_{j1} \ \theta_{jr} \ \theta_v]^T \quad (\text{수학식 2})$$

$$\underline{\underline{M}} = \text{diag}[I_f, I_h, (I_i + I_{i3}), I_o, I_{o1}, I_{o2}, I_{o5}, I_{r1}, I_{or}, I_{i4}, I_d, I_{j1}, I_{jr}, (I_v + I_p)] \quad (\text{수학식 3})$$

$$\underline{\underline{K}} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{32} & k_{33} & k_{34} & k_{35} & k_{36} & k_{37} & k_{38} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{43} & k_{44} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{410} & k_{411} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{53} & 0 & k_{55} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{63} & 0 & 0 & k_{66} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{73} & 0 & 0 & 0 & k_{77} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{83} & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{88} & k_{89} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{98} & k_{99} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_{104} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{1010} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_{114} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{1111} & k_{1112} & k_{1113} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{1211} & k_{1212} & 0 & k_{1214} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{1311} & 0 & k_{1313} & k_{1314} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{1412} & k_{1413} & k_{1414} \end{bmatrix} \quad (\text{수학식 4})$$

$$k_{11} = k_c, k_{12} = -k_c. \quad (\text{수학식 5a, b})$$

$$k_{21} = -k_c, k_{22} = k_c + \underline{k_i}, k_{23} = -\underline{k_i}. \quad (\text{수학식 6a, b, c})$$

$$k_{32} = -\underline{k_i}, k_{33} = \underline{k_i} + k_g (R_{i1}^2 + R_{i2}^2 + R_{i3}^2 + R_{i5}^2 + R_{ir}^2), k_{34} = k_g R_{i3} R_{o3}, \quad (\text{수학식 7a, b, c})$$

$$k_{35} = k_g R_{i1} R_{o1}, k_{36} = k_g R_{i2} R_{o2}, k_{37} = k_g R_{i5} R_{o5}, k_{38} = k_g R_{ir} R_{ri}. \quad (\text{수학식 7d, e, f, g})$$

$$k_{43}=k_g R_{i3} R_{o3}, k_{44}=k_g (R_{o3}^2 + R_{o4}^2) + k_d R_{od}^2, \quad (\text{수학식 8a, b})$$

$$k_{410}=k_g R_{i4} R_{o4}, k_{411}=k_d R_{od} R_d. \quad (\text{수학식 8c, d})$$

$$k_{53}=k_g R_{i1} R_{o1}, k_{55}=k_g R_{o1}^2. \quad (\text{수학식 9a, b})$$

$$k_{63}=k_g R_{i2} R_{o2}, k_{66}=k_g R_{o2}^2. \quad (\text{수학식 10a, b})$$

$$k_{73}=k_g R_{i5} R_{o5}, k_{77}=k_g R_{o5}^2. \quad (\text{수학식 11a, b})$$

$$k_{83}=k_g R_{ir} R_{ri}, k_{88}=2k_g R_{ri}^2, k_{89}=k_g R_{ri} R_{or}. \quad (\text{수학식 12a, b, c})$$

$$k_{98}=k_g R_{ri} R_{or}, k_{99}=k_g R_{or}^2. \quad (\text{수학식 13a, b})$$

$$k_{104}=k_g R_{i4} R_{o4}, k_{1010}=k_g R_{i4}^2. \quad (\text{수학식 14a, b})$$

$$k_{114}=k_d R_{od} R_d, k_{1111}=k_d R_d^2 + k_{jl} + k_{jr}, k_{1112}=-k_{jl}, k_{1113}=-k_{jr}. \quad (\text{수학식 15a, b, c, d})$$

$$k_{1211}=-k_{jl}, k_{1212}=k_{jl}+k_{v1}, k_{1214}=-k_{v1}. \quad (\text{수학식 16a, b, c})$$

$$k_{1311}=-k_{jr}, k_{1313}=k_{jr}+k_{v2}, k_{1314}=-k_{v2}. \quad (\text{수학식 17a, b, c})$$

$$k_{1412}=-k_{v1}, k_{1413}=-k_{v2}, k_{1414}=k_{v1}+k_{v2}. \quad (\text{수학식 18a, b, c})$$

[0050]

[0051]

여기서, 사용된 강성값들은 다음과 같다: 클러치의 강성 $k_c = 1838.0 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$; 입력축의 강성 $k_i = 10000 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$; 기어쌍들 사이의 치합력 강성 $k_g = 2.7 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$; 출력축들과 디퍼렌셜 사이의 치합력 강성 $k_d = 2.7 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$; 좌측(또는 우측) 구동축과 디퍼렌셜 사이의 강성 k_{jl} (또는 k_{jr}) = $10000 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$; 좌측(또는 우측) 구동축과 차량사이의 강성 k_{v1} (or k_{v2}) = $10000 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$.

[0052]

도 2의 (b)에 도시된 이 14자유도(DOF) 모델은 3단 기어쌍이 맞물린 경우의 전체 회전체 시스템을 나타낸다. 이와 같은 고계자유도 시스템은 비선형 분석시 수치해석적으로 많은 문제가 야기될 수 있다. 따라서 본 시스템을 도 5의 (a)에 도시된 바와 같은 6자유도(DOF) 모델로 축소한다. 그 결과 시스템에서 도 5에 도시된 다른 특성을 제외하고는 기어쌍의 모든 관성 및 강성값들은 기어비의 제곱 값으로 대체된다. 여기서 R은 기어 반경이다. 이와 함께, 상기 축소된 시스템은 [수학식1]과 같은 공식으로 표현된다:

$$\underline{\theta} = [\theta_f \ \theta_h \ \theta_i \ \theta_{ou} \ \theta_{OG} \ \theta_v]^T. \quad (\text{수학식 19})$$

$$\underline{\underline{\mathbf{M}}} = \text{diag}[I_f, I_h, I_{ie}, I_{ou}, I_{OG}, I_{VE2}]. \quad (\text{수학식 20})$$

$$\underline{\underline{\mathbf{K}}} = \begin{bmatrix} k_c & -k_c & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_c & k_c + k_i & -k_i & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_i & k_i + k_g(R_{iu}^2 + R_{ie}^2) & k_g R_{iu} R_{ou} & k_g R_{ie} R_{oe} & 0 \\ 0 & 0 & k_g R_{iu} R_{ou} & k_g R_{ou}^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_g R_{ie} R_{oe} & 0 & k_g R_{oe}^2 + k_{VE2} & -k_{VE2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{VE2} & k_{VE2} \end{bmatrix}. \quad (\text{수학식 21})$$

[0053]

$$I_{ie} = I_i + I_{i3} + \left(\frac{R_{il}}{R_{o1}}\right)^L I_{o1} + \left(\frac{R_{il}}{R_{o2}}\right)^L I_{o2} + \left(\frac{R_{ir}}{R_{ri}}\right)^L \left(I_{ri} + \left(\frac{R_{ri}}{R_{or}}\right)^L I_{or}\right), \quad (\text{수학식 22a})$$

$$I_{oe} = I_o + \left(\frac{R_{od}}{R_{id}}\right)^2 I_{id}, I_{de} = I_d + \frac{I_{il} + I_{ir}}{2}, I_{ve} = I_i + I_v + \frac{I_{il} + I_{ir}}{2}, \quad (\text{수학식 22b,c,d})$$

$$I_{OG} = I_{oe} + \left(\frac{R_{od}}{R_d}\right)^2 I_{de}, I_{VE2} = \left(\frac{R_{od}}{R_d}\right)^2 I_{ve}. \quad (\text{수학식 22e,f})$$

$$k_{eq} = \frac{k_{jl} k_{v1}}{k_{jl} + k_{v1}} + \frac{k_{jr} k_{v2}}{k_{jr} + k_{v2}}, k_{VE2} = \left(\frac{R_{od}}{R_d}\right)^2 k_{eq}. \quad (\text{수학식 23a,b})$$

[0054]

[0055] 14 자유도(DOF) 및 6 자유도(DOF) 모델을 사용한 선형 시스템 분석

[0056] [수학식 1] 내지 [수학식 23] 으로부터 14 자유도(DOF) 및 6 자유도(DOF) 시스템 모델에 대한 고유 진동수 및 고유 모드를 계산할 수 있다.

[0057] 첫째, 하기의 표 3 및 도 6의 (a)는 14 자유도(DOF) 모델에 대한 첫번째 3개의 고유 진동수(f_1 , f_2 및 f_3) 및 고유모드를 제공한다.

[0058] 둘째, 시스템이 60Hz 에서 심각한 기어박스 래틀 문제를 가지면, 클러치 또는 액슬 강성에 의해 60Hz에서의 모드 모양이 제어될 수 있다. 이 특징들은 또한 6 자유도(DOF) 모델을 사용한 시뮬레이션에서 보여진다. 하기의 표 4 및 도 6은 14 자유도(DOF) 시스템과 6자유도(DOF) 시스템 간의 결과를 비교한다. 6자유도(DOF) 모델은 주파수 응답 함수에 의해서도 평가되어야 한다.

Mode ^o	Description ^o	Natural Frequency (Hz) ^o	
1 ^o	Driveline surging mode ^o	f_1 ^o	7.6 ^o
2 ^o	Clutch spring mode ^o	f_2 ^o	60.8 ^o
3 ^o	Clutch + 입력축 mode ^o	f_3 ^o	272 ^o

[0059]

[0060] [표 3]

Frequency (Hz) ^o	6DOF ^o	14DOF ^o
f_1 ^o	7.6 ^o	7.6 ^o
f_2 ^o	60.6 ^o	60.8 ^o
f_3 ^o	273 ^o	272 ^o

[0061]

[0062] [표 4]

[0063]
$$\underline{\underline{\mathbf{M}}}\ddot{\underline{\underline{\boldsymbol{\theta}}}}(\mathbf{t}) + \underline{\underline{\mathbf{C}}}\dot{\underline{\underline{\boldsymbol{\theta}}}}(\mathbf{t}) + \underline{\underline{\mathbf{K}}}\underline{\underline{\boldsymbol{\theta}}}(\mathbf{t}) = \underline{\underline{\mathbf{T}}}(\mathbf{t}). \quad (\text{수학식 24})$$

[0064] 정현파 입력 조건 하에서 회전체 시스템의 감쇠 및 강제 응답을 고려하면, $\underline{\underline{\mathbf{C}}}$ 는 점성댐핑 행렬이며, $\underline{\underline{\mathbf{T}}}(\mathbf{t})$ 는 입력 토크 벡터이다.

[0065] 모달 댐핑 비율은 모든 모드에 대하여 5%로 가정한다. 이후, 우리는 정상 모달 행렬 및 댐핑 비를 사용하여 점성댐핑 행렬을 획득한다. 입력 토크의 크기는 단위 값으로 가정하여 주파수 응답 특성을 계산할 수 있다.

[0066]
$$\underline{\underline{\mathbf{T}}}(\mathbf{t}) = [\mathbf{I} \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T e^{i\omega_o t}. \quad (\text{수학식 25})$$

[0067] 이하, 다음과 같이 비틀림 이동도는 $Y_{af}(\omega_o)$ 로 그리고 운동 전달률을 $TR_{af}(\omega_o)$ 로 정의하자(여기서, 아래첨자 a 및 j는 관련 서브시스템에서의 입력 위치들이며, ω_o 는 가진 주파수임)

$$Y_{af}(\omega_o) = \frac{\theta_a}{T_j}(\omega_o); Y_{af}(\omega_o) = \frac{\theta_a}{T_f}(\omega_o) \quad (\text{수학식 26})$$

[0068]
$$TR_{af}(\omega_o) = \frac{\dot{\theta}_a}{\dot{\theta}_j}(\omega_o); TR_{af}(\omega_o) = \frac{\dot{\theta}_a}{\dot{\theta}_f}(\omega_o) \quad (\text{수학식 27})$$

[0069] [여기서, 아래첨자 a(또는 j) = f, h, i, ou, OG, v (수학식19에 있어서)]

[0070] 도 7은 이동도 크기 대 주파수(Hz)로 설명되는, 14 자유도(DOF) 시스템과 비교되는 6자유도(DOF) 시스템의 이동도 스펙트럼을 도시한다. 여기서, $|Y_{ff}|$, $|Y_{hf}|$ 및 $|Y_{if}|$ 는 각각 플라이휠, 클러치 허브 및 입력축의 이동도로 정의된다.

[0071] 도 7에 도시된 결과로부터 $|Y_{ff}|$ 의 공진은 7 및 60Hz 에서 나타난다. $|Y_{hf}|$ 및 $|Y_{if}|$ 의 공진은 7, 60 및 273 Hz에서 관찰된다. 또한 6자유도(DOF) 모델의 이동도는 도 7에서 비교된 바와 같이 14자유도(DOF) 모델의 결과와 잘 매칭된다. 따라서, 앞으로는 추가적인 선형 및 비선형 시스템 연구를 위해 6자유도(DOF) 모델을 활용할 것이다.

[0072] 이중 질량 플라이휠(DMF)의 효과

[0073] 이중-질량 플라이휠(DMF)은 기어래틀 문제를 해결하기 위해 자주 사용되는데, 이는 엔진의 회전 불규칙성을 분리시킬 수 있기 때문이다. 일반적으로 이중-질량 플라이휠은 1차 질량과 2차 질량 사이에 설치되는 히스테리시스를 포함하는 단일단 또는 다단계의 비틀림형 댐퍼와 함께 2개의 관성 부품(1차 플라이휠 및 2차 플라이휠)으로 구성된다. 도 5의 (b)는 도 5의 (a)로부터의 6자유도 모델의 붉은 점선으로 표시된 서브시스템에 기반한 이중-질량 플라이휠의 개략도를 도시한다. 이하, 도 5의 (b)에 예시된 이중-질량 플라이휠이 포함된 축소자유도 모델은 7자유도로 구성된다. 여기서, 사용된 특성은 다음과 같다:

[0074] DMF의 강성 $k_f = 562.1 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$; 클러치 강성 $k_c = 10000 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$; 제 1 질량 플라이휠의 관성 $I_{fa} = 0.7 \times I_f$; 제 2 질량 플라이휠의 관성 $I_{fb} = 0.7 \times I_f$

[0075] 통상, 엔진이 단일-질량 플라이휠(SMF) 대신에 이중-질량 플라이휠(DMF)를 가지고 있을 때, 엔진폭발행정으로부터 유입되는 진동은 다단계 비틀림 댐퍼를 포함하는 DMF가 진동을 감쇠시키는 핵심 역할을 하기 때문에, 이때 클러치는 엔진으로부터 유입되는 토크를 변속기에 단순히 전달/단락하는 역할만을 한다. 도 8은 SMF와 DMF를 가진 두 가지 다른 고유모드를 비교하고 있다. DMF로부터 22.9 및 124 Hz에서의 새로운 모드가 도 8의 (b)에 도시된 바와 같이 생성된다. 그러나 나머지 고유모드는 거의 영향을 받지 않습니다.

Mode Description	고유진동수 (Hz)	
	SMF	DMF
Driveline surging mode	7.6	7.1
플라이휠 mode	—	22.9
Clutch spring mode	60.6	124

[0076]

[0077]

[표 5]

[0078]

[표 5]는 SMF 및 DMF 갖는 두 시스템의 고유 진동수와 고유모드를 비교하고 있다. 도 9는 이중-질량 플라이휠(DMF)이 단일-질량 플라이휠(SMF) 보다 효과적으로 진동에 의해 가진되는 전달물을 감소시킬 수 있음을 보여주고 있다. 이 경우 SMF 공명은 도 8 및 [표 5]에서 알려진 바와 같이, DMF를 갖는 2 개의 주파수 범위(23 및 124 Hz)로 분할된다.

[0079]

2단 강성의 동적특성

[0080]

이전 섹션에서는 14자유도 모델과 6자유도 모델의 시스템 특성을 실험했다. 이러한 결과는 클러치 댐퍼가 1단에서만 직선이며 히스테리시스 가 없다는 가정에 기초하고 있다. 그러나 실제 클러치 댐퍼는 다단계의 히스테리시스, 프리로드(preload) 효과 및 스톱퍼(stopper)를 나타내는 경우가 있다. 따라서 제한된 범위의 고유 진동수만을 선형 모델로 시뮬레이션 할 수 있다. 도 10은 2개의 다른 클러치 강성 영역에 대한 정적 T_c 대 δ_1 곡선을 나타낸다. 여기서, δ_1 은 클러치를 가로 지르는 상대적인 비틀림 변위이다. 도 10의 (a)에 예시된 클러치는 대칭 전이 각도들을 가진 4단이다. 이 클러치는 도 10의 (a), (b)에 점선으로 표시된 주어진 평균 토크 범위를 경험하는 경우, 도 10의 (b)에 도시된 바와 같이 유효 클러치 강성에 의존하여 다른 고유치가 발생할 수 있다. 예를 들어, 도 10의 (b)에 예시된 토크 범위는 강성 전환을 가로 지를 수 있다. 따라서 구동 시스템은 주어진 유효 클러치 프로파일에 따라 다른 특성을 가질 수 있다. 이 정적 응답으로 몇 가지 가정이 가능하다. 예를 들어, 아래의 표 6은 클러치 댐퍼 응답의 세 가지 가능한 경우를 보여준다. 클러치 댐퍼(3단 및 4단)의 2단은 시스템 가진 시 실제 유입되는 토크 가진 조건에서 작동하는 것으로 가정된다. 따라서 3단은 'x' % 시간 동안 작동 할 수 있고, 4단은 (100-x) % 시간동안 작동한다. 이 가정을 통해 표 6에서 볼 수 있듯이 여러 조합이 각 클러치 댐퍼에 할당될 수 있다. 클러치 스프링 모드(기어 래틀 현상과 관련이 있음)에 대응하는 측정 주파수와 비교하면 다단계 클러치는 4단에서 더 많은 시간을 소비한다.

Simulated 고유진동수 (Hz)					Measured frequencies
$k_{C3} = 1.060 \text{ kgm/deg}, k_{C4} = 3.27 \text{ kgm/deg}$					(Hz) shown in Fig. 3
k_{C3}^*	k_{C4}^*	Ave.**	Ave.**	Ave.**	Peak***: 60.0
		(30:70)	(20:80)	(10:90)	
		$k_{ave} =$	$k_{ave} =$	$k_{ave} =$	
		2.61 kgm/deg	2.83 kgm/deg	3.05 kgm/deg	
40.6	60.6	55.6	57.3	59.0	

[0081]

[0082]

[표 6]

[0083]

[비선형 시스템 모델 생성]

[0084]

히스테리시스 및 기어 백래시가 있는 다단계 클러치와 같은 변속기의 여러 비선형성을 살펴본다. 기어래틀이나 진동 충격 특성을 시뮬레이션하기 위해 강성(또는 히스테리시스) 대 상대 변위의 관점에서 다단계 클러치 댐퍼의 수학적 모델을 대칭 전이각도에 초점을 맞춰 생성할 것이다.

[0085] 다단계 클러치 댐퍼 및 기어 백래시의 비선형 특성

[0086] 도 11 및 12는 클러치의 동적특성 및 수동 변속기의 기어백래시의 거동 특성을 기반으로 주요 비선형요소를 설명한다. 도 11은 클러치 내의 히스테리시스를 포함한 정적 T_c 대 δ_1 프로파일을 보여주는데, 여기서 δ_1 은 비틀림 상대변위($\theta_f - \theta_h$)이다. 여기서, θ_f (또는 θ_h)는 플라이휠(또는 클러치 허브)의 절대 변위로 정의된다. 강성 (k_{c1} 및 k_{c2})을 갖는 2단 클러치 만 도시되고, 각 스테이지는 히스테리시스 레벨(H_1 및 H_2)을 포함한다. 이 히스테리시스는 클러치 플레이트 내부의 마찰 어셈블리에 의한 드라이 마찰 때문에 야기된다. 도 11은 클러치의 압축된 비틀림 스프링에 의해 발생한다. 이 효과의 결과로서, 플라이휠과 클러치 사이의 토크는 δ_1 의 함수로서 빠르게 증가한다.

[0087] 첫째, 다음과 같이 2단 클러치 경우를 고려하자:

[0088]
$$T_s(\delta_1) = \begin{cases} k_{c1}\phi_1 + k_{c2}(\delta_1 - \phi_1), & \delta_1 > \phi_1 \\ k_{c1}\delta_1, & -\phi_1 < \delta_1 < \phi_1 \\ -k_{c1}\phi_1 + k_{c2}(\delta_1 + \phi_1), & \delta_1 < -\phi_1 \end{cases} \quad (\text{수학식 28})$$

[0089] [여기서, T_s 는 상기 강성(아래첨자 S)으로부터의 클러치 토크이며, ϕ_1 는 제 1 전이각도(아래첨자 1을 가짐)이다. 따라서 $T_s(\delta_1)$ 는 쌍곡선 탄젠트 함수 $\tanh$ 를 이용하여 k_{c1} , k_{c2} , ϕ_1 및 δ_1 의 관점에서 수치해석적으로 표현될 수 있다.

[0090]
$$T_s(\delta_1) = k_{c1}\delta_1 + [k_{c2}(\delta_1 - \phi_1) + k_{c1}\phi_1 - k_{c1}\delta_1] \frac{1}{2} [\tanh\{\sigma_c(\delta_1 - \phi_1)\} + 1] + [k_{c2}(\delta_1 + \phi_1) - k_{c1}\phi_1 - k_{c1}\delta_1] \frac{1}{2} [-\tanh\{\sigma_c(\delta_1 + \phi_1)\} + 1]. \quad (\text{수학식 29})$$

[0090]

[0091]

[0092] 주어진 [수학식 29]를 조작함으로써, $T_s(\delta_1)$ 은 다음과 같이 표현된다.

[0093]
$$T_s(\delta_1) = k_{c2}\delta_1 + (k_{c2} - k_{c1}) \frac{(\delta_1 - \phi_1) \tanh\{\sigma_c(\delta_1 - \phi_1)\} - (\delta_1 + \phi_1) \tanh\{\sigma_c(\delta_1 + \phi_1)\}}{2}. \quad (\text{수학식 30})$$

[0093]

[0094] 여기서, $\tanh$ 는 아래의 [수학식 31]과 같이 부호 함수로서 가정한다.

[0095]
$$\text{sign}(\delta_1) = \begin{cases} 1, & \delta_1 > 0 \\ 0, & \delta_1 = 0 \\ -1, & \delta_1 < 0 \end{cases}, \quad \text{sign}(\delta_1) \approx \tanh(\sigma_c \delta_1). \quad (\text{수학식 31a,b})$$

[0095]

[0096] 둘째, 3단 클러치 댐퍼를 가진 $T_s(\delta_1)$ 는 [수학식 28] 내지 [수학식 31]에 의거하여 확장될 수 있다. 따라서 T_c 대 δ_1 의 관계로부터 클러치 토크는 다음의 [수학식 32]와 같이 정의된다.

[0097]

[0098]
$$T_s(\delta_1) = \begin{cases} k_{c1}\phi_1 + k_{c2}(\phi_2 - \phi_1) + k_{c3}(\delta_1 - \phi_2), & \delta_1 > \phi_2 \\ k_{c1}\phi_1 + k_{c2}(\delta_1 - \phi_1), & \phi_1 < \delta_1 < \phi_2 \\ k_{c1}\delta_1, & -\phi_1 < \delta_1 < \phi_1 \\ -k_{c1}\phi_1 + k_{c2}(\delta_1 + \phi_1), & -\phi_2 < \delta_1 < -\phi_1 \\ -k_{c1}\phi_1 - k_{c2}(\phi_2 - \phi_1) + k_{c3}(\delta_1 + \phi_2), & \delta_1 < -\phi_2 \end{cases} \quad (\text{수학식 32})$$

[0098]

[0099] [수학식 32]로부터 $T_S(\delta_I)$ 가 다음의 [수학식 33]과 같이 추정된다.

$$\begin{aligned} T_S(\delta_I) = & k_{C1}\delta_I + [k_{C2}(\delta_I - \phi_I) + k_{C1}\phi_I - k_{C1}\delta_I] \frac{I}{2} [\tanh\{\sigma_C(\delta_I - \phi_I)\} + I] \\ & + [k_{C3}(\delta_I - \phi_2) + k_{C2}(\phi_2 - \phi_I) + k_{C1}\phi_I - k_{C2}(\delta_I - \phi_I) - k_{C1}\phi_I] \frac{I}{2} [\tanh\{\sigma_C(\delta_I - \phi_2)\} + I] \\ & + [k_{C2}(\delta_I + \phi_I) - k_{C1}\phi_I - k_{C1}\delta_I] \frac{I}{2} [-\tanh\{\sigma_C(\delta_I + \phi_I)\} + I] \\ & + [k_{C3}(\delta_I + \phi_2) - k_{C2}(\phi_2 - \phi_I) - k_{C1}\phi_I - k_{C2}(\delta_I + \phi_I) + k_{C1}\phi_I] \frac{I}{2} [-\tanh\{\sigma_C(\delta_I + \phi_2)\} + I] \end{aligned}$$

(수학식 33)

[0100]

[0101] 따라서 $T_S(\delta_I)$ 는 [수학식 30]과 같은 공식으로 요약된다.

$$\begin{aligned} T_S(\delta_I) = & k_{C2}\delta_I + (k_{C2} - k_{C1}) \frac{(\delta_I - \phi_I) \tanh\{\sigma_C(\delta_I - \phi_I)\} - (\delta_I + \phi_I) \tanh\{\sigma_C(\delta_I + \phi_I)\}}{2} \\ & + (k_{C3} - k_{C2}) \frac{(\delta_I - \phi_2) \tanh\{\sigma_C(\delta_I - \phi_2)\} - (\delta_I + \phi_2) \tanh\{\sigma_C(\delta_I + \phi_2)\}}{2} \end{aligned}$$

(수학식 34)

[0102]

[0103] 마찬가지로, 다단계 클러치 댐퍼에 있어서의 $T_S(\delta_I)$ 는 [수학식 30] 및 [수학식 34]로 부터 나온다.

$$\begin{aligned} T_S(\delta_I) = & k_{Cn}\delta_I + \\ & + (k_{Cn} - k_{Cn-1}) \frac{(\delta_I - \phi_{n-1}) \tanh\{\sigma_C(\delta_I - \phi_{n-1})\} - (\delta_I + \phi_{n-1}) \tanh\{\sigma_C(\delta_I + \phi_{n-1})\}}{2} \\ & + (k_{Cn-1} - k_{Cn-2}) \frac{(\delta_I - \phi_{n-2}) \tanh\{\sigma_C(\delta_I - \phi_{n-2})\} - (\delta_I + \phi_{n-2}) \tanh\{\sigma_C(\delta_I + \phi_{n-2})\}}{2} \\ & + \dots \\ & + (k_{C3} - k_{C2}) \frac{(\delta_I - \phi_2) \tanh\{\sigma_C(\delta_I - \phi_2)\} - (\delta_I + \phi_2) \tanh\{\sigma_C(\delta_I + \phi_2)\}}{2} \\ & + (k_{C2} - k_{C1}) \frac{(\delta_I - \phi_1) \tanh\{\sigma_C(\delta_I - \phi_1)\} - (\delta_I + \phi_1) \tanh\{\sigma_C(\delta_I + \phi_1)\}}{2} \end{aligned}$$

(수학식 35)

[0104]

[0105] [수학식 35]로부터 대칭 전이 각도를 가진 일반적인 경우에 대한 $T_S(\delta_I)$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$T_S(\delta_I) = k_{CN}\delta_I + \frac{I}{2} \sum_{i=2}^N (k_{C(i)} - k_{C(i-1)}) (T_{Sp(i-1)} - T_{Sn(i-1)}) \quad (\text{수학식 36a})$$

$$T_{Sp(i)} = (\delta_I - \phi_{(i)}) \tanh\{\sigma_C(\delta_I - \phi_{(i)})\}, T_{Sn(i)} = (\delta_I + \phi_{(i)}) \tanh\{\sigma_C(\delta_I + \phi_{(i)})\}$$

(수학식 36b,c)

[0106]

[0107] 여기서, 특성은 다음과 같이 지정된다:

[0108] k_{CN} (또는 $k_{C(i)}$)는 클러치 강성의 N^{th} (또는 i^{th}) 단(아래첨자 N or I를 가짐)이다.

[0109] $T_{Sp(i)}$ (또는 $T_{Sn(i)}$)는 i^{th} 단에 의해 유도된 클러치 토크의 양(또는 음) 측(아래첨자 p 또는 n을 가짐)이다.

[0110] $\phi_{(i)}$ 는 i^{th} 전이 각도이다

[0111] σ_C 는 클러치 토크에 대한 평활계수(smoothing factor)이다.

[0112] 이하, 히스테리시스 값으로부터의 클러치 토크는 또한 도 11의 (b)에 도시된 바와 같이 추정된다. 2단 클러치 댐퍼를 가진 히스테리시스 값으로 인한 클러치 토크를 다음과 같이 고려하자.

$$T_H(\delta_1, \dot{\delta}_1) = \frac{H_1}{2} \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_1) + \left[\left(\frac{H_2}{2} - \frac{H_1}{2} \right) + \frac{H_2}{2} \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_1) - \frac{H_1}{2} \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_1) \right] [\tanh\{\sigma_C(\delta_1 - \phi_1)\} + I] + \frac{I}{2} \left[- \left(\frac{H_2}{2} - \frac{H_1}{2} \right) + \frac{H_2}{2} \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_1) - \frac{H_1}{2} \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_1) \right] [-\tanh\{\sigma_C(\delta_1 + \phi_1)\} + I]. \quad (\text{수학식 37})$$

[0114] 따라서 히스테리시스에 의한 클러치 토크가 다음의 [수학식 38]과 같이 도출된다.

$$T_H(\delta_1, \dot{\delta}_1) = \frac{H_2}{2} \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_1) + \left(\frac{H_2}{4} - \frac{H_1}{4} \right) \tanh\{\sigma_C(\delta_1 - \phi_1)\} [1 + \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_1)] + \left(\frac{H_2}{4} - \frac{H_1}{4} \right) \tanh\{\sigma_C(\delta_1 + \phi_1)\} [1 - \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_1)]. \quad (\text{수학식 38})$$

[0116] [여기서 T_H 는 히스테리시스 레벨(아래첨자 H를 가짐)로부터의 클러치 토크이고, $\dot{\delta}_1$ 는 플라이휠과 클러치 허브사이의 상대 속도이다]

[0117] 이후, $T_H(\delta_1, \dot{\delta}_1)$ 는 다음과 같이 3단 클러치 댐퍼로 확장된다.

$$T_H(\delta_1, \dot{\delta}_1) = \frac{H_1}{2} \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_1) + \frac{I}{2} \left[\left(\frac{H_2}{2} - \frac{H_1}{2} \right) + \left(\frac{H_2}{2} - \frac{H_1}{2} \right) \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_1) \right] [\tanh\{\sigma_C(\delta_1 - \phi_1)\} + I] + \frac{I}{2} \left[- \left(\frac{H_2}{2} - \frac{H_1}{2} \right) + \left(\frac{H_2}{2} - \frac{H_1}{2} \right) \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_1) \right] [-\tanh\{\sigma_C(\delta_1 + \phi_1)\} + I] + \frac{I}{2} \left[\left(\frac{H_3}{2} - \frac{H_2}{2} \right) + \left(\frac{H_3}{2} - \frac{H_2}{2} \right) \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_1) \right] [\tanh\{\sigma_C(\delta_1 - \phi_2)\} + I] + \frac{I}{2} \left[- \left(\frac{H_3}{2} - \frac{H_2}{2} \right) + \left(\frac{H_3}{2} - \frac{H_2}{2} \right) \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_1) \right] [-\tanh\{\sigma_C(\delta_1 + \phi_2)\} + I]. \quad (\text{수학식 39})$$

[0119] 따라서 2단 클러치 댐퍼의 [수학식 38] 과 같은 공식을 가진다.

$$T_H(\delta_1, \dot{\delta}_1) = \frac{H_3}{2} \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_1) + \left(\frac{H_2}{4} - \frac{H_1}{4} \right) \tanh\{\sigma_C(\delta_1 - \phi_1)\} [1 + \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_1)] + \left(\frac{H_2}{4} - \frac{H_1}{4} \right) \tanh\{\sigma_C(\delta_1 + \phi_1)\} [1 - \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_1)] + \left(\frac{H_3}{4} - \frac{H_2}{4} \right) \tanh\{\sigma_C(\delta_1 - \phi_2)\} [1 + \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_1)] + \left(\frac{H_3}{4} - \frac{H_2}{4} \right) \tanh\{\sigma_C(\delta_1 + \phi_2)\} [1 - \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_1)]. \quad (\text{수학식 40})$$

[0121] 마찬가지로, 다단계 클러치 댐퍼의 $T_H(\delta_I, \dot{\delta}_I)$ 는 다음과 같이 도출된다.

$$\begin{aligned}
 T_H(\delta_I, \dot{\delta}_I) &= \frac{H_n}{2} \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_I) \\
 &+ \left(\frac{H_n}{4} - \frac{H_{n-1}}{4} \right) \tanh\{\sigma_C(\delta_I - \phi_{n-1})\} [1 + \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_I)] \\
 &+ \left(\frac{H_n}{4} - \frac{H_{n-1}}{4} \right) \tanh\{\sigma_C(\delta_I + \phi_{n-1})\} [1 - \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_I)] \\
 &+ \left(\frac{H_{n-1}}{4} - \frac{H_{n-2}}{4} \right) \tanh\{\sigma_C(\delta_I - \phi_{n-2})\} [1 + \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_I)] \\
 &+ \left(\frac{H_{n-1}}{4} - \frac{H_{n-2}}{4} \right) \tanh\{\sigma_C(\delta_I + \phi_{n-2})\} [1 - \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_I)] \\
 &+ \dots \\
 &+ \left(\frac{H_3}{4} - \frac{H_2}{4} \right) \tanh\{\sigma_C(\delta_I - \phi_2)\} [1 + \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_I)] \\
 &+ \left(\frac{H_3}{4} - \frac{H_2}{4} \right) \tanh\{\sigma_C(\delta_I + \phi_2)\} [1 - \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_I)] \\
 &+ \left(\frac{H_2}{4} - \frac{H_1}{4} \right) \tanh\{\sigma_C(\delta_I - \phi_1)\} [1 + \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_I)] \\
 &+ \left(\frac{H_2}{4} - \frac{H_1}{4} \right) \tanh\{\sigma_C(\delta_I + \phi_1)\} [1 - \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_I)] .
 \end{aligned} \tag{수학식 41}$$

[0122]

[0123] 따라서 $T_H(\delta_I, \dot{\delta}_I)$ 의 일반공식은 다음과 같이 도출된다.

$$T_H(\delta_I, \dot{\delta}_I) = \frac{H_N}{2} \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_I) + \sum_{i=2}^N \left(\frac{H_{(i)}}{4} - \frac{H_{(i-1)}}{4} \right) [T_{Hp(i-1)} + T_{Hn(i-1)}], \tag{수학식 42a}$$

$$T_{Hp(i)} = \tanh\{\sigma_C(\delta_I - \phi_{(i)})\} [1 + \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_I)], \tag{수학식 42b}$$

$$T_{Hn(i)} = \tanh\{\sigma_C(\delta_I + \phi_{(i)})\} [1 - \tanh(\sigma_C \dot{\delta}_I)]. \tag{수학식 42c}$$

[0124]

[0125] 여기서, 특성들은 다음과 같이 지정된다: H_N (또는 $H_{(i)}$), 히스테리시스의 N^{th} (또는 i^{th}) 단 (아래첨자 N 또는 i 를 가짐); $T_{Hp(i)}$ (또는 $T_{Hn(i)}$), i^{th} 단에서의 히스테리시스에 의해 유도된 클러치 토크의 양(또는 음) (아래첨자 p 또는 n 을 가짐). 이에 따라, 전체 클러치 토크 $T_C(\delta_I, \dot{\delta}_I)$ 는 다음과 같이 $T_S(\delta_I)$ 와 $T_H(\delta_I, \dot{\delta}_I)$ 의 합으로 표현할 수 있다.

$$T_C(\delta_I, \dot{\delta}_I) = T_S(\delta_I) + T_H(\delta_I, \dot{\delta}_I). \tag{수학식 43}$$

[0126]

[0127] 본 발명에서, 1×10^3 는 평활계수 σ_C 에 사용되어 클러치 토크를 계산한다.

[0128] 도 12는 치합력 강성(kg)을 포함한 구동 기어와 중동 기어 (직선운동 방향으로 가정하는 힘단위, N) 사이의 치합력(Fg)과 상대 변위(ρ)를 보여준다. 백래시가 있는 시스템은 도 12에 도시된 바와 같이 "구동측에 대한 접촉", "접촉 없음" 및 "피동측에 대한 접촉"과 같은 세 가지 접촉 조건을 가질 수 있다. 따라서 회전체 시스템은 기어 쌍 내에서 단면 또는 양면 충격을 경험할 수 있다. 이러한 관계들은 다음과 같이 설명된다.

$$F_g(\rho) = k_g \delta_g(\rho), \rho = R_i \theta_i + R_o \theta_o, \tag{수학식 44a, b) .}$$

$$\delta_g(\rho) = \begin{cases} \rho - \frac{b}{2}, & \rho > \frac{b}{2} \\ 0, & -\frac{b}{2} < \rho < \frac{b}{2} \\ \rho + \frac{b}{2}, & \rho < -\frac{b}{2} \end{cases} \tag{수학식 44c}$$

[0129]

- 18 -

[0130] 이후, 다음과 같이 쌍곡선 탄젠트 함수 $\tanh$ 를 이용하여 동일한 절차를 사용하여 치합력을 계산할 수 있다.

$$F_g(\rho) = k_g \rho + k_g \frac{(\rho - \frac{b}{2}) \tanh\{\sigma_g(\rho - \frac{b}{2})\} - (\rho + \frac{b}{2}) \tanh\{\sigma_g(\rho + \frac{b}{2})\}}{\gamma} \quad (\text{수학식 45})$$

[0132] 여기서, R_i 또는 R_o 는 각각 입력축 및 출력축의 기어 반경이며, θ_i 또는 θ_o 는 입력 및 출력축의 비틀림 변위이며, b 는 기어 백래시이다. 본 발명에서는 1×10^{10} 을 평활 계수 σ_g 에 사용하여 치합력을 계산 하였다. 세 접촉 조건은 기어 래틀 현상과 소음 문제와 상당히 관련이 있다. 예를 들어, 기어가 항상 구동측에 접촉하면 선형 시스템 동작이 발견된다. 그러나 도 12에 도시된 바와 같이 기어 쌍이 비접촉 영역 또는 피동측을 따라 간다면, 진동 충격이 발생한다. 기어 백래시 ($-b/2$ 에서 $b/2$ 까지)는 대개 도 12에 도시된 바와 같이 상대 변위 ($\rho = R_i \theta_i + R_o \theta_o$)와 비교된다. 상대 변위가 도 12에 도시된 바와 같이 $+b/2$ 를 초과하는 경우, 기어 쌍이 항상 구동측 상에 접촉하기 때문에 시스템은 래틀 현상이 없게 된다. 따라서 동적 조건하에서 상대 변위 데이터를 사용하여 시스템이 래틀 현상을 보이는지 아닌지를 예측할 수 있습니다.

[0133] [완전 개방 스로틀(WOT) 조건하에서의 드래그 토크의 추정]

[0134] 기어 래틀 현상 분석을 위해서는 엔진과 드래그 토크의 지식이 중요하다. 예를 들어, 엔진 토크는 구동(가속도) 조건에 따라 다른 스펙트럼 콘텐츠를 가질 수 있다. 또한 주입된 연료의 양을 제어하는 스로틀 밸브는 완전 개방 스로틀(WOT) 상태는 일반적으로 30% 각도의 밸브 개도를 갖는다. 따라서 기어 래틀 현상은 스로틀 상태에 달려 있다. 전형적으로 WOT 조건 하에서 상당한 교번 토크(alternating torque)를 기대해야 한다. 도 13은 WOT 조건 하에서의 전형적인 엔진 토크 프로파일을 도시한다.

[0135] 여기서, 빨간색 점선은 엔진 평균 토크 T_M 로 정의되고, τ_o 는 점화 주파수의 주기이다. 토크 스펙트럼은 몇 가지 주요 고조파를 설명하고, 표 7은 내용을 나열한다. 그러므로 엔진 토크는 다음과 같이 평균 T_M 과 동적 $T_{pi}(t)$ 부분의 합으로 주어진다.

$$T_E(t) = T_M + \sum_{i=1}^n T_{pi} \cos(i\Omega_p t + \phi_{pi}). \quad (\text{수학식 46})$$

[0137] 여기서, T_{pi} 는 i 번째 고조파에서 교번하는 부분의 진폭이며, ϕ_{pi} 는 i 번째 고조파에서의 위상이고, Ω_p 는 점화 주파수이다.

[0138] 다음 단계로서, 드래그 토크가 고려되어야 한다. 도 14는 비선형 함수 및 드래그 토크 성분을 갖는 6DOF에 대한 개략도를 설명한다.

[0139] 도 14의 (b)는 입력축과 동일한 선상에서 출력축 드래그 토크(T_{Do}), 비체결된 기어 드래그 토크(T_{Du}) 및 차량 드래그 토크(T_{DVE2})가 작용한다고 가정하고, 드래그 토크 유효 값에 관련 기어비를 곱한 값을 고려함으로써, 도 14의 적색 점선으로부터의 서브시스템을 도시한다. 이들 유효 값들은 도 14의(b)에 도시된 T_{Doe} , T_{Due} 및 T_{DVEe} 로 표시된다. 전반적으로, 전체 드래그 토크(T_{Di} , T_{Doe} , T_{Due} 및 T_{DVEe} 의 합계)는 정상 상태 조건 하에서 엔진 평균 토크(T_M)와 같다고 가정한다.

[0140] 특정 드래그 토크 값은 다음의 몇 가지 가정에 따라 지정된다:

[0141] 1) 차량 드래그 토크는 기어 및 축의 드래그 토크 합계보다 크다.

[0142] 2) 모든 서브시스템과 관련된 점성댐핑은 비체결된 기어("0.1c"라 하자)의 감쇠를 제외하고 서로("c"로 표시됨) 같다.

[0143] 3) 기어 백래시 및 강성의 전이와 같은 다른 비선형성은 무시할 만하다.

[0144] 4) 드래그 토크의 교번 부분은 무시된다.

[0145] 5) 도로 경사는 0도이다.

[0146] 도 15는 차량 주행 상태에 따른 도로의 정적 마찰 계수(μ_s)와 동적 마찰 계수(μ_{s1}) 사이의 관계를 고려하여 운전 조건 하에서 차량으로부터의 드래그 토크를 설명한다.

[0147] 여기서, 도 15에서의 기호는 다음과 같이 지정된다.

[0148] Ω_{tire} 는 타이어의 각속도; V_{vehicle} 는 차량 속도; $W_{\text{vehicle_front}}$ 는 전면에 대한 차량의 분산 무게; W_{vr} 는 도로에서의 반작용력.

[0149] 도 15에 도시된 개략도로부터 원 차량 드래그 토크 T_{Dve} 는 추정될 수 있다. 차량 정면의 분산 중량 비율을 전체 차량 중량의 70%로 하자. 본 발명에서, 앞쪽 차량의 질량을 $m_{\text{vehicle_front}}=1500(\text{kg}) \times 0.7$ 로 하자.

[0150] 따라서, $W_{\text{vehicle_front}}=9.81 \times 0.7 \times m_{\text{vehicle}}$ 이고, $W_{\text{vehicle_front}} = W_{\text{vr}}$ 이다. 타이어로부터의 정적 마찰력은 $\mu_s W_{\text{vr}}$ 로 고려된다. 차량 동력학에 의해 유도된 동적 마찰력 $\mu_{s1} W_{\text{vr}}$ 은 $\mu_s W_{\text{vr}}$ 보다 작다. 그렇지 않으면, 차량의 타이어는 미끄러질 것이다.

[0151]
$$\mu_{s1} W_{\text{vr}} < \mu_s W_{\text{vr}} . \quad (\text{수학식 47})$$

[0152] 또한, μ_{s1} 및 μ_s 의 값은 각각 0.35 및 0.7이다. 타이어의 반경 $R_t = 17(\text{in})/2 = 0.2159(\text{m})$ 라 하자. 따라서 T_{Dve} 는 $\mu_{s1} W_{\text{vr}} = T_{\text{Dve}}/RT$ 라고 가정함으로써 추정된다.

$$T_{\text{Dve}} = \mu_{s1} W_{\text{vr}} R T. \quad (\text{수학식 48a})$$

[0153]
$$T_{\text{DVEe}} = \left(\frac{R_{ie}}{R_{oe}} \right) \left(\frac{R_{od}}{R_d} \right) T_{\text{Dve}}, \quad T_{\text{DVE2}} = \left(\frac{R_{od}}{R_d} \right) T_{\text{Dve}} . \quad (\text{수학식 48b,c})$$

[0154] 따라서, 드래그 토크는 다음과 같이 정의된다.

$$T_M = T_{Di} + T_{Due} + T_{Doe} + T_{\text{DVEe}}, \quad (\text{수학식 49a})$$

$$T_{Due} = \left(\frac{R_{iu}}{R_{ou}} \right) T_{Du}, \quad T_{Doe} = \left(\frac{R_{ie}}{R_{oe}} \right) T_{Do}. \quad (\text{수학식 49b, c})$$

$$T_{Di} = c \dot{\theta}_i. \quad (\text{수학식 50})$$

$$T_{Du} = 0.1c (\dot{\theta}_{ou} - \dot{\theta}_o) = 0.1c \left\{ \left(\frac{R_{iu}}{R_{ou}} \right) - \left(\frac{R_{ie}}{R_{oe}} \right) \right\} \dot{\theta}_i. \quad (\text{수학식 51})$$

[0155]
$$T_{Do} = c \dot{\theta}_o = c \left(\frac{R_{ie}}{R_{oe}} \right) \dot{\theta}_i. \quad (\text{수학식 52})$$

[0156] [수학식 49] 내지 [수학식 52]로부터,

$$\begin{aligned} T_M &= T_{Di} + \left(\frac{R_{ie}}{R_{oe}} \right) T_{Do} + \left(\frac{R_{iu}}{R_{ou}} \right) T_{Du} + T_{\text{DVEe}} \\ &= c \dot{\theta}_i + c \left(\frac{R_{ie}}{R_{oe}} \right)^2 \dot{\theta}_i + 0.1c \left[\left(\frac{R_{iu}}{R_{ou}} \right)^2 - \left(\frac{R_{iu}}{R_{ou}} \right) \left(\frac{R_{ie}}{R_{oe}} \right) \right] \dot{\theta}_i + T_{\text{DVEe}}. \end{aligned} \quad (\text{수학식 53})$$

$$c = \frac{T_m - T_{\text{DVEe}}}{\left[1 + \left(\frac{R_{ie}}{R_{oe}} \right)^2 + 0.1 \left\{ \left(\frac{R_{iu}}{R_{ou}} \right)^2 - \left(\frac{R_{iu}}{R_{ou}} \right) \left(\frac{R_{ie}}{R_{oe}} \right) \right\} \right] \dot{\theta}_i}. \quad (\text{수학식 54})$$

[0157]

[0158] 여기서, $\dot{\theta}_i$ 의 사용된 값은 다음과 같다.

[0159]
$$\dot{\theta}_i = 2\pi \left(\frac{1800(\text{RPM})}{60(\text{MIN})} \right) \cong 188.4956 \text{ (rad/s)}. \quad (\text{수학식 55})$$

[0160] [비선형 방정식 및 초기 조건의 개발]

[0161] 도 14는 도 3에 도시된 개략도로부터 수정된 다단계 클러치, 기어 백래시 및 드래그 토크에 대응하는 비선형 함수를 포함하는 6DOF 시스템을 설명한다. 이 시스템은 클러치 허브와 입력축 사이의 백래시, 변속기의 열 효과 및 바람에 의한 반력과 같은 훨씬 더 비선형적인 구성 요소를 가지고 있다. 그러나 본 발명은 도 14에 도시된 모든 형태의 비선형 요소 중, 기어 래틀과 상관관계를 갖는 요소들만 고려한다. 여기서, 지배 방정식은 다음과 같이 비선형 함수를 사용하여 도출될 수 있다.

$$I_f \ddot{\theta}_f(t) + c_h \dot{\theta}_f(t) - c_h \dot{\theta}_h(t) = T_E(t) - T_C(\dot{\theta}_l, \dot{\theta}_l). \quad (\text{수학식 56})$$

$$I_h \ddot{\theta}_h(t) - c_h \dot{\theta}_f(t) + (c_h + c_i) \dot{\theta}_h(t) - c_i \dot{\theta}_i(t) + k_i \theta_h(t) - k_i \theta_i(t) = T_C(\dot{\theta}_l, \dot{\theta}_l). \quad (\text{수학식 57})$$

$$I_{ie} \ddot{\theta}_i(t) - c_i \dot{\theta}_h(t) + (c_i + c_{ge} R_{ie}^2 + c_{gu} R_{iu}^2) \dot{\theta}_i(t) + c_{gu} R_{iu} R_{ou} \dot{\theta}_{ou}(t) + c_{ge} R_{ie} R_{oe} \dot{\theta}_o(t) - k_i \theta_h(t) + k_i \theta_i(t) = -R_{iu} F_{gu}(\rho_u) - R_{ie} F_{ge}(\rho_e) - T_{Di}. \quad (\text{수학식 58})$$

[0162]

$$I_{ou} \ddot{\theta}_{ou}(t) + c_{gu} R_{iu} R_{ou} \dot{\theta}_i(t) + c_{gu} R_{ou}^2 \dot{\theta}_{ou}(t) = -R_{ou} F_{gu}(\rho_u) + T_{Du}. \quad (\text{수학식 59})$$

$$I_{OG} \ddot{\theta}_o(t) + c_{ge} R_{ie} R_{oe} \dot{\theta}_i(t) + (c_{ge} R_{oe}^2 + c_{VE2}) \dot{\theta}_o(t) - c_{VE2} \dot{\theta}_{VE2}(t) + k_{VE2} \theta_o(t) - k_{VE2} \theta_{VE2}(t) = -R_{oe} F_{ge}(\rho_e) + T_{Do} + T_{Du}. \quad (\text{수학식 60})$$

[0163]

$$I_{VE2} \ddot{\theta}_{VE2}(t) - c_{VE2} \dot{\theta}_o(t) + c_{VE2} \dot{\theta}_{VE2}(t) - k_{VE2} \theta_o(t) + k_{VE2} \theta_{VE2}(t) = -T_{DVE2}. \quad (\text{수학식 61})$$

[0164]

여기서, $F_{gu}(\rho_u)$ 및 $F_{ge}(\rho_e)$ 는 비체결 및 체결된 각각의 기어 쌍에서의 치합력이며, ρ_u (또는 ρ_e)는 각각 비체결된(또는 체결된) 기어쌍 사이의 상대 변위이고, R_{iu} (또는 R_{ie})와 R_{ou} (또는 R_{oe})는 각각 입력축 및 출력축에서의 비체결된(또는 체결된) 기어 반경이다.

[0165]

[수학식 56] 내지 [수학식 61]로부터, 물리적 댐핑 행렬이 [수학식 21]에 주어진 강성 행렬 $\mathbf{K}$ 와 같은 공식에 의해 도출될 수 있다.

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_h & -c_h & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_h & c_h + c_i & -c_i & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_i & c_i + c_{ge} R_{ie}^2 + c_{gu} R_{iu}^2 & c_{gu} R_{iu} R_{ou} & c_{ge} R_{ie} R_{oe} & 0 \\ 0 & 0 & c_{gu} R_{iu} R_{ou} & c_{gu} R_{ou}^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{ge} R_{ie} R_{oe} & 0 & c_{ge} R_{oe}^2 + c_{VE2} & -c_{VE2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_{VE2} & c_{VE2} \end{bmatrix}.$$

(수학식 62)

[0166]

[0167]

그러나, [수학식 24]에 주어진 모달 댐핑 행렬은 구동라인에서 모든 댐핑 특성을 측정하기가 어렵기 때문에 물리적인 댐핑 행렬 대신에 사용될 수 있다. 따라서 가정된 모달 댐핑 비(=5%)로부터의 점성댐핑 행렬이 비선형 모델에서 사용된다. 시간 영역에서의 시스템 반응들을 알아내기 위해, 절대 변위(θ_j , j =서브시스템의 지수) 및 절대 속도($\dot{\theta}_j$, j =서브시스템의 지수)를 사용하여 상태 벡터 $\mathbf{x}(t)$ 가 사용된다.

$$\underline{\mathbf{x}}(\mathbf{t}) = [\theta_f \quad \theta_h \quad \theta_i \quad \theta_{ou} \quad \theta_o \quad \theta_{VE2} \quad \dot{\theta}_f \quad \dot{\theta}_h \quad \dot{\theta}_i \quad \dot{\theta}_{ou} \quad \dot{\theta}_o \quad \dot{\theta}_{VE2}]^T. \quad (\text{수학식 63})$$

따라서, [수학식 56] 내지 [수학식 61]은 다음과 같이 상태 행렬 $\underline{\mathbf{S}}$, 비선형 함수 벡터 $\underline{\mathbf{T}}_{\text{non}}(\mathbf{t})$ 및 입력 토크 벡터 $\underline{\mathbf{T}}_{\mathbf{E}}(\mathbf{t})$ 를 이용하여 상태 공간 모델로 변환될 수 있다.

$$\dot{\underline{\mathbf{x}}}(\mathbf{t}) = \underline{\mathbf{S}} \underline{\mathbf{x}}(\mathbf{t}) + \underline{\mathbf{T}}_{\text{non}}(\mathbf{t}) + \underline{\mathbf{T}}_{\mathbf{E}}(\mathbf{t}). \quad (\text{수학식 64})$$

$$\underline{\mathbf{S}} = \begin{bmatrix} \underline{\mathbf{0}} & \underline{\mathbf{I}} \\ \underline{\mathbf{K}}_s & \underline{\mathbf{C}}_s \end{bmatrix}, \underline{\mathbf{K}}_s = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_i/I_h & k_i/I_h & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_i/I_{ie} & -k_i/I_{ie} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{VE2}/I_{OG} & k_{VE2}/I_{OG} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_{VE2}/I_{VE2} & -k_{VE2}/I_{VE2} \end{bmatrix}, \quad (\text{수학식 65a, b})$$

$$\underline{\mathbf{C}}_s = \begin{bmatrix} -c_p/I_f & c_h/I_f & 0 & 0 & 0 & 0 \\ c_h/I_h & -(c_h + c_i)/I_h & c_i/I_h & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_i/I_{ie} & -(c_i + c_{ge}R_{ie}^2 + c_{gu}R_{iu}^2)/I_{ie} & -c_{gu}R_{iu}R_{ou}/I_{ie} & -c_{ge}R_{ie}R_{oe}/I_{ie} & 0 \\ 0 & 0 & -c_{gu}R_{iu}R_{ou}/I_{ou} & -c_{gu}R_{ou}^2/I_{ou} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_{ge}R_{ie}R_{oe}/I_{OG} & 0 & -(c_{ge}R_{oe}^2 + c_{VE2})/I_{OG} & c_{VE2}/I_{OG} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_{VE2}/I_{VE2} & -c_{VE2}/I_{VE2} \end{bmatrix}, \quad (\text{수학식 65c})$$

$$\underline{\mathbf{T}}_{\mathbf{E}}(\mathbf{t}) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ T_E(t)/I_f \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \underline{\mathbf{T}}_{\text{non}}(\mathbf{t}) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -T_C(\delta_1, \dot{\delta}_1)/I_f \\ T_C(\delta_1, \dot{\delta}_1)/I_h \\ -[R_{iu}F_{gu}(\rho_u) + R_{ie}F_{ge}(\rho_e) + T_{Di}]/I_{ie} \\ [-R_{ou}F_{gu}(\rho_u) + T_{Du}]/I_{ou} \\ [-R_{oe}F_{ge}(\rho_e) + T_{Do} + T_{Du}]/I_{OG} \\ -T_{DVE2}/I_{VE2} \end{bmatrix} \quad (\text{수학식 65d, e})$$

여기서, $\underline{\mathbf{K}}_s$ 및 $\underline{\mathbf{C}}_s$ 는 [수학식 56] 내지 [수학식 61]에서 $\underline{\mathbf{K}}$ 및 $\underline{\mathbf{C}}$ 의 각각의 요소와 관련된 관성치로 나누어 줌으로써 유도한다. 이하, [수학식 63] 내지 [수학식 65]는 상대 운동 관점에서 감소될 수 있다. 상대 변위 벡터 $\underline{\delta}(\mathbf{t})$ 를 다음과 같다고 하자.

$$\underline{\delta}(\mathbf{t}) = [\delta_1(t) \quad \delta_2(t) \quad \delta_3(t) \quad \delta_4(t) \quad \delta_5(t)]^T, \quad (\text{수학식 66a})$$

$$\delta_1(t) = \theta_f(t) - \theta_h(t), \delta_2(t) = \theta_h(t) - \theta_i(t), \quad (\text{수학식 66b, c})$$

$$\delta_3(t) = R_{ie}\theta_i(t) + R_{oe}\theta_o(t), \delta_4(t) = R_{iu}\theta_i(t) + R_{ou}\theta_u(t), \quad (\text{수학식 66d, e})$$

$$\delta_5(t) = \theta_o(t) - \theta_{VE2}(t). \quad (\text{수학식 66f})$$

[0174] $\underline{\mathbf{x}}(t)$ 와 $\underline{\mathbf{\delta}}(t)$ 의 관계는 변환 행렬 $\underline{\mathbf{P}}$ 에 의해 정의된다.

$$\underline{\mathbf{\delta}}(t) = \underline{\mathbf{P}} \underline{\mathbf{x}}(t), \quad (\text{수학식 67a})$$

[0175]

$$\underline{\mathbf{P}} = \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & R_{ie} & 0 & R_{oe} & 0 \\ 0 & 0 & R_{iu} & R_{ou} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 \end{bmatrix}. \quad (\text{수학식 67b})$$

[0176]

여기서, 다른 상태 벡터 $\underline{\mathbf{x}}_r(t)$ 는 변환 행렬 $\underline{\mathbf{P}}$ 를 사용하여 규정된다.

$$\underline{\mathbf{x}}_r(t) = [\delta_1(t) \ \delta_2(t) \ \delta_3(t) \ \delta_4(t) \ \delta_5(t) \ \dot{\delta}_1(t) \ \dot{\delta}_2(t) \ \dot{\delta}_3(t) \ \dot{\delta}_4(t) \ \dot{\delta}_5(t)]^T, \quad (\text{수학식 68a})$$

[0177]

$$\underline{\mathbf{x}}_r(t) = \underline{\mathbf{P}}_r \underline{\mathbf{x}}(t), \underline{\mathbf{P}}_r = \begin{bmatrix} \underline{\mathbf{P}} & \underline{\mathbf{0}} \\ \underline{\mathbf{0}} & \underline{\mathbf{P}} \end{bmatrix}. \quad (\text{수학식 68b,c})$$

[0178]

$\underline{\mathbf{x}}(t)$ 와 $\underline{\mathbf{x}}_r(t)$ 의 관계는 [수학식 68]에 의해 규정된다

$$\underline{\mathbf{x}}(t) = \underline{\mathbf{P}}_r^+ \underline{\mathbf{x}}_r(t), \underline{\mathbf{P}}_r^+ = \left(\underline{\mathbf{P}}_r^T \underline{\mathbf{P}}_r \right)^{-1} \underline{\mathbf{P}}_r^T. \quad (\text{수학식 69a,b})$$

[0179]

[0180] 여기서, 의사 역 행렬 $\underline{\mathbf{P}}_r^+$ 은 $\underline{\mathbf{P}}_r$ 이 $n \times m$ ($n \neq m$) 차원을 가지기 때문에 사용된다. 따라서 $\underline{\mathbf{x}}_r(t)$ 에 관한 상태 방정식은 [수학식 63] 내지 [수학식 69]로부터 도출되고, 이들 상태 운동들은 본 발명에서 주요 관심사가 될 것이다.

$$\dot{\underline{\mathbf{x}}}_r(t) = \underline{\mathbf{S}}^* \underline{\mathbf{x}}_r(t) + \underline{\mathbf{T}}_{\text{non}}^*(t) + \underline{\mathbf{T}}_E^*(t), \quad (\text{수학식 70a})$$

[0181]

$$\underline{\mathbf{S}}^* = \underline{\mathbf{P}}_r \underline{\mathbf{S}} \underline{\mathbf{P}}_r^+, \underline{\mathbf{T}}_{\text{non}}^*(t) = \underline{\mathbf{P}}_r \underline{\mathbf{T}}_{\text{non}}(t), \underline{\mathbf{T}}_E^*(t) = \underline{\mathbf{P}}_r \underline{\mathbf{T}}_E(t). \quad (\text{수학식 70b, c, d})$$

[0182]

[수학식70]을 이용하여 시스템 반응을 조사하기 위해서, Dormand 및 Prince에 의해 수렴성을 향상시킨 Runge-Kutta 방법인 루틴 DOPRI5가 사용된다.

[0183]

초기 조건으로서, 정적 하중 조건이 [수학식 56] 내지 [수학식 61]에서 고려된다. $\ddot{\theta}_i(0) = \dot{\theta}_i(0) = 0$ 를 입력 토크 $T_E(0) = T_M$ 의 평균값이라 하자. 따라서 [수학식 56] 내지 [수학식 61]은 다음과 같이 [수학식 66a] 내지 [수학식 66f]을 사용함으로써 단순화된다.

$$T_E(0) = T_M = T_C(\delta_I). \quad (\text{수학식 71})$$

$$T_M = k_i \delta_2(0). \quad (\text{수학식 72})$$

[0184]

$$T_M = R_{iu} F_{gu}(\rho_u) + R_{ie} F_{ge}(\rho_e) + T_{Di}. \quad (\text{수학식 73})$$

$$T_{Du} = R_{ou} F_{gu}(\rho_u). \quad (\text{수학식 74})$$

$$\delta_5(0) = (-R_{oe} F_{ge}(\rho_e) + T_{Do} + T_{Du})/k_{VE2}. \quad (\text{수학식 75})$$

[0185]

$$-k_{VE2} \delta_5(0) = -T_{DVE2}. \quad (\text{수학식 76})$$

[0186]

여기에서, 기어쌍들이 서로 접촉하고 있다고 가정할 때, 도 11 및 도 12에 도시된 특성에 기초한 히스테리시스를 무시함으로써 정적 하중 조건 하에서 클러치 토크 및 치합력이 정의된다.

[0187]

$$T_C(\delta_I) = T_{C(N-I)}(\delta_{I(N-I)}) + k_{CN} \Delta \delta_I, \quad \Delta \delta_I = \delta_I - \phi_{N-I}, \quad (\text{수학식 77a,b})$$

$$T_{C(N-I)}(\delta_{I(N-I)}) = k_{C1} \phi_I + k_{C2}(\phi_2 - \phi_I) + \dots + k_{C(N-I)}(\phi_{N-I} - \phi_{N-2}). \quad (\text{수학식 77c})$$

$$\delta_{I(N-I)} = \phi_{N-I} - \phi_{N-2}, \quad \delta_{I1} = \phi_I. \quad (\text{수학식 77d})$$

$$F_{ge}(\rho_e) = k_g \Delta \delta_3(0), \quad \Delta \delta_3(0) = R_{ie} \theta_i(0) + R_{oe} \theta_o(0). \quad (\text{수학식 78a,b})$$

[0188]

$$F_{gu}(\rho_u) = k_g \Delta \delta_4(0), \quad \Delta \delta_4(0) = R_{iu} \theta_i(0) + R_{ou} \theta_{ou}(0). \quad (\text{수학식 79a,b})$$

[0189]

따라서 [수학식 71] 내지 [수학식 79]로부터 상대 변위에 대한 초기 조건들은 다음과 같이 [수학식 71] 내지 [수학식 79]에서 발견된다.

$$\delta_I(0) = \delta_{I1} + \delta_{I2} + \dots + \delta_{I(N-I)} + \Delta \delta_I, \quad (\text{수학식 80a})$$

$$\Delta \delta_I = (T_M - T_{C(N-I)}(\delta_{I(N-I)}))/k_{CN}. \quad (\text{수학식 80b})$$

$$\delta_2(0) = T_M/k_i. \quad (\text{수학식 81})$$

$$\delta_4(0) = \frac{b}{2} + \Delta \delta_4(0), \quad \Delta \delta_4(0) = T_{Du}/(R_{ou} k_g) \quad (\text{수학식 82a,b})$$

$$\delta_3(0) = \frac{b}{2} + \Delta \delta_3(0), \quad \Delta \delta_3(0) = (T_M - T_{Di} - R_{iu} k_g \Delta \delta_4(0))/(R_{ie} k_g). \quad (\text{수학식 83a,b})$$

$$\delta_5(0) = (-R_{oe} k_g \Delta \delta_3(0) + T_{Do} + T_{Du})/k_{VE2} \cong -T_{DVE2}/k_{VE2}. \quad (\text{수학식 84})$$

[0190]

[0191]

[결과]

[0192]

표 8은 다단계 클러치(SMF 포함) 및 DMF의 사용된 특성을 나열한다. 클러치는 대칭 전이 각도들을 가진 4 단계

의 특성을 가진다. 일반적으로 DMF가 수동 변속기에 내장되어있는 경우, 클러치는 단지 엔진에서 토크를 전달 (또는 단락)하는 데 중요한 역할을 한다. 일반적으로 DMF는 SMF보다 상대적으로 낮은 강성의 비틀림 스프링을 가지며 넓은 범위의 전이 각도를 갖는 다단계 비틀림 댐퍼를 포함한다.

Property ^o	Stage ^o	Clutch with SMF ^o	DMF ^o
비틀림 강성, $k_{C\mu}$ (linearized in a piecewise manner) (Nm/rad) ^o	1 ^o	10.1 ^o	562.1 ^o
	2 ^o	61.8 ^o	— ^o
	3 ^o	595.8 ^o	— ^o
	4 ^o	1838.0 ^o	— ^o
Hysteresis, H_i (Nm) ^o	1 ^o	0.98 ^o	19.6 ^o
	2 ^o	1.96 ^o	— ^o
	3 ^o	19.6 ^o	— ^o
	4 ^o	26.5 ^o	— ^o
천이 각도, ϕ_i (rad) ^o	1 ^o	0.05 ^o	0.47 ^o
	Positive Side ^o		
	($\delta > 0$) ^o		
	2 ^o	0.16 ^o	— ^o
	3 ^o	0.30 ^o	— ^o
	4 ^o	0.40 ^o	— ^o
	Negative Side ^o		
	($\delta < 0$) ^o		
	2 ^o	—0.16 ^o	— ^o
	3 ^o	—0.30 ^o	— ^o
	4 ^o	—0.40 ^o	— ^o

[0193]

[0194]

[표 8]

[0195]

단일-질량 플라이휠(SMF)을 가진 비선형 시스템 반응들

[0196]

도 16은 체결되고 비체결된 기어쌍에서의 WOT조건하에서 시뮬레이션된 시스템 반응을 나타낸다. 체결된 기어쌍의 상대 변위 $\delta_3(t)$ 는 항상 $b/2(= 0.05\text{mm})$ 를 초과하는데, 이는 기어쌍이 어떠한 영향을 미치지 않는다는 것을 의미한다.

[0197]

가속도가 조사되면, 도 16의 (b) 및 (c)에서 도시된 FFT 결과들에서 심각한 초고조파 항이 보인다. 또한, 1680과 2160 Hz 사이의 고주파수 영역내의 $|\tilde{\Psi}_3(\omega)|$ 의 초고조파는 시간 영역에서 관측 되어진 임펄스 타입 응답으로부터 기인한 것으로서, 저 주파수 영역의 초고조파 성분의 크기보다 높은 값을 가진다.

[0198]

비체결된 기어 쌍의 비선형 거동은 시간 영역과 주파수 영역 모두에서 도 17에 도시된다. 비체결된 기어 쌍의 상대 변위 $\delta_4(t)$ 는 양면 충격을 나타내고, 빨간색 점선은 백래시의 양 및 음 끝단 점, $b/2(= 0.05\text{mm})$ 및 $-b/2(= -0.05\text{mm})$ 를 각각 나타낸다.

[0199]

$\delta_4(t)$ 가 양 끝단 점($b/2$ 및 $-b/2$)에 영향을 줄 때마다 상대 속도와 가속도 거동은 일반적인 기어레틀의 경우보다 더 심한 진동충격현상을 나타낸다. FFT 결과 $|\tilde{\Psi}_4(\omega)|$ 는 $|\tilde{\Psi}_3(\omega)|$ 와 비교할 때 더 높은 값을 나타낸다. 도 17의 (c)에 도시된 고주파수 영역에서의 $|\tilde{\Psi}_4(\omega)|$ 는 도 17의 (b)에 도시된 저주파수 영역에서의 값보다 높다. 도 18은 체결된(또는 비체결된) 기어 쌍에서의 시뮬레이션된 클러치 토크 $T_c(t)$, 치합력 $F_{ge}(t)$ (또는 $F_{gu}(t)$)을 나타낸다. $T_c(t)$, $F_{ge}(t)$ 및 $F_{gu}(t)$ 는 평균 및 기본 주파수 항목에 보다 의존하여 거동한다. $F_{ge}(t)$ 및 $F_{gu}(t)$ 에 초점을 맞추면, $T_c(t)$ 의 동적인 거동과 상관관계에 있다. 또한, $F_{ge}(t)$ 및 $F_{gu}(t)$ 는 도 17에 도시된 바와 같이 비체결된 기어쌍이 진동충격을 받을 때마다 급격하게 증가한다. $T_c(t)$ (또는 $F_{ge}(t)$ 및 $F_{gu}(t)$) 대 $\delta_1(t)$ (또는 $\delta_3(t)$ 및 $\delta_4(t)$)의 관계가 도 19에 도시된다. $T_c(t)$, $F_{ge}(t)$ 및 $F_{gu}(t)$ 의 비선형 동적 특성은 $\delta_1(t)$, $\delta_3(t)$ 및 $\delta_4(t)$ 의 함수로 각기 쉽게 관찰된다. 여기서, 청색선은 예상되는 $T_c(t)$, $F_{ge}(t)$ 및 $F_{gu}(t)$ 의 동

역학적 거동특성을 나타내고, 적색 점선은 $T_c(t)$, $F_{ge}(t)$ 및 $F_{gu}(t)$ 이 실제 시스템 거동시 나타나는 거동특성이다. 따라서 양면 충격은 도 19의 (a)에서 분명하게 관찰된다. 또한, $T_c(t)$ 는 비체결된 기어쌍에서의 진동 충격을 야기할 수 있는 2개의 전이 각도들 사이에서 거동특성을 보인다. $\delta_1(t)$ 가 2개의 상이한 클러치 댐퍼들 사이에 위치할 때마다, $T_c(t)$ 는 도 11에 예시된 바와 같이 히스테리시스의 사전 부하 효과 또는 증가에 의해서 급격하게 증가해야 한다.

[0200] 이중-질량 플라이휠(DMF)를 이용한 비선형 시스템 반응

[0201] DMF는 수동 변속기에서 발생하는 래틀 상태를 개선하기 위해 사용하는 효과적인 방법 중의 하나이다. 일반적으로 DMF는 단단계 클러치(SMF 포함)보다 유연한 설계 개념을 가지고 있다. 따라서 DMF는 비용이 더 이상 문제가 되지 않는 한 래틀 시스템을 개선하기 위한 하나의 가능한 해결책이다. 도 20은 체결된 그리고 비체결된 기어쌍의 상대 운동에 대한 시뮬레이션 된 결과를 보여준다. 가속도의 동적 거동이 집중 될 때, 가속도의 피크 대 피크(p-p) 레벨은 SMF 경우와 비교하여 급격하게 감소한다.

[0202] 표 9는 시뮬레이션된 p-p 가속도들과 단단계 클러치(SMF를 가짐) 및 DMF를 비교한다. 도 10에 도시된 바와 같이, 단단계 클러치(SMF를 가짐)를 가진 체결된 기어쌍의 p-p 레벨은 DMF의 경우보다 10^4 높다. 비체결된 기어쌍에 있어서는 단단계 클러치(SMF를 가짐)를 가진 p-p의 범위는 DMF를 가진 경우보다 10^4 높다. 체결 및 비체결 기어쌍에 대한 어떠한 영향도 도 21에서는 분명하게 보이지 않는다. 따라서 DMF는 서브시스템의 다른 설계요소의 변경 없이 진동 충격을 개선하기 위한 한 종류의 해결책이 될 수 있다.

[0203] 본 발명의 실시 예에 의한, 스로틀 완전 개방 조건 하 수동변속기 내 단단계 클러치 댐퍼를 갖는 회전체 시스템에서 야기되는 기어래틀 현상 분석 방법에 의하면, 회전체 시스템의 선형 비틀림 모델을 생성하는 단계, 상기 회전체 시스템의 비선형 단단계 클러치 댐퍼 모델을 생성하는 단계, 상기 생성된 선형 비틀림 모델 및 비선형 단단계 클러치 댐퍼 모델을 기반으로 특정 단단계 클러치 댐퍼 특성을 분석하는 단계, 및 상기 비선형 단단계 클러치 댐퍼 모델을 기반으로 단일 질량 및 이중-질량 플라이휠 시스템과 관련한 기어래틀 현상을 분석하는 단계를 포함하여 구성됨으로써, 주어진 입력 토크 프로파일 및 여러 운행 조건에 따라 기어 래틀 현상을 다각도로 해석 및 검토할 수 있다.

[0204] 좀 더 상세하게는, 첫째, 두개의 상이한 클러치 강성을 고려함으로써 선형 연구가 이루어졌으며, 시스템의 동적 조건들은 가정된 서로 다른 단의 강성들의 조합과 관련하여 예상될 수 있다. 둘째, 다수의 자유도(DOF) 감소 방법은 고유값 및 주파수 응답 함수에 의거하여 도입되었으므로, 클리어런스 타입의 비선형성을 가진 고자유도 비선형 시스템 모델에 대응하는 계산 시간을 줄일 수 있다. 셋째, 단단계 클러치 댐퍼에 있어서의 비선형 모델이 생성되어 2단 클러치 댐퍼 모델에만 초점을 맞춘 종래 기술을 향상시킴으로써, 클러치 댐퍼에 대한 여러 경우가 모델링되고 시뮬레이션 될 수 있다. 넷째, 완전 개방 스로틀(WOT) 상태에서의 드래그 토크가 차량이 주행 상태에 있다는 가정 하에 추정됨으로써, 다중 구동 조건에 있어서의 래틀 현상은 구동계가 정상 상태 조건하에 있다는 가정 하에 예측될 수 있다.

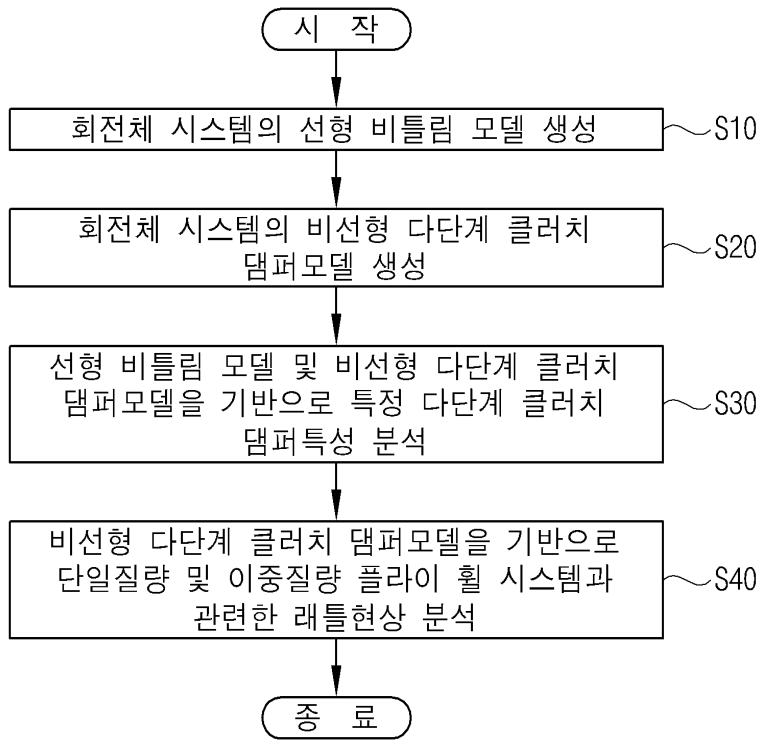
[0205] 도면과 명세서에는 최적의 실시 예가 개시되었으며, 특정한 용어들이 사용되었으나 이는 단지 본 발명의 실시 형태를 설명하기 위한 목적으로 사용된 것이지 의미를 한정하거나 특허청구범위에 기재된 본 발명의 범위를 제한하기 위하여 사용된 것은 아니다. 그러므로, 본 기술 분야의 통상의 지식을 가진자라면 이로부터 다양한 변형 및 균등한 타 실시예가 가능하다는 점을 이해할 수 있을 것이다. 따라서, 본 발명의 진정한 기술적 보호범위는 첨부된 특허청구범위의 기술적 사상에 의해 정해져야 할 것이다.

부호의 설명

- [0206] DOF: 자유도
WOF: 완전 개방 스로틀
SMF: 단일-질량 플라이휠
DMF: 이중-질량 플라이휠

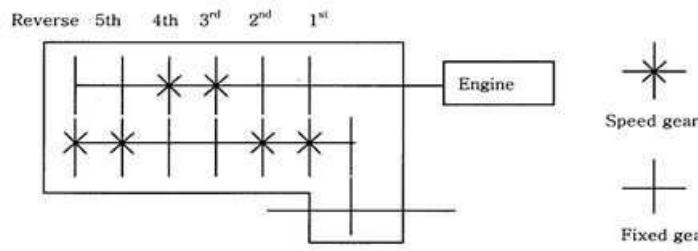
도면

도면1

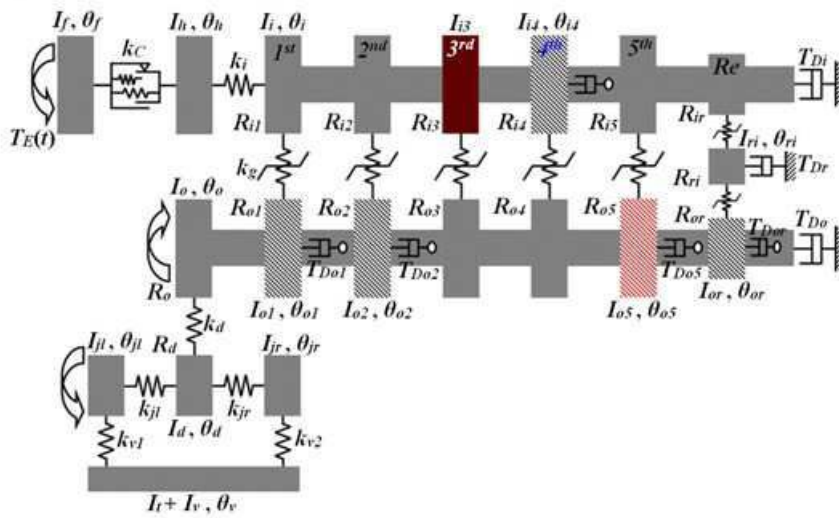


도면2

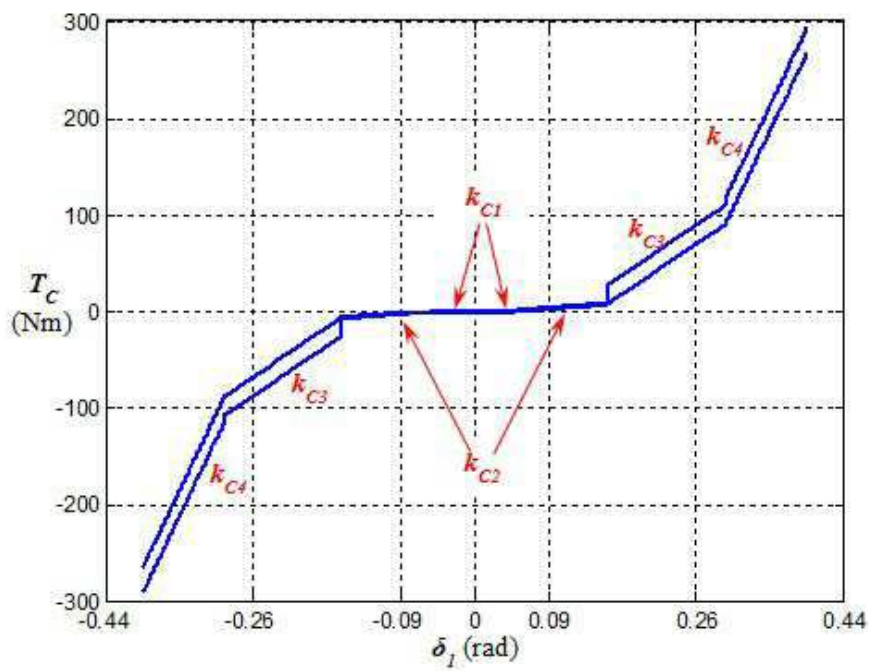
(a)



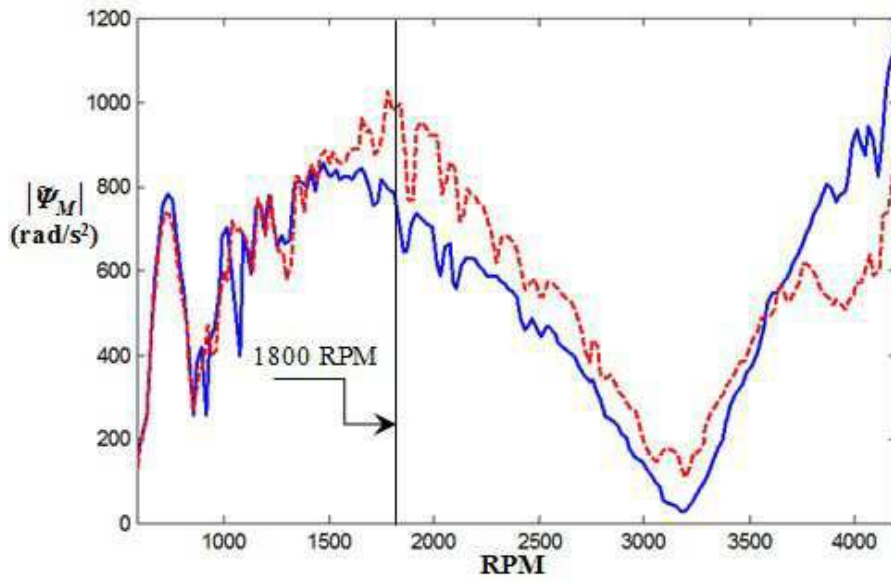
(b)



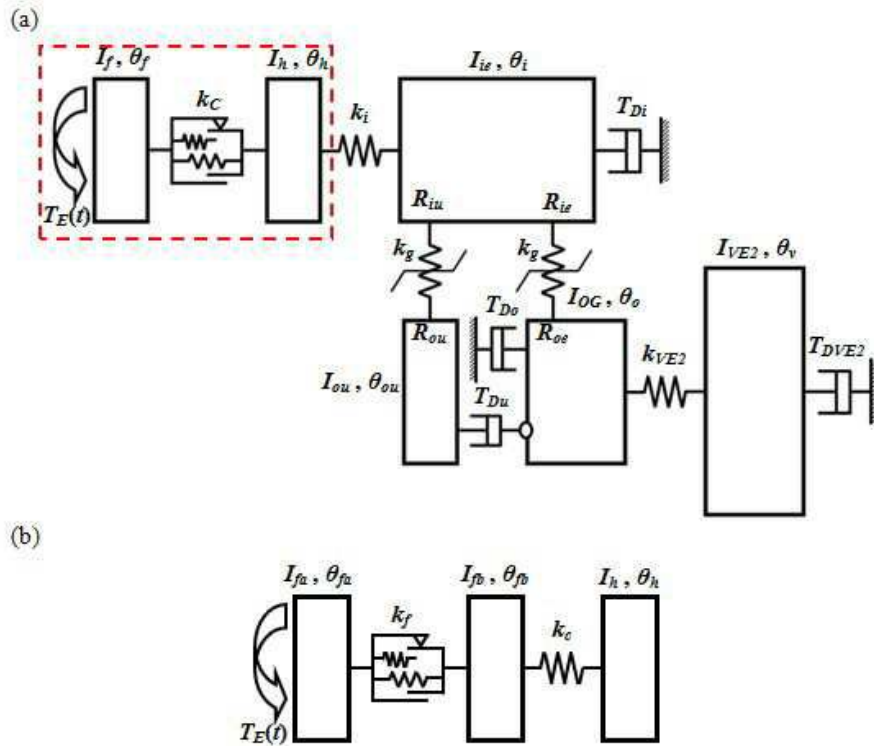
도면3



도면4

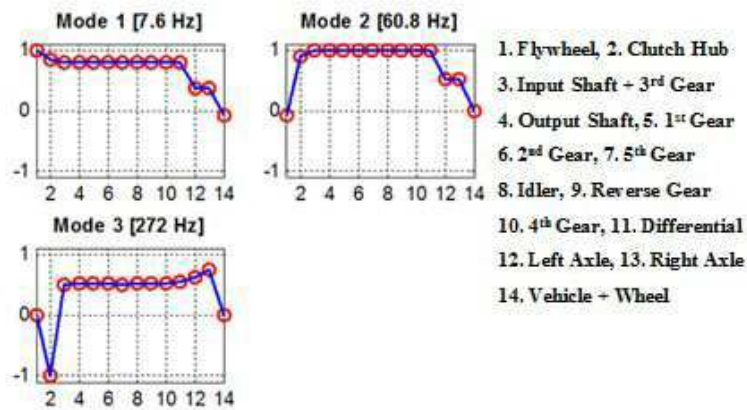


도면5

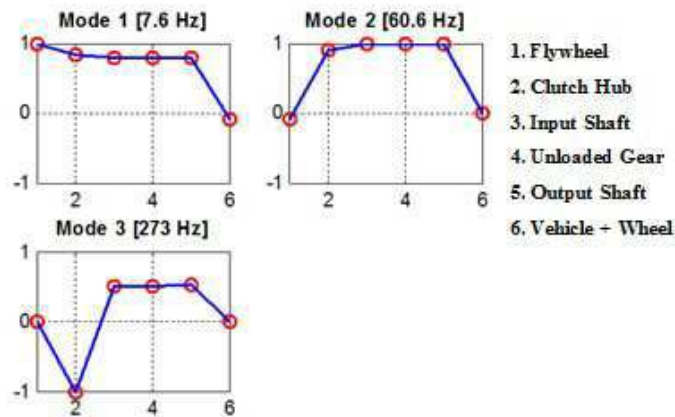


도면6

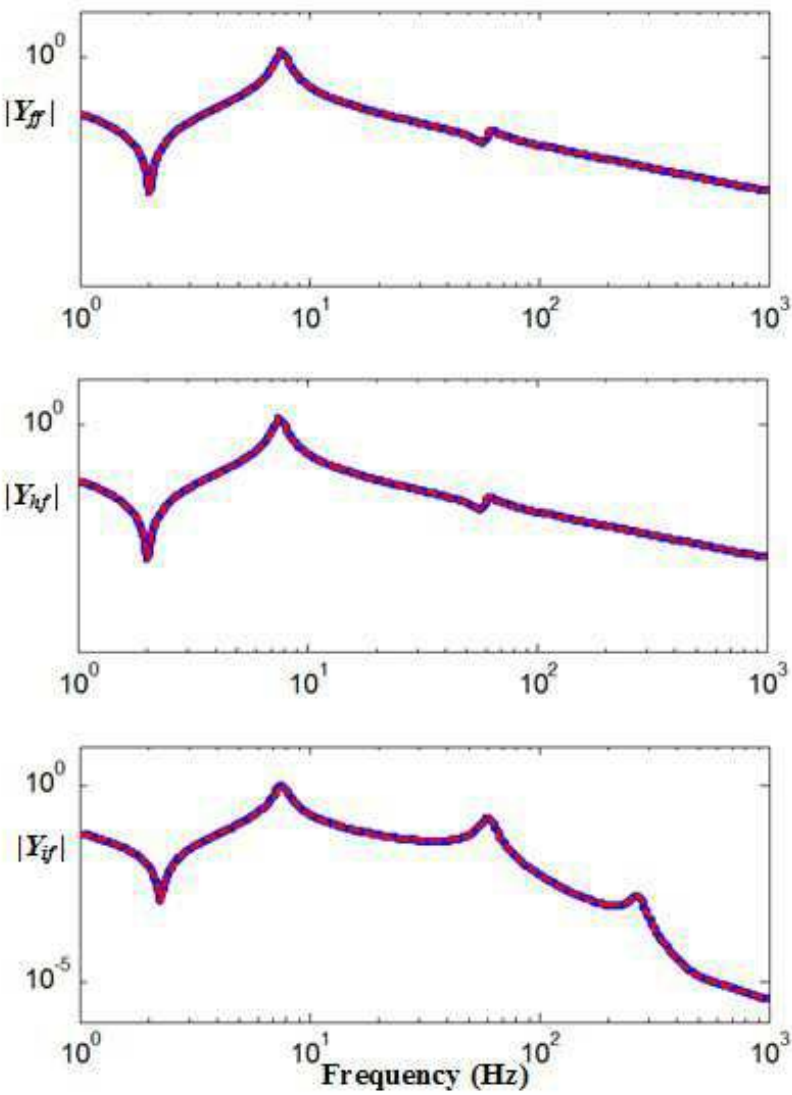
(a)



(b)

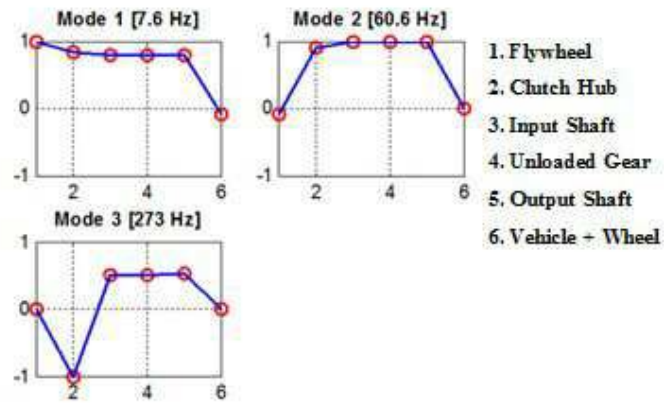


도면7

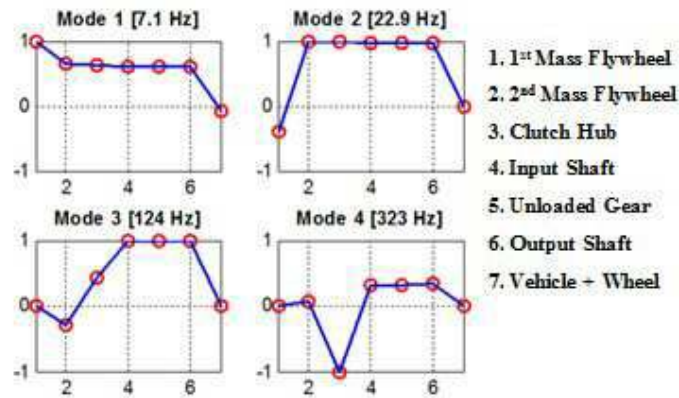


도면8

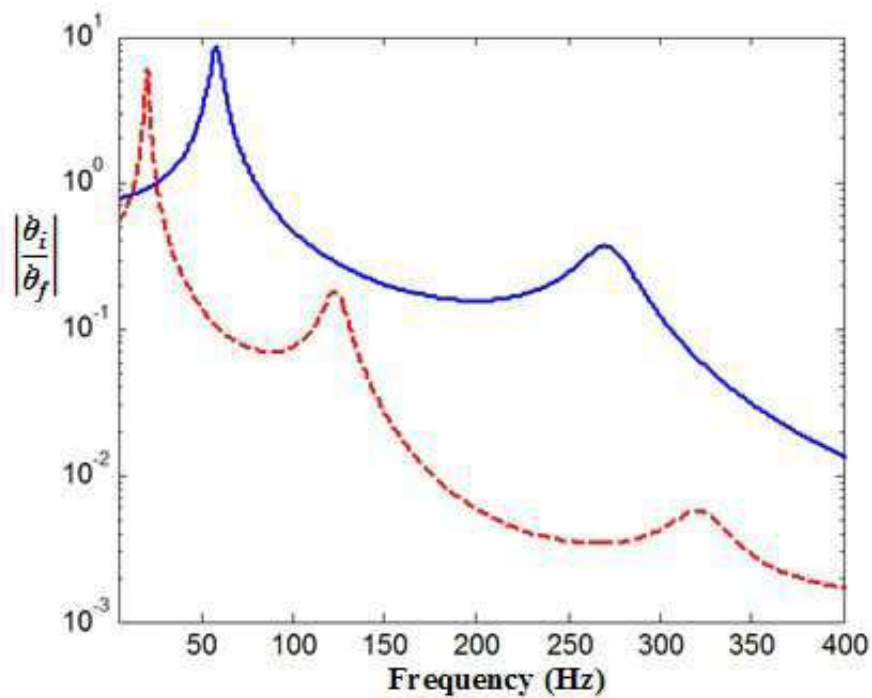
(a)



(b)

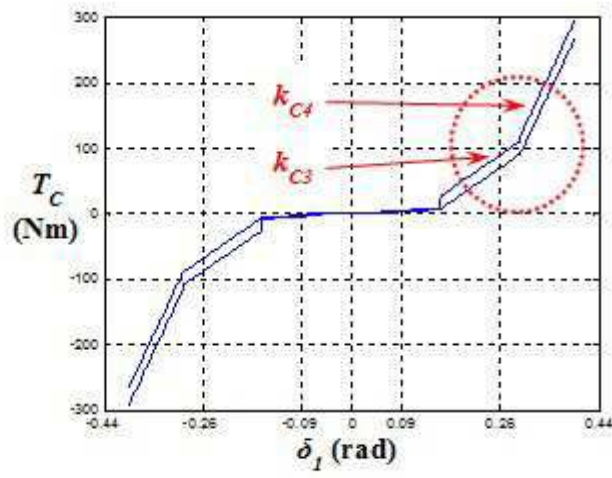


도면9

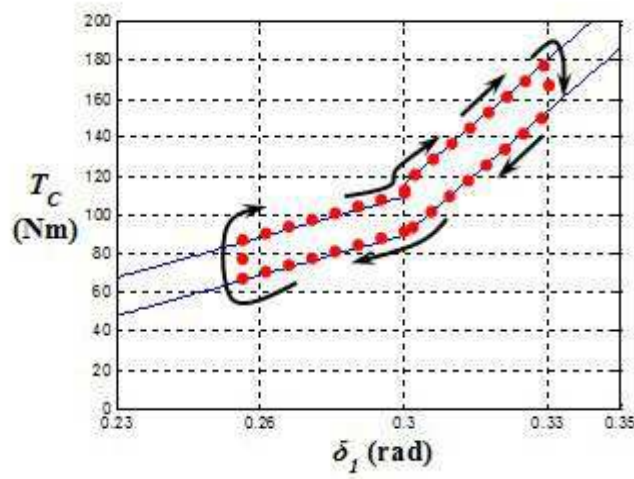


도면10

(a)

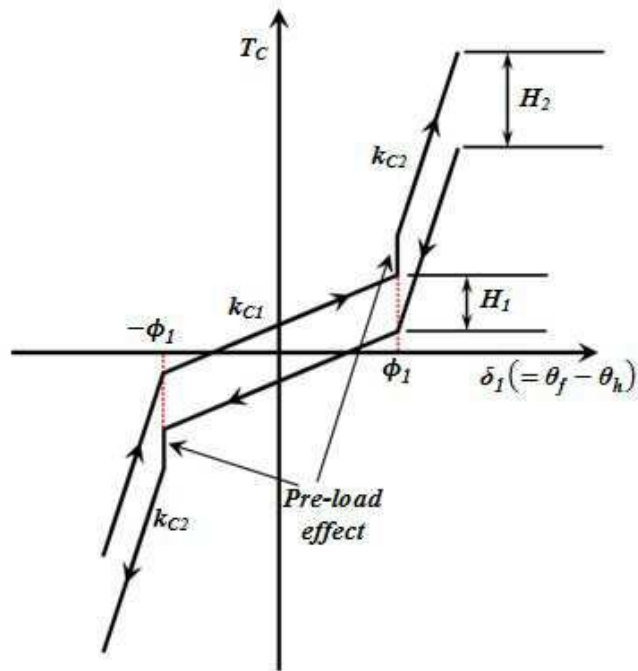


(b)

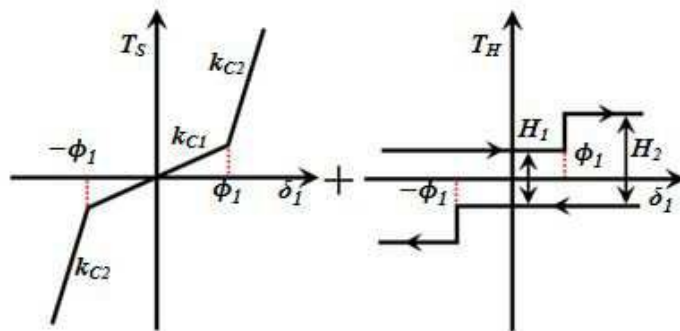


도면11

(a)



(b)

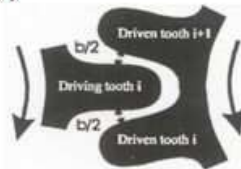


도면12

(a)



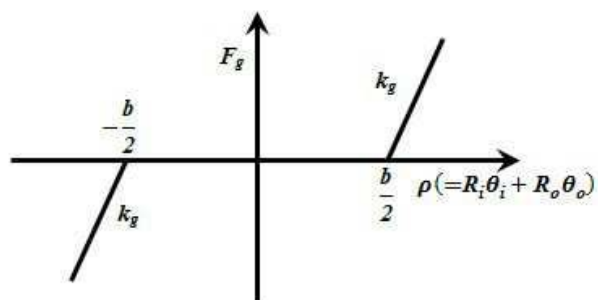
(b)



(c)

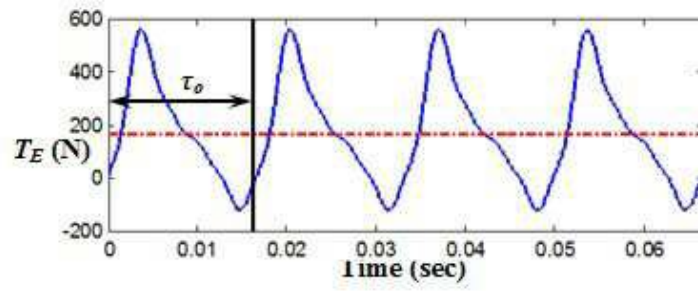


(d)

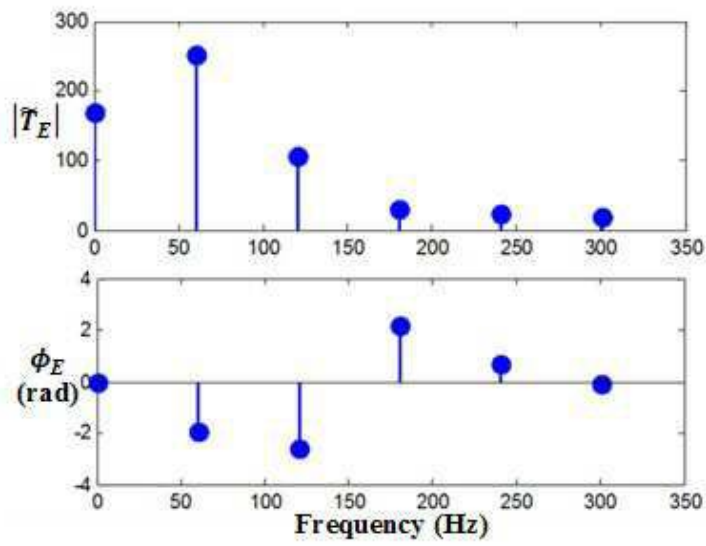


도면13

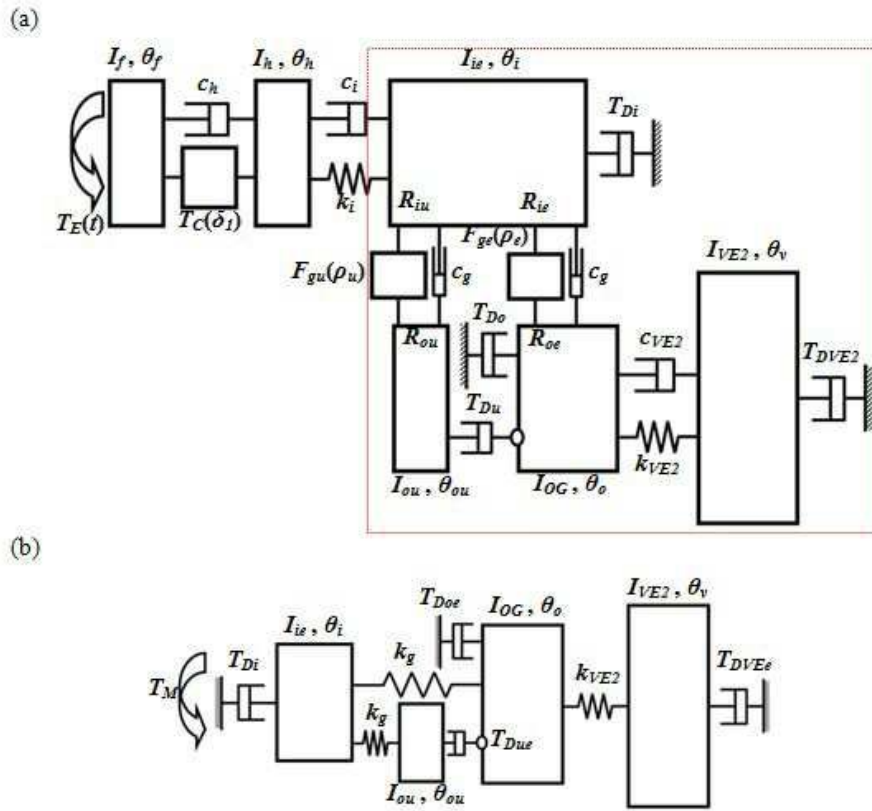
(a)



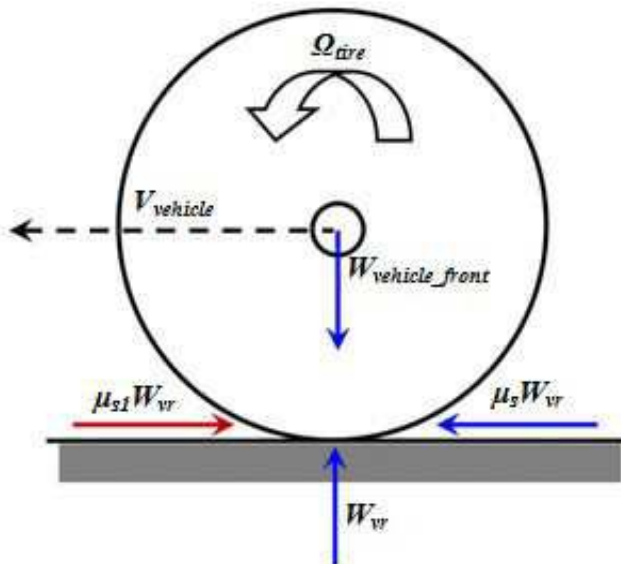
(b)



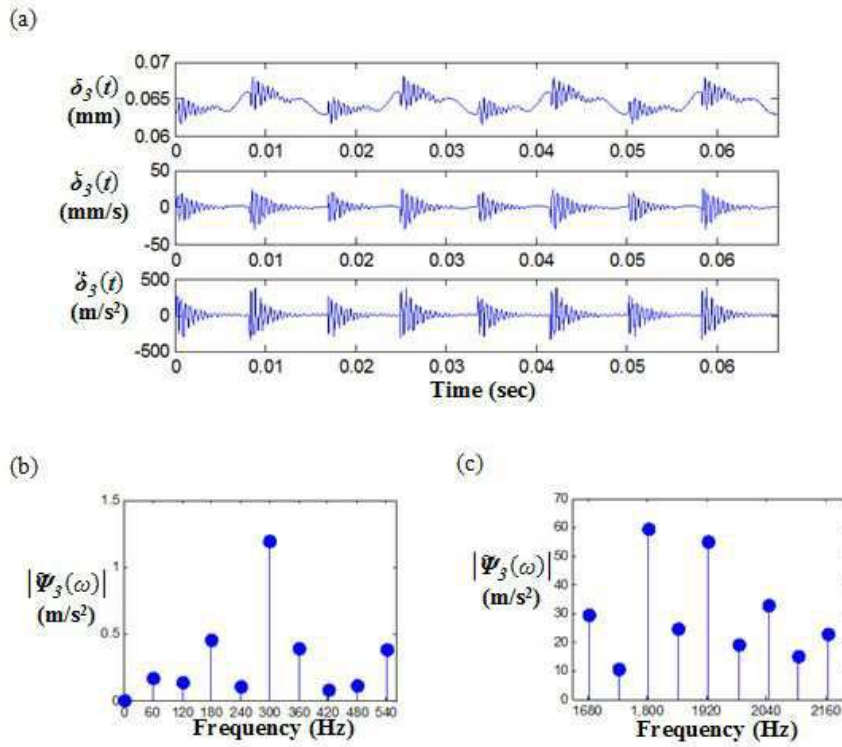
도면14



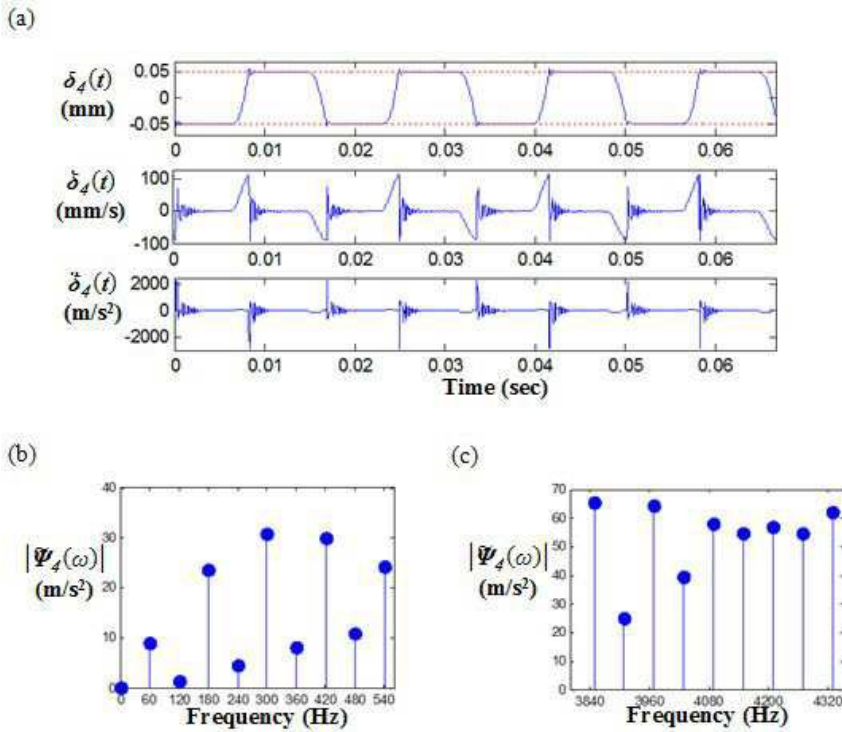
도면15



도면16

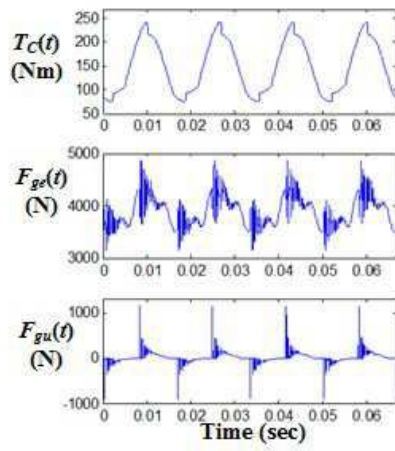


도면17

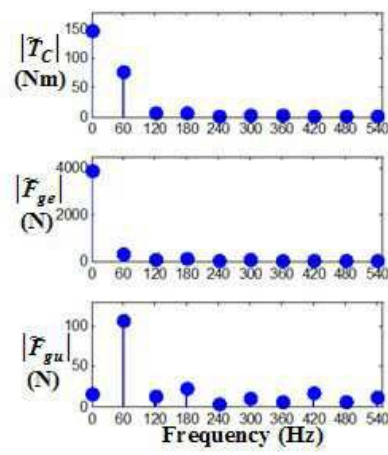


도면18

(a)

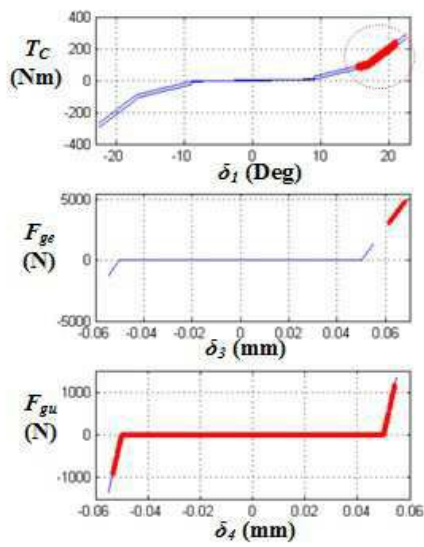


(b)

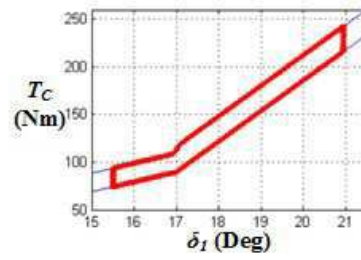


도면19

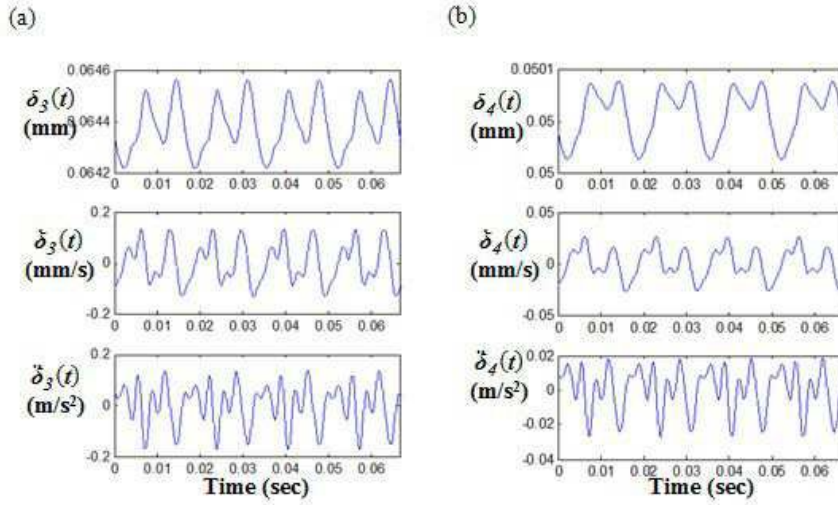
(a)



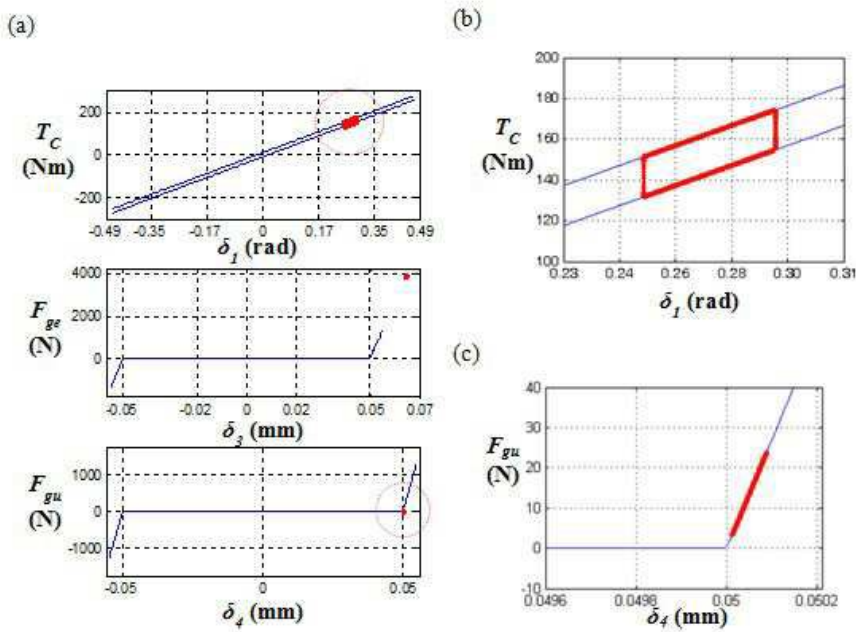
(b)



도면20



도면21



【심사관 직권보정사항】

【직권보정 1】

【보정항목】 청구범위

【보정세부항목】 청구항 제2항

【변경전】

...상기 선형 비틀림 모델 생성 단계는...

【변경후】

...상기 선형 비틀림 모델을 생성하는 단계는...

【직권보정 2】

【보정항목】 청구범위

【보정세부항목】 청구항 제4항

【변경전】

...상기 동적 특성 비교 단계에서...

【변경후】

...상기 동적 특성을 비교하는 단계에서...

【식권보정 3】

【보정항목】 청구범위

【보정세부항목】 청구항 제3항

【변경전】

...상기 선형 비틀림 모델 생성 단계는...

【변경후】

...상기 선형 비틀림 모델을 생성하는 단계는...