(19) 대한민국특허청(KR)
(12) 등록특허공보(B1)

(45) 공고일자 2021년05월07일
(11) 등록번호 10-2249434
(24) 등록일자 2021년04월30일

(51) 국제특허분류(Int. Cl.)
*F02D 41/14* (2006.01) *B60W 30/20* (2006.01)
*B60W 50/06* (2006.01) *F02D 41/02* (2006.01)
*F02D 41/10* (2006.01)
(52) CPC특허분류
*F02D 41/1401* (2013.01)
*B60W 30/20* (2013.01)
(21) 출원번호 10-2016-7035860
(22) 출원일자(국제) 2015년05월25일
심사청구일자 2020년03월10일
(85) 번역문제출일자 2016년12월21일
(65) 공개번호 10-2017-0012368
(43) 공개일자 2017년02월02일
(86) 국제출원번호 PCT/SE2015/050598
(87) 국제공개번호 WO 2015/183160
국제공개일자 2015년12월03일
(30) 우선권주장
1450655-4 2014년05월30일 스웨덴(SE)
(56) 선행기술조사문헌
WO2011154234 A1
*(뒷면에 계속)*
전체 청구항 수 : 총 14 항

(73) 특허권자
**스카니아 씨브이 악티에볼라그**
스웨덴 쇠데르탤리에 에스이-151 87 그랜파르크스 배겐 10
(72) 발명자
**레드브란트 카를**
스웨덴 에스-171 63 솔나 룬다가탄 1 씨
**에발드손 마르틴**
스웨덴 에스-131 31 나카 핀보다 파르크배그 14 에이
(74) 대리인
**박장원**

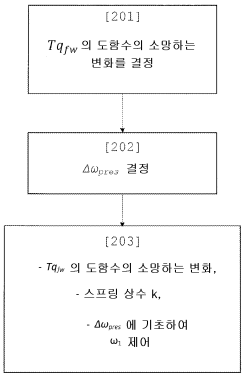
심사관 : 윤마루

(54) 발명의 명칭 **동적 토크에 대한 시간 도함수에 기초하여 차량의 파워 트레인의 토크 제어**

## (57) 요 약

본 발명에 따르면, 현재 값에서 새로운 소망 값으로 차량에서 엔진의 출력축에 제공되는 동적 토크( $Tq_{fw}$ )의 시간 도함수의 소망하는 변화가 결정된다. 현재 회전 속도 차이( $\Delta\omega_{pres}$ )는 차량에서 제1 회전 속도( $\omega_1$ )로 회전하는 파워 트레인의 제1 단부와 제2 회전 속도로 회전하는 파워 트레인의 제2 단부 사이에서 결정된다. 이후에, 제1 회전 속도( $\omega_1$ )는, 동적 토크( $Tq_{fw}$ )에 대한 시간 도함수의 소망 값, 파워 트레인의 비틀림 컴플라이언스와 관련된 스프링 상수(k) 및 결정된 현재 회전 속도 차이( $\Delta\omega_{pres}$ )에 기초하여 제어된다. 제1 회전 속도의 제어를 통해, 동적 토크에 대한 시간 도함수의 현재 값도 소망 값 쪽으로 간접적으로 제어된다.

*대 표 도* - 도2



(52) CPC특허분류
***B60W 50/06*** (2013.01)
***F02D 41/021*** (2013.01)
***F02D 41/0225*** (2013.01)
***F02D 41/10*** (2013.01)
***F02D 41/1497*** (2013.01)
*F02D 2041/1431* (2013.01)
*F02D 2041/1432* (2013.01)
*F02D 2200/1002* (2013.01)
*F02D 2200/101* (2013.01)

(56) 선행기술조사문헌
WO2011003544 A2
US20170184039 A1
US20100108028 A1
US20040107034 A1
KR1020070099543 A
EP02019194 A1

# 명 세 서

## 청구범위

### 청구항 1

차량(100)에서 엔진(101)의 출력축에 제공되는 동적 토크에 대한 시간 도함수의 변화( $^{\Delta \dot{T}q_{fw}}$)를 제어하도록 배치되어 있는 시스템으로,

- 현재 값( $\dot{T}q_{fw_pres}$ )에서 새로운 소망 값( $\dot{T}q_{fw_des}$ )으로 상기 동적 토크에 대한 상기 시간 도함수의 소망하는 변화( $\Delta \dot{T}q_{fw}$ )를 결정하도록 배치되어 있는 제1 결정 장치(121);

- 차량(100)에서 제1 회전 속도( $\omega_1$ )로 회전하는 파워 트레인의 제1 단부와 제2 회전 속도( $\omega_2$)로 회전하는 파워 트레인의 제2 단부 사이의 현재 회전 속도 차이( $\Delta\omega_{pres}$ )를 결정하도록 배치되어 있는 제2 결정 장치(122);

- 상기 제1 회전 속도( $\omega_1$ )의 제어를 수행하도록 배치되어 있는 토크 제어 장치(123)를 포함하며,

상기 제1 회전 속도( $\omega_1$ )는, 상기 동적 토크에 대한 상기 시간 도함수의 상기 소망 값( $\dot{T}q_{fw_des}$ ), 상기 파워 트레인의 비틀림 컴플라이언스와 관련된 스프링 상수(k) 및 상기 현재 회전 속도 차이( $\Delta\omega_{pres}$ )에 기초하여 제어되고,

상기 동적 토크에 대한 상기 시간 도함수의 상기 현재 값( $\dot{T}q_{fw_pres}$ )이 상기 제1 회전 속도( $\omega_1$)의 제어를 통해 상기 소망 값( $\dot{T}q_{fw_des}$ ) 쪽 방향으로 간접적으로 제어되는 것을 특징으로 하는 시스템.

### 청구항 2

제1항에 있어서,

상기 제1 회전 속도( $\omega_1$ )는 상기 엔진(101)에 대한 엔진 속도( $\omega_e$ )에 상당하는, 즉, $\omega_1 = \omega_e$인 것을 특징으로 하는 시스템.

### 청구항 3

제1항에 있어서,

상기 제2 회전 속도( $\omega_2$ )는 상기 차량(100)의 적어도 하나의 구동 휠에 대한 기어 회전 속도( $\omega_{wheel}$)에 상당하는, 즉, $\omega_2 = \omega_{wheel}$ 인 것을 특징으로 하는 시스템.

### 청구항 4

제1항에 있어서,

상기 스프링 상수(k)는,

- 상기 차량(100)의 구동축(104, 105)에 대한 스프링 상수($k_{drive}$); 및

- 상기 파워 트레인에 대한 총 스프링 상수($k_{tot}$) 중 하나이고,

상기 스프링 상수($k_{drive}$)는 상기 파워 트레인의 기어비(i)와 관련되며, 상기 파워 트레인에 대한 상기 스프링 상수(k)를 좌우하는 것을 특징으로 하는 시스템.

**청구항 5**

제1항에 있어서,

- 상기 스프링 상수(k)와의 관계가 알려져 있는 상기 파워 트레인의 하나 이상의 부품의 구성에 기초하여 계산; 및

- 상기 차량(100)의 주행 중에 상기 스프링 상수(k)를 추정하는, 적어도 부분적으로 연속적인 조정식 추정; 중 하나 이상을 이용하여 상기 스프링 상수(k)를 결정하도록 배치되어 있는 제3 결정 장치를 포함하는 것을 특징으로 하는 시스템.

**청구항 6**

제1항에 있어서,

상기 토크 제어 장치(123)는 상기 엔진(101)으로부터 요구 토크의 적어도 하나의 중대한 변화( $^{\Delta Tq_{demand}}$ )를 이용하여 동적 토크에 대한 상기 시간 도함수의 상기 변화($^{\Delta \dot{T}q_{fw}}$ )를 달성하도록 배치되어 있는 것을 특징으로 하는 시스템.

**청구항 7**

제6항에 있어서,

상기 토크 제어 장치(123)는 상기 요구 토크( $^{Tq_{demand}}$ )를 제어함으로써 상기 제1 회전 속도( $^{\omega_1}$ )를 간접적으로 제어하도록 배치되어 있는 것을 특징으로 하는 시스템.

**청구항 8**

제6항에 있어서,

상기 적어도 하나의 중대한 변화($^{\Delta Tq_{demand}}$ ) 각각은 상기 제어를 수행하는 제어 장치에 대한 계산 기간 중에 상기 엔진(101)에 대하여 총 이용 가능한 토크의 10%-100%에 상당하는 범위 내의 크기인 것을 특징으로 하는 시스템.

**청구항 9**

제6항에 있어서,

상기 엔진(101)으로부터 요구 토크의 상기 적어도 하나의 중대한 변화( $^{\Delta Tq_{demand}}$ ) 각각은 분사 기간($t_{inj}$)보다 길고, 상기 파워 트레인의 고유 진동에 대한 순환 기간($^{t_{driveline_osc}}$)의 일부 $\frac{1}{x}$ 보다 짧은 시간 기간($t_{inertia}$)($^{t_{inj} < t_{inertia} < \frac{1}{x} t_{driveline_osc}}$ ) 동안 연장되는 것을 특징으로 하는 시스템.

**청구항 10**

제6항에 있어서,

상기 시간 도함수의 상기 변화($^{\Delta \dot{T}q_{fw}}$ )의 크기는 상기 엔진(101)으로부터 요구 토크의 상기 중대한 변화($^{\Delta Tq_{demand}}$ )의 크기 및 상기 시간 도함수($^{\Delta \dot{T}q_{fw}}$ )에 대한 상기 변화를 수행하는데 경과되는 시간($^{t_{inertia_der}}$ )의 크기에 의존하는 것을 특징으로 하는 시스템.

**청구항 11**

제6항에 있어서,

상기 시간 도함수($^{\Delta \dot{T}q_{fw}}$ )를 변경하는데 경과되는 시간($^{t_{inertia_der}}$ )은 상기 엔진(101)으로부터 요구 토크의 상

기 중대한 변화($^{\Delta T q_{demand}}$)를 수행하는데 경과되는 시간($t_{inertia}$)에 의존하는 것을 특징으로 하는 시스템.

**청구항 12**

제1항에 있어서,

상기 동적 토크에 대한 상기 시간 도함수는 상기 현재 회전 속도 차이($\Delta\omega_{pres}$)에 비례하는 것을 특징으로 하는 시스템.

**청구항 13**

제1항에 있어서,

상기 토크 제어 장치(123)는 상기 시간 도함수의 실질적으로 순간적인 변화($^{\Delta \dot{T} q_{fw}}$)가 이루어지도록 상기 동적 토크에 대한 상기 시간 도함수의 상기 변화($^{\Delta \dot{T} q_{fw}}$)를 제어하도록 배치되어 있는 것을 특징으로 하는 시스템.

**청구항 14**

차량(100)에서 엔진(101)의 출력축에 제공되는 동적 토크에 대한 시간 도함수의 변화($^{\Delta \dot{T} q_{fw}}$)를 제어하는 방법으로,

- 현재 값($\dot{T} q_{fw_pres}$)에서 새로운 소망 값($\dot{T} q_{fw_des}$)으로 상기 동적 토크에 대한 상기 시간 도함수의 소망하는 변화($^{\Delta \dot{T} q_{fw}}$)를 결정하는 단계;

- 상기 차량(100)에서 제1 회전 속도($\omega_1$)로 회전하는 파워 트레인의 제1 단부와 제2 회전 속도($\omega_2$)로 회전하는 파워 트레인의 제2 단부 사이의 현재 회전 속도 차이($\Delta\omega_{pres}$)를 결정하는 단계;

- 상기 제1 회전 속도($\omega_1$)를 제어하는 단계를 포함하며,

상기 제1 회전 속도($\omega_1$)는, 상기 동적 토크에 대한 상기 시간 도함수의 상기 소망 값($\dot{T} q_{fw_des}$), 상기 파워 트레인의 비틀림 컴플라이언스와 관련된 스프링 상수(k) 및 상기 현재 회전 속도 차이($\Delta\omega_{pres}$)에 기초하여 제어되고,

상기 동적 토크에 대한 상기 시간 도함수의 상기 현재 값($\dot{T} q_{fw_pres}$)이 상기 제1 회전 속도($\omega_1$)의 제어를 통해 상기 소망 값($\dot{T} q_{fw_des}$) 쪽 방향으로 간접적으로 제어되는 것을 특징으로 하는 방법.

**청구항 15**

삭제

**청구항 16**

삭제

**청구항 17**

삭제

**청구항 18**

삭제

**청구항 19**

삭제

**청구항 20**

삭제

**청구항 21**

삭제

**청구항 22**

삭제

**청구항 23**

삭제

**청구항 24**

삭제

**청구항 25**

삭제

**청구항 26**

삭제

**청구항 27**

삭제

**청구항 28**

삭제

## 발명의 설명

### 기 술 분 야

[0001] 본 발명은 청구항 제1항의 전제부에 따른 동적 토크에 대한 시간 도함수( $^{\Delta T}\dot{q}_{fw}$)의 변화를 제어하도록 배치되어 있는 시스템에 관한 것이다. 본 발명은 또한 청구항 제14항의 전제부에 따른 동적 토크에 대한 시간 도함수 ($^{\Delta T}\dot{q}_{fw}$ )의 변화를 제어하는 방법, 본 발명에 따른 방법을 구현하는 컴퓨터 프로그램 및 컴퓨터 프로그램 제품에 관한 것이다.

### 배 경 기 술

[0002] 이하의 배경기술은 본 발명의 배경에 대한 설명에 해당하지만, 반드시 선행 기술에 해당하지는 않는다.

[0003] 예를 들어 자동차, 버스 및 트럭과 같은 차량은 차량의 엔진에 의해 생성되는 엔진 토크로 전방으로 구동된다. 이 엔진 토크는 차량의 파워 트레인을 통해 차량의 구동 휠에 제공된다. 파워 트레인에는 다양한 관성, 비틀림 컴플라이언스 및 감쇠 부품이 포함되어 있고, 이는 파워 트레인이 다양한 정도에서 엔진 토크가 구동 휠에 전달되는 데 영향을 미칠 수 있다는 것을 의미한다. 따라서, 파워 트레인은 비틀림 컴플라이언스/유연성 및 유격을 가지며, 이는 예를 들어 엔진으로부터 토크가 요청된 후에 차량이 구동할 때, 소위 파워 트레인 진동으로 지칭되는 토크 및/또는 회전의 진동이 차량에서 발생할 수 있음을 의미한다. 이들 토크 및/또는 회전의 진동은, 토크를 엔진에 제공하고 차량이 기동하는 사이에 파워 트레인에 구축된 힘이 차량의 기동으로 해제될 때 발생한다. 파워 트레인 진동은 차량을 종방향으로 흔들릴 수 있으며, 이에 대해서는 이하에서 상세히 설명된다. 차량의 이러한 흔들림은 차량 운전자에게 매우 지장을 준다.

[0004] 따라서, 이러한 파워 트레인 진동을 회피하기 위한 몇몇 종래 기술의 해결책에서, 엔진 토크의 요구 시에 예방

전략이 사용되었다. 이러한 전략은 엔진 토크가 요구될 때 제한된 토크 램프를 이용할 수 있으며, 이러한 토크 램프는 파워 트레인 진동이 제거되거나 전혀 발생하지 않는 방식으로 요구되는 엔진 토크가 제한되도록 조정된다.

## 발명의 내용

### 해결하려는 과제

[0005] 오늘날, 엔진 토크가 요구될 때 사용되는 토크 램프는 차량의 엔진에 의해 토크가 요구되는 방법에 한계를 초래한다. 이러한 제한은 지장을 주는 파워 트레인 진동을 줄이기 위해 종래 기술의 해결책 하에서 필요하다. 운전자 및/또는 예를 들어, 크루즈 컨트롤이 토크를 자유롭게 요구하는 것은 현재의 기술 시스템에서 종종 상당하고 지장을 주는 파워 트레인 진동을 야기할 수 있으며, 이것이 토크 램프를 제한하는 이유이다.

[0006] 현재 기술에서의 제한된 토크 램프는 일반적으로 정적이다. 정적 토크라 또한 지칭될 수 있는 정적 토크 램프는 매우 제한된 복잡성을 가지므로 이점이 있으며, 이는 매우 자주 사용되는 이유 중 하나이다. 그러나, 정적 토크 램프는 차량이 노출될 수 있는 모든 주행 상황에 최적화되지 않는다는 사실과 관련하여 많은 단점을 가지고 있다. 특정 주행 모드의 경우, 정적 및 제한된 토크 램프는 토크 램프로 인해 차량 성능의 감소를 초래하며, 요구되는 토크가 주행 모드에 불필요하게 낮기 때문에 파워 트레인 진동의 발생 없이 더 많은 엔진 토크를 요구하는 것이 가능하다. 다른 주행 모드의 경우, 토크 램프가 요구된 토크를 충분히 제한하지 않고, 이는 파워 트레인 진동이 발생하고 이에 따라 차량의 흔들림이 발생하는 것을 의미한다. 따라서, 특정 주행 모드에 대해 토크 램프의 사용은 최적의 토크가 제공되지 않아 차량의 성능을 불필요하게 감소시키거나 및/또는 파워 트레인 진동으로 인한 편안함을 감소시키는 흔들림을 유발할 수 있다.

[0007] 따라서, 본 발명의 목적 중 하나는 동적 토크에 대한 시간 도함수($^{\Delta \dot{T}q_{fw}}$)의 변화를 제어하기 위한 방법 및 시스템을 제공하는 것이고, 이는 적어도 부분적으로 이들 문제를 해결한다.

### 과제의 해결 수단

[0008] 상기 목적은 청구항 제1항에 기재된 특징부에 따른 전술된 시스템을 통해 달성된다. 또한, 상기 목적은 청구항 제14항의 특징부에 따른 전술한 방법 및 전술한 컴퓨터 프로그램, 컴퓨터 프로그램 제품을 통해 달성된다.

[0009] 본 발명은 차량의 엔진으로부터의 출력축에 제공되는 동적 토크에 대한 시간 도함수의 변화( $^{\Delta \dot{T}q_{fw}}$)의 제어에 관한 것이다.

[0010] 본 발명에 따르면, 시간 도함수의 소망하는 변화($^{\Delta \dot{T}q_{fw}}$)가 동적 토크에 대해 결정되며, 이 변화는 현재 값( $^{\dot{T}q_{fw_pres}}$ )으로부터 새로운 소망 값( $^{\dot{T}q_{fw_des}}$ )으로 진행된다.

[0011] 현재 회전 속도 차이( $^{\Delta\omega_{pres}}$ )는 차량에서 제1 회전 속도( $^{\omega_1}$ )로 회전하는 파워 트레인의 제1 단부와 제2 회전 속도( $^{\omega_2}$ )로 회전하는 파워 트레인의 제2 단부 사이에서 확립된다.

[0012] 이후에 동적 토크에 대한 시간 도함수의 소망 값( $^{\dot{T}q_{fw_des}}$ ), 파워 트레인에서 비틀림 컴플라이언스와 관련된 스프링 상수(k) 및 결정된 현재 회전 속도 차이( $^{\Delta\omega_{pres}}$ )에 기초하여 제1 회전 속도( $^{\omega_1}$)가 제어된다.

[0013] 제1 회전 속도( $^{\omega_1}$ )를 제어함으로써, 동적 토크에 대한 시간 도함수의 변화( $^{\Delta \dot{T}q_{fw}}$)가 소망 값( $^{\dot{T}q_{fw_des}}$)의 방향으로 간접적으로 제어된다.

[0014] 따라서, 본 발명은 상기 기울기/도함수의 변화($^{\Delta \dot{T}q_{fw}}$)를 제공함으로써 동적 토크에 대한 시간 도함수/기울기( $^{\dot{T}q_{fw}}$)의 제어를 제공한다. 시간 도함수( $^{\dot{T}q_{fw}}$)에 상당하는 그래프의 방향/기울기를 달성하기 위해 동적 토크에 대한 제공된 시간 도함수의 변화($^{\Delta \dot{T}q_{fw}}$)가 사용될 수 있다. 이러한 달성된 방향/기울기, 즉, 동적 토크에 대한 시간 도함수( $^{\dot{T}q_{fw}}$)는 동적 토크( $^{Tq_{fw}}$)의 추가적인 제어를 위해 적절한 초기 값으로 사용될 수 있다.

[0015] 본 발명에 의해 동적 토크에 대한 시간 도함수($\dot{Tq}_{fw}$)의 급격한 변화는 실질적으로 순간적으로 이루어질 수 있고, 이는 차량의 성능 및/또는 운전자의 편안함을 증가시키기 위해 동적 토크($Tq_{fw}$)의 제어가 쉽게 최적화될 수 있는 것을 의미한다.

[0016] 예를 들어 동적 토크에 대한 시간 도함수수($\dot{Tq}_{fw}$)의 급격한 변화는 시프트 동작 이전 및/또는 이후의 램핑 다운, 시프트 동작 이전 및/또는 이후의 램핑 업 동안에, 및/또는 동적 토크의 변경이 필요한 다른 상황과 관련하여 사용될 수 있다.

[0017] 본 발명에 따르면, 요구 토크($Tq_{demand}$)의 프로파일은 적어도 부분적으로 동적 토크($Tq_{fw}$)가 실질적으로 균일하고 비 진동하는 프로파일을 가지거나, 적어도 종래 기술에 비해 상당히 낮은 진폭을 갖는 진동을 제공하도록 형성된다. 본 발명은 차량의 안락함에 부정적인 영향을 미치지 않는 진동을 발생시킨다.

[0018] 이러한 방식으로, 파워 트레인 진동은 다수의 주행 모드에 대한 개수 및/또는 크기가 감소될 수 있으며, 요구 토크($Tq_{demand}$)의 이전 조정은 차량의 문제가되는 흔들림을 야기한다. 이들 주행 모드는 엔진으로부터 토크에 대한 요구의 개시, 소위 "TIPIN" 및 엔진으로부터 토크에 대한 요구의 중지, 소위 "TIPOUT"을 포함한다. 또한, 본 발명은 예를 들어, 짧은 기간 동안 기어박스 내의 2개의 코그휠의 코그가 맞물리지 않을 때, 즉, 다시 맞물리게 하기 위해, 파워 트레인에서 유격을 포함하는 주행 모드에 대한 파워 트레인 진동을 감소시키고, 상기 진동은 클러치를 결합할 때 또는 전술된 시프트 동작을 위해 엔진의 드래깅(dragging)과 토크의 가속/요구 사이의 전이에서 발생할 수 있다. 따라서, 이들 모든 주행 모드에 대하여, 본 발명은 파워 트레인 진동에 의해 야기되는 차량의 흔들림을 방지하여 운전자의 안락함을 증가시킬 수 있다.

[0019] 예를 들어 도로의 돌출부에 의해 야기되는 것과 같이 외부 충격에 의해 야기되는 파워 트레인 진동은 또한 본 발명에 의해 신속하게 감소 및/또는 감쇠될 수 있다.

[0020] 또한, 본 발명의 사용은 차량의 파워 트레인의 마모를 현저하게 감소시킨다. 본 발명에 의해 달성되는 마모 감소는 파워 트레인에 대한 연장된 수명을 제공하며, 물론 이점이 있다.

## *도면의 간단한 설명*

[0021] 도 1은 예시적인 차량을 도시한다.

도 2는 본 발명의 일 실시예에 따른 방법의 흐름도이다.

도 3은 본 발명에 따른 방법이 구현될 수 있는 제어 장치를 도시한다.

도 4a 및 도 4b는 종래의 연료 분사 시스템과 본 발명에 따른 제어 시스템을 포함하는 연료 분사 시스템 대한 블록 선도를 개략적으로 도시한다.

도 5a 및 도 5b 각각은 종래의 제어가 적용된 구동 모드 및 본 발명에 따른 제어가 적용된 구동 모드를 도시한다.

## *발명을 실시하기 위한 구체적인 내용*

[0022] 본 발명은 첨부된 도면을 참조하여 이하에서 더욱 상세하게 설명될 것이고, 유사한 도면부호는 유사한 부품을 위해 사용된다.

[0023] 도 1은 트럭, 버스 또는 이와 유사한 차량과 같이 대형의 예시적인 차량(100)을 개략적으로 도시하고, 본 발명을 설명하는데에 이용된다. 그러나, 본 발명은 대형 차량의 이용에 제한되지 않고, 자동차와 같은 소형 차량에도 이용될 수 있다. 도 1에 개략적으로 도시되어 있는 차량(100)은 한 쌍의 구동휠(110, 111)을 포함한다. 또한, 차량은 예컨대, 연소 엔진, 전기 모터 또는 하이브리드로 지칭하는 이들의 결합일 수 있는 엔진(101)을 구비하는 파워 트레인을 포함한다. 예컨대, 종래 방식으로서 엔진(101)은 상기 엔진(101) 상에 있는 출력축(102)을 통해, 가능하게는 클러치(106) 및 기어박스(103)에 연결되어 있는 입력축(109)을 통해 기어박스(103)에 연결된다. 프로펠러축으로 알려져 있는 기어박스(103)에서의 출력축(107)은 예컨대, 종래 차동과 같이, 파이널 기어(108) 및 상기 파이널 기어(108)에 연결되는 구동축(104, 105)를 통해 구동 휠(110, 111)을 구동시킨다.

[0024] 엔진(101)에 제어 신호를 제공하는 제어 장치(120)가 개략적으로 도시되어 있다. 이하에서 설명되는 바와 같이,

제어 장치는 제1 결정 장치(121), 제2 결정 장치(122) 및 토크 제어 장치(123)를 포함할 수 있다. 이들 장치는 이하에서 더욱 상세하게 설명된다.

[0025] 차량(100)의 운전자가 예컨대, 가속 페달을 가압하는 것과 같이 입력 수단을 통해 입력함으로써 엔진(101)에 요구 토크를 증가시키면, 파워 트레인의 토크에 비교적 급격한 변화가 발생할 수 있다. 이러한 토크는 지상에서의 마찰력 및 차량의 구름 저항 때문에 구동 휠(110, 111)에 의해 저지된다. 이에 의해, 구동축(104, 105)은 비교적 강력한 토크에 노출된다.

[0026] 다른 것들 중에서 비용 및 중량을 이유로, 일반적으로 구동축(104, 105)은 영향을 주지 않고 가혹한 응력에 대처하도록 설계되지 않는다. 즉, 구동축(104, 105)은 비교적 큰 비틀림 컴플라이언스(compliance)를 갖는다. 또한, 프로펠러축(107)도 비교적 큰 비틀림 컴플라이언스를 갖는다. 또한, 구동축의 다른 부품들은 일정 형태의 비틀림 컴플라이언스를 가질 수 있다. 구동축(104, 105)의 비교적 큰 비틀림 컴플라이언스로 인해, 구동축(110, 111)과 파이널 기어(108) 사이에서 비틀림 스프링으로 작용한다. 동일한 방식으로, 파워 트레인의 다른 비틀림 컴플라이언스는 구동 휠(110, 111)과 다양한 부품의 위치 사이에서 비틀림 스프링으로 또한 작용한다. 차량의 구름 저항이 더 이상 파워 트레인으로부터의 토크에 저항할 수 없을 때, 차량(100)은 이동하기 시작하고, 이에 의해 비틀림 스프링으로 작용하는 구동축(104, 105)의 힘이 해제된다. 차량(100)이 이동하면, 해제된 힘은 파워 트레인 진동을 초래하고, 이는 길이 방향, 즉 구동 방향으로 차량이 흔들리는 것을 의미한다. 이러한 흔들림은 차량의 운전자에게 불쾌함을 준다. 운전자는 매끈하고 안정감 있는 구동 경험을 소망하고, 이러한 안정감 있는 구동 경험이 달성되면, 이러한 차량은 운전자에게 세련되고 성능이 좋은 제품으로 느끼게 한다. 따라서, 가능하면 불편한 파워 트레인 진동을 방지하도록 하는 것이 요구된다.

[0027] 본 발명은 엔진(101)으로부터 요구되는 토크($Tq_{demand}$)에 대한 시간 도함수의 변화($\Delta \dot{T}q_{fw}$)의 제어와 관련된 것이다. 엔진(101)은 상기 엔진으로부터 요구되는 토크($Tq_{demand}$)에 대한 응답으로 동적 토크($Tq_{fw}$)를 제공하고, 상기 동적 토크($Tq_{fw}$)는 엔진(101)을 상기 엔진의 출력축(102)에 연결하는 플라이 휠에서의 토크를 구성한다. 상기 동적 토크는 파워 트레인에 대한 기어비(i)를 통한 토크($Tq_{fw}$)이고, 차량의 구동 휠(110, 111)에 공급되는 동적 휠 토크($Tq_{wheel}$)와 관련된 것이다. 본원 명세서에서 기어비(i)는 예컨대, 특정 기어에 대한 기어박스 비를 포함하는 파워 트레인의 총 기어비를 구성한다. 즉, 요구되는 엔진 토크($Tq_{demand}$)는 차량의 구동 휠(110, 111)에 동적 휠 토크($Tq_{wheel}$)를 발생시킨다.

[0028] 따라서, 본 발명은 차량의 엔진으로부터 출력축에 제공되는 동적 토크에 대한 시간 도함수의 변화($\Delta \dot{T}q_{fw}$)의 제어에 관한 것이다.

[0029] 본 발명에 따르면, 시간 도함수의 소망하는 변화($\Delta \dot{T}q_{fw}$)는 동적 토크에 대해 결정되고, 상기 변화는 동적 토크에 대하여 현재 값($\dot{T}q_{fw_pres}$)으로부터 새로운 소망 값($\dot{T}q_{fw_des}$)으로 진행된다.

[0030] 현재 회전 속도 차이($\Delta\omega_{pres}$)는 차량에서 제1 회전 속도($\omega_1$)로 회전하는 파워 트레인의 제1 단부와 제2 회전 속도($\omega_2$)로 회전하는 파워 트레인의 제2 단부 사이에서 확립된다.

[0031] 이후에 동적 토크에 대한 시간 도함수의 소망 값($\dot{T}q_{fw_des}$), 파워 트레인에서 비틀림 컴플라이언스와 관련된 스프링 상수(k) 및 결정된 현재 회전 속도 차이($\Delta\omega_{pres}$)에 기초하여 제1 회전 속도($\omega_1$)가 제어된다.

[0032] 또한, 제1 회전 속도($\omega_1$)를 제어함으로써, 동적 토크에 대한 시간 도함수의 현재 값($\dot{T}q_{fw_pres}$)이 소망 값($\dot{T}q_{fw_des}$)의 방향으로 간접적으로 제어된다.

[0033] 동적 토크에 대한 시간 도함수($\Delta \dot{T}q_{fw}$)에서 간접적인 변화의 제어를 또한 제공하는 제1 회전 속도($\omega_1$)의 제어는 차량의 엔진으로부터 출력축으로 제공되는 동적 토크에 대한 시간 도함수의 변화($\Delta \dot{T}q_{fw}$)를 제어하도록 배치

되는 시스템에 의해 수행될 수 있다.

[0034] 본 발명에 따른 시스템은 동적 토크에 대한 시간 도함수의 소망하는 변화( $\Delta \dot{T}q_{fw}$)를 결정하도록 배치되어 있는 제1 결정 장치(121)를 포함하고, 상기 변화는 동적 토크에 대한 현재 값( $\dot{T}q_{fw_pres}$)으로부터 새로운 소망 값( $\dot{T}q_{fw_des}$ )으로 진행된다.

[0035] 상기 시스템은 차량에서 제1 회전 속도( $\omega_1$ )로 회전하는 파워 트레인의 제1 단부와 제2 회전 속도( $\omega_2$)로 회전하는 파워 트레인의 제2 단부 사이의 현재 회전 속도 차이( $\Delta\omega_{pres}$ )를 결정하도록 배치되어 있는 제2 결정 장치(122)를 또한 포함한다.

[0036] 상기 시스템은 동적 토크에 대한 시간 도함수의 소망 값( $\dot{T}q_{fw_des}$ ), 파워 트레인에서 비틀림 컴플라이언스와 관련된 스프링 상수(k) 및 결정된 현재 회전 속도 차이( $\Delta\omega_{pres}$ )에 기초하여 제1 회전 속도( $\omega_1$)를 제어하도록 배치되어 있는 토크 제어 장치(123)를 또한 포함한다.

[0037] 또한, 본 발명은 본 발명에 따라 동적 토크에 대한 시간 도함수($\Delta \dot{T}q_{fw}$ )를 제어하는 시스템을 적어도 포함하는 예컨대, 자동차, 트럭 또는 버스와 같은 차량(100)에 관한 것이다.

[0038] 도 2는 본 발명의 실시예에 따른 동적 토크에 대한 시간 도함수의 변화( $\Delta \dot{T}q_{fw}$)를 제어하는 방법에 대한 흐름도이다.

[0039] 제1 단계(201)에서, 예컨대, 제1 결정 장치(121)에 의해 동적 토크에 대한 시간 도함수의 소망하는 변화($\Delta \dot{T}q_{fw}$ )가 결정되고, 상기 변화는 동적 토크에 대한 현재 값( $\dot{T}q_{fw_pres}$ )과 새로운 소망 값( $\dot{T}q_{fw_des}$ ) 사이의 차이로 이루어진다.

[0040] 제2 단계(202)에서, 예컨대, 제2 결정 장치(122)를 이용하여, 제1 회전 속도( $\omega_1$)로 회전하는 파워 트레인의 제1 단부와 제2 회전 속도( $\omega_2$ )로 회전하는 파워 트레인의 제2 단부 사이에서 현재 회전 속도 차이( $\Delta\omega_{pres}$ )가 결정된다.

[0041] 제3 단계(203)에서, 동적 토크에 대한 시간 도함수의 소망 값( $\dot{T}q_{fw_des}$ ), 파워 트레인에서 비틀림 컴플라이언스와 관련된 스프링 상수(k) 및 결정된 현재 회전 속도 차이( $\Delta\omega_{pres}$ )에 기초하여 예컨대, 토크 제어 장치(123)에 의해 제1 회전 속도( $\omega_1$ )가 제어된다. 제1 회전 속도( $\omega_1$ )를 제어함으로써, 동적 토크에 대한 시간 도함수의 현재 값( $\dot{T}q_{fw_pres}$ )이 소망 값( $\dot{T}q_{fw_des}$ )의 방향으로 간접적으로 또한 제어된다.

[0042] 따라서, 본 발명을 이용함으로써 동적 토크에 대한 시간 도함수의 변화( $\Delta \dot{T}q_{fw}$)가 달성될 수 있고, 동적 토크에 대한 시간 도함수( $\dot{T}q_{fw}$ )의 급격한 변화를 달성하는데에 이용될 수 있다. 즉, 시간 도함수( $\dot{T}q_{fw}$)에 상당하는 그래프의 소망하는 방향/기울기가 본 발명을 이용함으로써 빠르게 달성될 수 있다. 이후에, 상기 방향/기울기, 즉, 시간 도함수( $\dot{T}q_{fw}$ )는 동적 토크( $Tq_{fw}$ )의 추가적인 제어를 위해 적절한 초기 값으로 이용될 수 있다.

[0043] 본 발명에 의해 동적 토크에 대한 시간 도함수( $\dot{T}q_{fw}$ )의 빠른 변화는 실질적으로 순간적으로 이루어질 수 있고, 이는 성능 면에서 차량의 흔들림을 발생시키지 않는 요구 토크( $Tq_{demand}$)에 대한 최적화된 값을 달성함으로써 차량의 성능 및/또는 운전자의 편안함을 증가시키기 위해 동적 토크( $Tq_{fw}$)의 제어가 쉽게 최적화될 수 있는 것을 의미한다.

[0044] 종래 기술은 차량에서 파워 트레인 진동을 초래하는 정적 토크를 제어한다. 본 발명을 이용함으로써, 시간 도함수( $\dot{T}q_{fw}$ )의 빠른 변화를 이용함으로써 동적 토크( $Tq_{fw}$ )가 대신 제어될 수 있고, 이는 파워 트레인 진동이 상

당하게 감소될 수 있음을 의미한다. 파워 트레인 진동의 감소는 차량에서 운전자의 편안함을 증가시킨다. 즉, 엔진 내로 분사되는 연료의 결과이고, 파워 트레인의 특성으로 인하여 상기 파워 트레인에 의한 응답인 물리적인 토크가 제어되고, 이것이 동적 토크($Tq_{fw}$)이다. 따라서, 동적 토크($Tq_{fw}$)는 기어박스(103)에 의해 제공되는 토크에 상당하고, 파워 트레인의 플라이 휠에 의해 제공되는 토크로 또한 표현될 수 있으며, 엔진의 가속 및 효과와 같은 파워 트레인으로부터의 영향이 동적 토크($Tq_{fw}$) 내에 포함된다. 따라서, 본 발명이 이용될 때 동적 토크($Tq_{fw}$)의 물리적인 제어가 달성된다.

[0045] 예컨대, 동적 토크($Tq_{fw}$)는 기어박스(103)의 변속 작업 이후에 램프 다운 또는 램프 업과 같이 구체적인 토크 램프를 달성하도록 제어될 수 있다. 또한, 동적 토크($Tq_{fw}$)는 예컨대, 차량의 속도를 제어하는 크루즈 컨트롤 장치의 사용을 의미하는 크루즈 컨트롤 또는 차량 속도의 수동 제어를 의미하는 페달 구동에 유용한 소망하는 구체적인 토크 값을 달성하도록 제어될 수 있다. 이는 본 발명에 따른 제어를 통해 달성하는 것이 가능한 동적 토크에 대한 소망 값($Tq_{fw_req}$) 및/또는 도함수($\dot{T}q_{fw_req}$)로 표현될 수 있다.

[0046] 일 실시예에서, 엔진(101)에 의해 상기 엔진(101)의 출력축(102)으로 제공되는 동적 토크($Tq_{fw}$)는 지연된 요구 엔진 토크($Tq_{demand_delay}$), 엔진의 회전 관성($J_e$) 및 엔진(101)의 회전 가속도($\dot{\omega}_e$)에 기초하여 결정될 수 있다.

[0047] 지연된 요구 엔진 토크($Tq_{demand_delay}$)는 엔진(101)으로 연료 분사를 실행하도록 경과하는 기간($t_{inj}$), 즉, 분사를 시작으로 하여 연료가 점화되고 연소될 때까지 걸리는 기간으로 지연된다. 상기 분사 기간($t_{inj}$)은 일반적으로 알려져 있지만, 예컨대, 다른 엔진 및/또는 엔진의 다른 속도에 의해 길이가 변한다. 이러한 실시예에서, 동적 토크($Tq_{fw}$)는 지연된 요구 엔진 토크($Tq_{demand_delay}$)에 대한 추정 값과 엔진의 회전 가속도($\dot{\omega}_e$)에 대하여 측정된 값을 포함하는 토크 값($J_e\dot{\omega}_e$) 사이의 차이로 결정될 수 있다. 따라서, 일 실시예에서, 동적 토크($Tq_{fw}$)는 추정되는 지연된 요구 엔진 토크($Tq_{demand_delay}$)에 대한 신호와 엔진의 회전 가속도($\dot{\omega}_e$)에 대하여 측정된 값을 포함하는 토크 신호($J_e\dot{\omega}_e$) 사이의 신호 차이에 의해 나타내어질 수 있다.

[0048] 일 실시예에서, 지연된 요구 엔진 토크($Tq_{demand_delay}$)는 손실 및/또는 마찰이 보상되는 순 토크로 정의될 수 있고, 이에 의해 요구되는 순 엔진 토크 및 지연된 요구 엔진 토크가 달성된다.

[0049] 일 실시예에 따르면, 모터(101)에 의해 출력축(102)에 제공되는 동적 토크($Tq_{fw}$)는 지연된 요구 엔진 토크($Tq_{demand_delay}$)에 엔진(101)에 대한 회전 가속도($\dot{\omega}_e$)와 곱하여진 엔진의 회전 관성($J_e$)에 상당하는 토크를 뺀 것에 상당한데, 즉, $Tq_{fw} = Tq_{demand_delay} - J_e\dot{\omega}_e$ 이고, 지연된 요구 엔진 토크($Tq_{demand_delay}$)는 분사 시간($t_{inj}$)에 의해 지연된다.

[0050] 상기 실시예에서, 엔진(101)에 대한 회전 가속도($\dot{\omega}_e$)는 엔진 속도($\omega_e$)의 시간 도함수를 생성함으로써 측정될 수 있다. 이후에, 회전 가속도($\dot{\omega}_e$)는 엔진(101)에 대한 회전 관성 토크($J_e$)와 곱함으로써 뉴턴의 제2 법칙에 따른 토크로 다시 공식화된다($J_e\dot{\omega}_e$).

[0051] 다른 실시예에 따르면, 엔진(101)에 의해 제공되는 동적 토크($Tq_{fw}$)는 차량의 파워 트레인을 따라 적절한 임의의 위치에 배치되어 있는 토크 센서를 사용함으로써 또한 결정될 수 있다. 이에 따라, 이러한 센서에 의해 측정되는 토크 값이 본 발명에 따른 피드백에 또한 사용될 수 있다. 플라이 휠 후방, 즉, 플라이 휠과 구동 휠 사이

에서 어딘가에 있는 토크 센서에 의해 얻어지는 이러한 측정된 토크는 동적 엔진 토크( $Tq_{fw}$)를 구성하는 물리적 토크에 상당하다. 이러한 토크 센서의 사용에 의해 보고되는 양호한 토크가 달성되는 경우에, 토크 센서는 동적 토크( $Tq_{fw}$ )에 상당하는 토크 신호를 제공해야만 한다.

[0052] 도 1에 도시된 바와 같이, 파워 트레인의 다양한 부품들은, 엔진(101)에 대한 회전 관성( $J_e$), 기어박스(103)에 대한 회전 관성( $J_g$ ), 클러치(106)에 대한 회전 관성( $J_c$ ), 프로펠러축에 대한 회전 관성( $J_p$) 및 각 구동축(104, 105)에 대한 회전 관성( $J_d$ )을 포함하는 다양한 회전 관성을 구비한다. 일반적으로, 모든 회전체는 상기 회전체의 질량 및 회전 중심으로부터 질량의 거리에 의존하는 회전 관성( $J$ )을 갖는다. 명확성을 이유로, 도 1에는 전술된 회전 관성만이 추가되었고, 본 발명에서 그 의미가 이하에서 설명된다. 그러나, 통상의 기술자는 전술된 것보다 더 많은 관성 모멘트가 파워 트레인에서 발생할 수 있다는 것을 이해할 것이다.

[0053] 본 발명의 일 실시예에 따르면, 파워 트레인에서 엔진(101)의 회전 관성( $J_e$)이 다른 회전 관성보다 매우 크고, 이에 따라 엔진(101)의 회전 관성( $J_e$ )이 파워 트레인의 총 회전 관성( $J$ )을 지배한다는 가정이 이루어진다. 즉, $J = J_e + J_g + J_c + J_p + 2J_d$ 이지만, $J_e \gg J_g$, $J_e \gg J_c$, $J_e \gg J_p$, $J_e \gg J_d$이기 때문에, 파워 트레인의 총 회전 관성( $J$ )은 엔진(101)의 회전 관성( $J_e$)과 거의 동일한데, 즉, $J \approx J_e$ 이다. 이들 회전 관성에 대한 값의 비 제한적인 예로서, $J_e = 4\text{kgm}^2$, $J_g = 0.2\text{kgm}^2$, $J_c = 0.1\text{kgm}^2$, $J_p = 7*10^{-4}\text{kgm}^2$, $J_d = 5*10^{-5}\text{kgm}^2$ 이고, 이는, 파워 트레인의 다른 부품들은 엔진(101)에 비해 매우 용이하므로, 엔진(101)의 회전 관성( $J_e$ )이 파워 트레인의 총 회전 관성( $J$ )을 지배한다는 가정, 즉, $J \approx J_e$이 옳다는 것을 의미한다. 전술한 예시적인 값들은 기어박스의 엔진 측 상의 값이고, 이는 사용되는 기어비에 따라서 파워 트렌인에 따라 그 값들이 변하는 것을 의미한다. 어떠한 기어비가 사용되는지에 관계없이, 엔진(101)의 회전 관성( $J_e$ )은 다른 회전 관성보다 매우 크고, 따라서, 파워 트레인의 총 회전 관성( $J$ )을 지배한다.

[0054] 엔진의 회전 관성( $J_e$ )이 파워 트레인의 총 회전 관성( $J$ )을 지배하기 때문에( $J \approx J_e$), 파워 트레인에 대한 동적 휠 토크( $Tq_{wheel}$ )는 엔진에 의해 제공되는 동적 토크( $Tq_{fw}$ )와 기어비(i)의 곱에 상당하는데, 즉, $Tq_{wheel} = Tq_{fw} * i$ 이다. 이는 본 발명에 따른 요구 토크( $Tq_{demand}$ )의 제어를 상당히 간략화시키고, 따라서, 휠에서 동적 토크( $Tq_{wheel}$ )를 결정하는 것이 매우 용이하다. 이에 의해, 본 발명에 따른 요구 토크( $Tq_{demand}$ )의 제어는 휠에 제공되는 동적 토크( $Tq_{wheel}$ )로 지속적으로 조정될 수 있고, 이는 파워 트레인 진동이 상당히 감소되거나 또는 심지어 완전히 방지될 수 있음을 의미한다. 이후에, 소망하는 동적 토크( $Tq_{wheel}$ )가 휠에 지속적으로 제공되도록 엔진 토크( $Tq_{demand}$ )가 요구될 수 있고, 이는 휠의 동적 토크( $Tq_{wheel}$ )를 위한 평활한 토크 프로파일이 이루어지고 휠의 토크 프로파일에 대하여 진동이 발생하지 않거나, 또는 요구되는 엔진 토크( $Tq_{demand}$ )에 대한 종래의 제어보다 상당히 낮은 진폭을 갖는 것을 의미한다.

[0055] 파워 트레인은 비교적 약한 스프링으로 근사될 수 있으며, 아래와 같이 표현될 수 있다.

[0056] $$Tq_{fw} = Tq_{demand_delay} - J_e\dot{\omega}_e = k(\theta_e - \theta_{wheel}) + c(\omega_e - \omega_{wheel}) \quad \text{(식 1)}$$

[0057] - $\theta_e$ 는 엔진의 출력축(102)에 대한 각(angle), 즉, 출발점 이후의 엔진 성능의 총 증가량이다. 예컨대, 엔진이

1000 rpm의 속도로 1분 동안 구동된 경우에, 1000 rev의 각 $\theta_e$ 는 1000*2π 라디안에 상당하다;

[0058] - $\omega_e$ 는 $\theta_e$ 의 시간 도함수, 즉, 축(102)에 대한 회전 속도이다;

[0059] - $\theta_{wheel}$ 은 구동 휠(110, 111) 중 하나 이상의 휠에 대한 각, 즉, 출발점 이후 휠의 총 성능 증가량이다;

[0060] - $\omega_{wheel}$ 은 $\theta_{wheel}$ 의 시간 도함수, 즉, 휠에 대한 회전 속도이다;

[0061] - k는 스프링 상수이며, 예컨대, $\theta_e$ 와 $\theta_{wheel}$ 간의 특정한 차이 $\Delta\theta$ 를 얻는 것과 같이, 특정 기울기를 달성하도록 스프링을 위로 올리는데 요구되는 토크와 관련된 것이다. 스프링 상수(k)에 대한 낮은 값은 약하고 흔들리는 스프링/파워 트레인에 상당하다;

[0062] - c는 스프링에 대한 감쇠 상수이다.

[0063] 식 1의 도함수는 아래와 같다.

[0064] $$\dot{Tq}_{fw} = k(\omega_e - \omega_{wheel}) + c(\dot{\omega}_e - \dot{\omega}_{wheel}) \quad \text{(식 2)}$$

[0065] 파워 트레인은 감쇠되지 않은 스프링 즉, c=0이고, 스프링 상수(k)는 구동축(104, 105)에 대한 스프링 상수($k_{drive}$)에 의해 지배된다고 가정하는 것이 타당하되, $k = \frac{k_{drive}}{i^2}$ 이고, i는 기어비이다. c=0인 경우에, 식 2는 아래와 같다.

[0066] $$\dot{Tq}_{fw} = k(\omega_e - \omega_{wheel}) \quad \text{(식 3)}$$

[0067] 식 3에 언급되어 있는 바와 같이, 동적 토크($Tq_{fw}$)에 대한 도함수, 즉, 기울기는 휠(110, 111)에 대한 회전 속도($\omega_{wheel}$)와 엔진/축(102)의 회전 속도($\omega_e$) 사이의 차이 $\Delta\omega$ 에 비례하는 것으로 간주될 수 있다.

[0068] 이것은 또한, 기울기를 갖고 시간에 따라 값이 변하는 토크인 소망하는 토크 램프($\dot{Tq}_{fw_req}$)가 휠(110, 111)의 회전 속도($\omega_{wheel}$)와 엔진/축(102)의 회전 속도($\omega_e$) 간의 차이 $\Delta\omega$ ($\Delta\omega = \omega_e - \omega_{wheel}$)를 도입함으로써 달성되는 것을 의미한다.

[0069] $$\omega_{ref} = \omega_{wheel} + \frac{\dot{Tq}_{fw_req}}{k} \quad \text{(식 4)}$$

[0070] $\omega_{ref}$ 는 토크 램프를 달성하기 위해 엔진(101)으로부터 요구되는 기준 회전 속도이다.

[0071] 식 1-4에서 회전 속도의 차이 $\Delta\omega$ 는 휠(110, 111)에 대한 회전 속도($\omega_{wheel}$)와 엔진/축의 회전 속도($\omega_e$) 간의 차이로 설명된다. 그러나, 보다 일반적인 용어로 상기 차이 $\Delta\omega$ 가 제1 회전 속도($\omega_1$)로 회전하는 파워 트레인의 제1 단부와 제2 회전 속도($\omega_2$)로 회전하는 파워 트레인의 제2 단부 사이의 차이, 즉, $\Delta\omega = \omega_1 - \omega_2$ 로 설명될 수 있고, 예컨대, 제1 단부는 엔진(101)의 일부 또는 엔진으로부터의 출력축(102)일 수 있고, 제2 단부는 구동 휠(110, 111) 또는 구동축(104, 105)일 수 있다. 전술한 바와 같이, 동적 토크에 대한 시간 도함수/기울기는 제1 회전 속도($\omega_1$)와 제2 회전 속도($\omega_2$) 사이의 현재 회전 속도 차이 $\Delta\omega_{pres}$에 비례한다.

[0072] 전술한 바와 같이, 제1 회전 속도($\omega_1$)는 다른 것을 중에 스프링 상수(k)에 기초하여 본 발명에 따라 제어된다. 스프링 상수(k)는 파워 트레인의 비틀림 컴플라이언스에 관련된 것이다. 많은 응용에서, 스프링 상수(k)는 파워

트레인에 대한 기어비와 관련된 구동축(104, 105)용 스프링 상수($k_{drive}$)에 의해 지배되는데, 즉, $k \approx \frac{k_{drive}}{i^2}$ 이고, i는 기어비이다.

[0073] 구동축(104, 105)에 대한 스프링 상수($k_{drive}$)에 의해 스프링 상수(k)가 지배되지 않거나 또는 스프링 상수(k)의 실제 값이 중요해서 근사되는 것이 허용되지 않는 다른 응용에서, 실질적으로 파워 트레인의 모든 부품에 대한 비틀림 컴플라이언스를 포함하는, 파워 트레인에 대한 총 스프링 상수($k_{tot}$)가 결정된다.

[0074] 스프링 상수(k)는 파워 트레인에 포함되는 부품 및 포함된 부품의 비틀림 컴플라이언스 및 파워 트레인의 부품의 구성 방법에 대한 지식을 기반으로 결정될 수 있다. 상기 부품의 구성 및 스프링 상수(k)와의 관계가 파워 트레인의 구성 및/또는 피팅 도중에 측정을 통해 알려지므로 스프링 상수(k)를 결정하는 것이 가능하다.

[0075] 스프링 상수(k)는 차량이 주행할 때 조정식 추정(adaptive estimation)에 의해 또한 결정될 수 있다. 상기 추정은 구동 섹션 동안 적어도 지속적으로 일어날 수 있다. 상기 추정은 토크 램프 중에 휠(110, 111)의 회전 속도($\omega_{wheel}$)와 엔진/축(102)의 회전 속도($\omega_e$) 간의 차이 $\Delta\omega$ 및 토크 램프의 기울기에 기초하여, 동적 토크의 도함수와 상기 차이 $\Delta\omega$ 간의 비율에 의해 결정되는데, 즉, k= $\frac{\dot{Tq}_{fw}}{\Delta\omega}$ 이다. 예컨대, 상기 도함수가 3000 Nm/s 이고, 회전 차이가 100rmp인 경우에 스프링 상수 $k = \frac{3000}{100} * \frac{\pi}{30} =$ 286 Nm/row 이 된다. 상기 추정은 유리하게도 두 번 이상 수행될 수 있으며, 결과에 대한 평균값이 결정된다.

[0076] 본 발명의 일 실시예에 따르면, 토크 제어 장치(123)는 엔진(101)으로부터 토크를 요구하도록 구성되며, 요구 토크($Tq_{demand}$)의 적어도 하나의 중대한 변화가 동적 토크에 대한 시간 도함수의 소망하는 변화($\Delta\dot{T}q_{fw}$)를 달성하는데 사용될 수 있다. 즉, 토크 제어 장치(123)는 요구 토크($Tq_{demand}$)를 제어함으로써 예를 들어 엔진의 엔진 속도($\omega_e$)일 수 있는 제1 회전 속도($\omega_1$)를 간접적으로 제어할 수 있다.

[0077] 엔진으로부터 요구되는 토크의 중대한 변화($\Delta Tq_{demand}$)는 본원 명세서에서 엔진의 총 가용 토크의 10%-100%에 해당하는 간격 이내의 토크 변화($\Delta Tq_{demand}$)로 이해되고, 상기 변화($\Delta Tq_{demand}$)는 제어를 수행하는 제어 장치의 계산 기간 동안 발생한다. 상기 계산 기간의 길이는 예컨대, 제어 장치 내의 프로세서에 대한 클록 주파수에 의존할 수 있다. 제어 장치는 사전에 정해진 주파수, 즉 특정 시간 간격으로 업데이트 된 제어 파라미터/제어 값을 종종 결정하는데, 계산 기간의 길이는 때때로 제어 시스템에 대한 "틱(tick)"으로 알려진 이러한 시간 기간에 대응할 수 있다.

[0078] 시간 도함수에 대한 변화($\Delta\dot{T}q_{fw}$)를 제공하는 요구 토크의 적어도 하나의 중대한 변화($\Delta Tq_{demand}$)는 엔진(101) 내로 연료를 분사하여 점화하는 분사 시스템에 요구되는 하나의 분사 시간 기간($t_{inj}$)보다 긴 시간 기간($t_{inertia}$)($t_{inertia} > t_{inj}$) 동안 연장되어야 한다. 이로써, 적어도 하나의 중대한 변화($\Delta Tq_{demand}$)가 일어나기 위한 조건인 연료의 수차례 분사가 이루어질 수 있는 것이 보장된다. 따라서, 요구 토크는 제1 값($Tq_{demand_1}$)에서 제2 값($Tq_{demand_2}$)으로 변경되어야 하고($\Delta Tq_{demand} = Tq_{demand_2} - Tq_{demand_1}$), 이후에 분사 시간 기간($t_{inj}$)보다 긴 시간 기간 동안 제2 값($Tq_{demand_2}$)을 유지해야한다. 이에 따라, 적어도 하나의 중대한 변화($\Delta Tq_{demand}$)가 요구 토크($Tq_{demand}$)에 대한 하나 이상의 피크/도약에 해당할 때, 이러한 피크/도약은 소망하는 조정을 확실하게 보장하기 위해 분사 시간 기간($t_{inj}$)보다 긴 시간 주기 동안 연장되어야 한다.

[0079] 차량의 파워 트레인이 파워 트레인의 일부인 부품 및 이들 부품의 배치/구성에 종속하는 고유 진동을 구비한다는 것이 분석을 통해 나타난다. 상기 고유 진동은 고유 진동에 대한 시간 기간($t_{driveline_osc}$)에 대응하는 특정한 고유 주파수($f_{driveline_osc}$)를 갖는다. 본 발명의 일 실시예에 따르면, 파워 트레인의 고유 진동에 대한 통찰 및 지식은 엔진으로부터 요구된 토크의 적어도 하나의 중대한 변화($\Delta Tq_{demand}$)가 연장되는 시간 기간을 결정하는데

에 사용된다. 엔진으로부터 요구되는 토크의 상기 중대한 변화($\Delta Tq_{demand}$)는 하나의 분사 기간($t_{inj}$)보다 길고 파워 트레인의 고유 진동에 대한 순환 기간($t_{driveline_osc}$)의 일부 $\frac{1}{x}$ 보다 짧은 시간 기간($t_{iertia}$) 동안에 연장된다($t_{inj} < t_{inertia} < \frac{1}{x} t_{driveline_osc}$). 따라서, 요구 토크는 제1 값($Tq_{demand_1}$)에서 제2 값($Tq_{demand_2}$)으로 변경되어야 하고($\Delta Tq_{demand} = Tq_{demand_2} - Tq_{demand_1}$), 이후에 순환 기간($t_{driveline_osc}$)의 일부 $\frac{1}{x}$ 보다 짧은 시간 기간 동안에 제2 값($Tq_{demand_2}$)을 유지해야 한다.

[0080] 상기 일부 $\frac{1}{x}$ 가 적절하게 선택되는 경우에, 요구 토크의 적어도 하나의 중대한 변화($\Delta Tq_{demand}$)가 고유 진동의 실질적으로 선형 부분 동안에 발생할 수 있다. 예컨대, 상기 일부 $\frac{1}{x}$ 는 $\frac{1}{8}$ 일 수 있고, 즉, $t_{inj} < t_{inertia} < \frac{1}{8} t_{driveline_osc}$ 이고, 이에 의해 적어도 하나의 중대한 변화($\Delta Tq_{demand}$)가 순환 기간($t_{driveline_osc}$)의 일부 동안에 발생하는 가능성이 크고, 사인파 형상(sinus-shaped)의 고유 진동이 비교적 직선/비곡선 형상을 갖게 된다.

[0081] 일반적으로, 제어를 위해 고유 진동의 보다 선형적인 부분이 사용되므로, 순환 기간($t_{driveline_osc}$)의 짧은 일부 $\frac{1}{x}$, 즉, x에 더 큰 값이 사용될 때, 조정이 더욱 정확할 수 있다. 그러나, 시간 도함수의 변화($\Delta \dot{T}q_{fw}$)를 달성하는데 요구되는 요구 토크에 대한 진폭 차이($\Delta Tq_{demand}$)가 증가할수록 순환 기간($t_{driveline_osc}$)의 일부 $\frac{1}{x}$ 가 짧아지고, 상기 진폭 차이가 얼마나 짧을지에 대한 제한($\Delta Tq_{demand_min} < \Delta Tq_{demand} < \Delta Tq_{demand_max}$)이 있기 때문에, 순환 기간($t_{driveline_osc}$)의 일부 $\frac{1}{x}$ 가 무한정 짧아질 수 없다.

[0082] 일 실시예에 따르면, 시간 도함수의 변화($\Delta \dot{T}q_{fw}$)의 크기는 엔진으로부터 요구되는 토크 및 시간 도함수의 변화($\Delta \dot{T}q_{fw}$)를 구현하는데 걸리는 시간($t_{inertia_der}$)의 중대한 변화($\Delta Tq_{demand}$)의 크기, 즉, 진폭 차이에 관련된다.

[0083] 엔진에 의해 요구되는 토크 및 상기 변화($\Delta \dot{T}q_{fw}$)를 수행하는데 걸리는 시간($t_{inertia_der}$)에 의해 구분되는 표면에 대한 영역(A)($A = \Delta Tq_{demand} t_{inertia_der}$)이 동적 토크에 대한 시간 도함수를 변화($\Delta \dot{T}q_{fw}$)시키는데 요구되는 것으로 보일 수 있다.

[0084] 따라서, 이들 변화를 구분하는 표면의 영역(A)이 동일한 크기인 경우에, 긴 시간 기간($t_{inertia_der}$) 동안에 요구 토크의 작은 변화($\Delta Tq_{demand}$)에 의해 달성되는 것보다 짧은 시간 기간($t_{inertia_der}$) 동안에 요구 토크의 큰 변화($\Delta Tq_{demand}$)에 의해 일반적으로 동적 토크에 대한 시간 도함수의 대응하는 변화($\Delta \dot{T}q_{fw}$)가 달성될 수 있다.

[0085] 동적 토크에 대한 시간 도함수($\Delta \dot{T}q_{fw}$)를 변경하는데 걸리는 상기 시간($t_{inertia_der}$)은 엔진(101)으로부터 요구되는 토크의 중대한 변화($\Delta Tq_{demand}$)를 수행하는데 걸리는 시간($t_{inertia}$)에 의존한다. 요구 토크의 진폭 차이/변화가 $\Delta Tq_{demand_min} < \Delta Tq_{demand} < \Delta Tq_{demand_max}$ 일 수 있는 제한이 있고, 동적 토크의 특정 변화($\Delta \dot{T}q_{fw}$)가 특정 영역(A)을 요구하므로, 요구 토크의 진폭 차이/변화의 제한($\Delta Tq_{demand_min} < \Delta Tq_{demand} < \Delta Tq_{demand_max}$)은 중대한 변화($\Delta Tq_{demand}$)를 수행하는데 걸리는 시간($t_{inertia}$)이 연장된다는 것을 의미하는 것이며, 이는 또한 시간 도함수($\Delta \dot{T}q_{fw}$)를 변화시키는데 걸리는 시간($t_{inertia_der}$)도 연장된다는 것을 의미한다.

[0086] 본 발명에 따른 제어는 동적 토크에 대한 소망하는 기울기/변화/도함수($\dot{T}q_{fw_req}$)의 방향으로 발생할 수 있다.

동적 토크에 대한 소망하는 도함수($\dot{T}q_{fw_req}$)는 차량에 이용되는 주행 모드와 관련될 수 있다. 예를 들어, 경제 주행 모드(ECO), 강력 주행 모드(POWER) 및 일반 주행 모드(NOMAL)와 같은 여러 주행 모드가 차량에 정의되어 있다. 주행 모드는 예를 들어, 차량이 얼마나 적극적으로 거동하고, 차량이 주행될 때 어떤 느낌을 주는지를 정의하며, 이러한 적극성은 동적 토크에 대한 도함수($\dot{T}q_{fw_req}$)와 관련되어 있다.

[0087] 동적 토크에 대한 소망하는 도함수($\dot{T}q_{fw_req}$)는 파워 트레인의 경련적인 움직임(jerkness)에 대한 위험과 관련된 적어도 하나의 파라미터의 교정과 관련될 수 있다. 예를 들어, 소망하는 도함수에 대한 최대 값($\dot{T}q_{fw_req_max}$)은 예컨대, 가속 페달이 비교적 신속하게 눌려지거나 해제될 때와 같이 요구 토크의 비교적 큰 변화가 발생할 때, 파워 트레인의 경련적인 움직임을 보상하는 값으로 교정될 수 있다.

[0088] 동적 토크에 대한 소망하는 도함수($\dot{T}q_{fw_req}$)는 기어박스(103)에서 시프트 동작 이전에 램핑 다운(ramping down) 또는 램핑 업(ramping up), 혹은 기어박스에서 시프트 동작 이후에 램핑 업 또는 램핑 다운과 관련될 수 있고 제공할 수도 있다.

[0089] 동적 토크에 대한 소망하는 도함수($\dot{T}q_{fw_req}$)는 클러치(106)가 해제되기 전에 램핑 다운 혹은 클러치(106)의 결합 이후에 램핑 업과 관련될 수 있고 제공할 수도 있다.

[0090] 통상의 기술자는 본 발명에 따른 동적 토크에 대한 시간 도함수를 변화($\Delta\dot{T}q_{fw}$)시키는 방법이 컴퓨터 프로그램에서 구현되고, 상기 컴퓨터 프로그램이 컴퓨터에서 실행될 때 상기 방법이 컴퓨터에서 수행될 수 있음을 이해할 것이다. 컴퓨터 프로그램은 일반적으로 컴퓨터 프로그램 제품(303)의 일부로 구성되며, 컴퓨터 프로그램 제품은 컴퓨터 프로그램이 저장되는 적절한 디지털 저장 매체를 포함한다. 상기 컴퓨터로 판독 가능한 매체는 예를 들어, ROM(판독 전용 메모리), PROM(프로그램 가능 판독 전용 메모리), EPROM(삭제 가능 PROM), 플래시, EEPROM(전기적으로 소거 가능한 PROM), 하드 디스크 장치 등의 적절한 메모리로 구성된다.

[0091] 도 3은 제어 장치(300)를 개략적으로 도시한다. 제어 장치(300)는 예컨대, 디지털 신호 처리용 회로(Digital Signal Processor, DSP) 또는 소정의 특정 기능을 갖는 회로(응용 주문형 집적 회로, ASIC)와 같이, 실질적으로 적절한 유형의 프로세서 또는 마이크로 컴퓨터로 구성될 수 있는 계산 유닛(301)을 포함한다. 계산 유닛(301)은 제어 장치(300)에 설치되는 메모리 유닛(302)에 연결되어서, 예컨대, 계산을 수행할 수 있도록 계산 장치(301)가 필요로 하는 저장 프로그램 및/또는 저장된 데이터를 계산 장치(301)에 제공한다. 계산 유닛(301)은 또한 계산의 중간 또는 최종 결과를 메모리 유닛(302)에 저장하도록 배치된다.

[0092] 또한, 제어 장치(300)는 입출력 신호를 송/수신하기 위한 장치(311, 312, 313, 314)를 구비하고 있다. 이들 입력 및 출력 신호는 입력 신호의 수신을 위해 상기 장치(311, 313)에 의해 정보로서 검출될 수 있는 파형, 펄스 또는 다른 속성을 포함할 수 있고, 계산 유닛(301)에 의해 처리될 수 있는 신호로 변환될 수 있다. 이후에, 이들 신호는 계산 유닛(301)에 제공된다. 출력 신호를 송신하는 장치(312, 314)는 계산 장치(301)로부터의 계산 결과를 출력 신호로 변환하여 차량의 제어 시스템의 다른 부분 및/또는 예컨대, 엔진과 같이 신호가 의도된 부품(들)에 전달하도록 배치된다.

[0093] 입력 및 출력 신호의 송/수신을 위한 장치에 대한 각각의 연결은 하나 또는 여러 개의 케이블, 예컨대, CAN(계측 제어기 통신망) 버스, MOST(차량 네트워크 시스템) 버스 또는 임의의 다른 버스 구성과 같은 데이터 버스; 또는 무선 연결로 이루어질 수 있다.

[0094] 통상의 기술자는 전술한 컴퓨터가 계산 유닛(301)으로 구성될 수 있고, 전술한 메모리가 메모리 유닛(302)으로 구성될 수 있다는 것을 이해할 것이다.

[0095] 일반적으로, 현대 차량의 제어 시스템은, 다수의 전자 제어 장치(ECU) 또는 제어기 및 차량에 국한된 다른 구성요소를 연결하기 위한 하나 또는 여러 개의 통신 버스로 구성된 통신 버스 시스템으로 구성된다. 이러한 제어 시스템은 다수의 제어 장치를 포함할 수 있고, 특정 기능에 대한 책임이 하나 이상의 제어 장치에 분산될 수 있다. 따라서, 도시된 유형의 차량은 종종 기술 영역 내의 당업자에게 공지 된 바와 같이, 도 1 및 도 3에 도시된 것보다 상당히 많은 제어 장치를 포함한다.

[0096] 도시된 실시예에서, 본 발명은 제어 장치(300)에서 구현된다. 그러나, 본 발명은 또한 차량에 이미 존재하는 하

나 이상의 다른 제어 장치 또는 본 발명을 위한 제어 장치에서 전체 또는 부분적으로 구현될 수 있다.

[0097] 도 4a 및 도 4b는 종래 기술의 연료 분사 시스템(도 4a) 및 본 발명에 따른 제어 시스템을 포함하는 연료 분사 시스템(도 4b)에 대한 개략적인 블록 선도를 도시한다.

[0098] 얼마나 많은 연료를 엔진에 분사할 것인지 결정하기 위해, 요구된 토크의 정보/표시로서 예를 들어, 운전자-제어(driver-controlled) 가속 페달, 크루즈 컨트롤 및/또는 시프트 시스템으로부터의 신호 및/또는 기계적인 표시가 오랜 시간 동안 차량에서 사용되어왔다. 이후에, 엔진 내에 분사되는 연료량이 정보/표시에 기초하여 계산된다. 즉, 해당하는 연료량으로 정보/표시의 직접적인 재해석/변환이 수행된다. 이후에, 이 연료는 엔진을 작동시키기 위해 엔진의 실린더에 분사된다. 이러한 종래 기술 정차는 도 4a에 개략적으로 도시되어 있다. 따라서, 종래 기술을 이용하여, 예컨대, 가속 페달로부터 연료 분사에 의해 얻어지는 정적 토크로의 정보/표시의 직접 전달이 수신되어 사용된다. 즉, 예를 들어 가속 페달로부터의 표시($Tq_{from_acc_pedal}$)가 요구 토크($Tq_{demand}$)를 계산하기 위해 직접 사용된다($Tq_{demand} = Tq_{from_acc_pedal}$).

[0099] 본 발명이 연료 분사 시스템에 사용될 때, 도 4b에 도시된 바와 같이, 조절기/제어 시스템, 즉, 차량의 엔진으로부터 요구되는 토크($Tq_{demand}$)를 제어하도록 구성된 본 발명에 따른 시스템이 가속 페달, 크루즈 컨트롤 및/또는 시프트 시스템과 토크를 연료로의 변환 사이에 도입된다. 따라서, 동적 토크에 대한 요구/소망하는 거동/프로파일을 달성하는 조절기/제어 시스템이 본 발명에 따른 상기 시스템에 포함된다. 이에 따라, 연소 중에 엔진에 분사되는 연료량으로 동적 토크가 계산/변환된다. 즉, 가속 페달로부터의 표시($Tq_{from_acc_pedal}$)가 예컨대, 식을 이용하여 동적 토크에 대한 요구 토크로 먼저 변환되고 ($Tq_{demand} = Tq_{fw_pres} + t_{delay_total}\frac{Tq_{from_acc_pedal} - Tq_{fw_pres}}{\tau}$), 상기 요구 토크($Tq_{demand}$)에 상당하는 연료가 엔진으로 분사된다. 여기에서, $Tq_{fw_pres}$는 동적 토크에 대한 현재 값이다. 총 지연 시간($t_{delay_total}$)은, 결정된 적어도 하나의 파라미터 값에 기초하여 동적 토크($Tq_{fw}$)의 변화가 수행될 때까지 적어도 하나의 파라미터 값을 결정하는데 걸리는 시간에 상당하다. 교정 파라미터(τ)는 제어/조절기에 대한 주기의 정착(settling)에 관한 것이고, 시간 차원이다. 교정 파라미터(τ)는 빠른 정착이 바람직한 경우에 작은 값으로 설정될 수 있고, 느린 정착이 바람직한 경우에 큰 값으로 설정될 수 있다.

[0100] 통상의 기술자가 알 수 있는 바와 같이, 다른 제어 식이 동일한 방식으로 사용될 수도 있다. 이는 본 발명에 따른 현재의 동적 토크($Tq_{fw}$)가 가속 페달로부터의 표시($Tq_{from_acc_pedal}$) 방향으로 제어된다는 것을 의미한다. 본 발명이 사용될 때, 가속 페달, 크루즈 컨트롤, 시프트 시스템 또는 다른 가능한 토크 요구기가 종래 기술 시스템에서 요구되는 정적 토크가 아닌 동적 토크를 요구 및/또는 제공하기 위해 사용될 수 있다(도 4a).

[0101] 도 5a는 종래 기술에 따른 제어를 도시하고 있고, 요구되는 정적 토크는, 예컨대, 엔진 토크(512)의 증가/감소, 즉, 실질적으로 동일한 레벨로 토크가 유지되어야 하는 시프트 작업 이후의 램핑 업에 상당할 수 있는 주행 모드에 대한 엔진 토크의 변화를 위해 구현된다.

[0102] 그래프(501)는 제어의 결과인 동적 토크($Tq_{fw}$)를 도시하고 있다. 그래프(502)는 요구 토크($Tq_{demand}$)를 도시하고 있다. 도면에서 알 수 있는 바와 같이 발생하는 동적 토크($Tq_{fw}$)(501)는 램핑 업(512) 동안과 토크가 잠시 동안 변경되지 않은 상태에서 큰 진폭으로 크게 진동하며 이는 운전자 및/또는 차량의 승객들에게 매우 불쾌감을 줄 것이다.

[0103] 도 5b는 본 발명의 실시예에 따른 제어를 도시하고, 요구되는 동적 토크는 도 5a에 도시된 하나와 상당하는 주행 모드에 대해 구현된다. 그래프(501)는 제어의 결과인 동적 토크($Tq_{fw}$)를 도시하고 있다. 그래프(502)는 요구 토크($Tq_{demand}$)를 도시하고 있다. 본 발명에 따르면, 요구 토크($Tq_{demand}$)의 중대한 변화($\Delta Tq_{demand}$)는 종래 기술에 따른 요구 토크와 비교하여 요구 토크($Tq_{demand}$)에 대한 피크, 도약 또는 유사한 형태로 허용된다. 이러한 중대한 변화($\Delta Tq_{demand}$)는 여기서 동적 토크(501)에 대한 시간 도함수($\Delta \dot{T}q_{fw}$)의

변화를 달성하기 위해, 즉 동적 토크(501)에 대한 기울기를 "틸팅"하기 위해 사용된다. 동적 토크(501)에 대한 시간 도함수의 변화($^{\Delta \dot{T}q_{fw}}$)는 본 발명에 의해 실질적으로 순간적으로 이루어질 수 있다.

[0104] 요구 토크($^{Tq_{demand}}$)의 중대한 변화($^{\Delta Tq_{demand}}$)를 통한 시간 도함수($^{\Delta \dot{T}q_{fw}}$)의 변화의 예는 도 5b에서 제1 경우(521) 및 제2 경우(522)에서 볼 수 있다. 제1 경우(521)에서, 동적 토크(501) $^{\Delta \dot{T}q_{fw}}$는 요구 토크 $^{Tq_{demand}}$(502)의 양의 피크 $^{\Delta Tq_{demand}}$를 사용함으로써 위로 경사진다. 제2 경우(512)에서, 동적 토크(501) $^{\Delta \dot{T}q_{fw}}$는 음의 피크 $^{\Delta Tq_{demand}}$를 사용함으로써 다시 아래로 경사져서 거의 수평각을 이룬다.

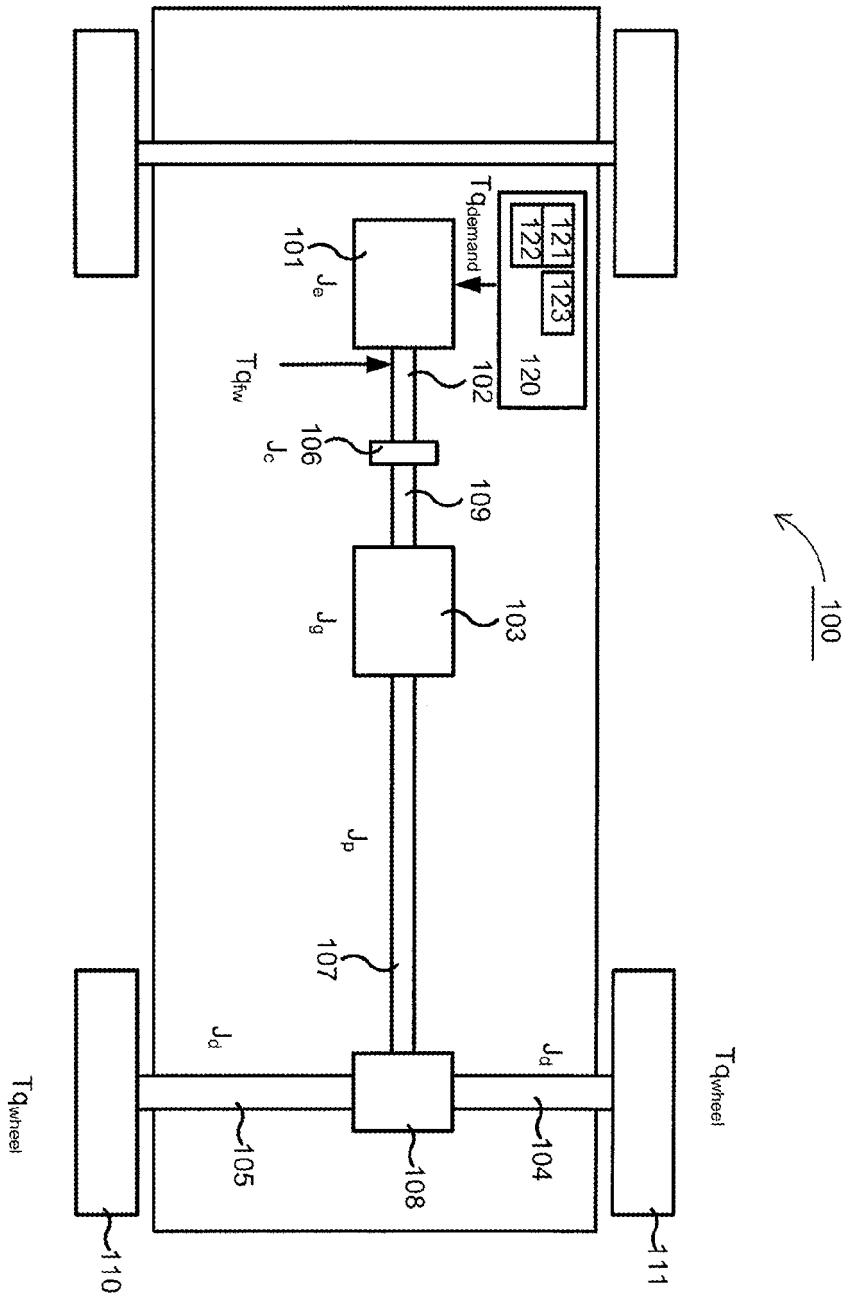
[0105] 본 발명을 사용함으로써, 요구 토크($^{Tq_{demand}}$)는 적어도 부분적으로 도 5b에서 비교적 갑작스럽고 고르지 않은 프로파일을 달성할 수 있다. 이는 제어의 포커스가 균일하고 실질적으로 비 진동 형태의 동적 토크 $^{Tq_{fw}}$(501)를 제공하는 것에 관한 것이기 때문에, 본 발명에 따라 허용된다. 도 5로부터 명백한 바와 같이, 제어의 결과는 동적 토크 $^{Tq_{fw}}$(501)가 상당히 덜 진동하게 되는데, 즉, 도 5a의 종래 기술의 제어에 따른 동적 토크 $^{Tq_{fw}}$(501)보다 상당히 작은 진폭을 갖는다. 따라서, 동적 토크 $^{Tq_{fw}}$(501)가 소망하는 도함수의 방향으로 신뢰성 있게 제어되는 것과 동시에, 본 발명의 사용을 통해 더욱 양호한 편안함 및 더욱 우수한 성능이 달성된다.

[0106] 본원 명세서에서, 장치는 본 발명에 따른 방법의 단계들을 수행하도록 배치되는 것으로 종종 기술된다. 이것은 또한 장치가 이러한 방법 단계를 수행하도록 구성 및/또는 설정되는 것을 포함한다.

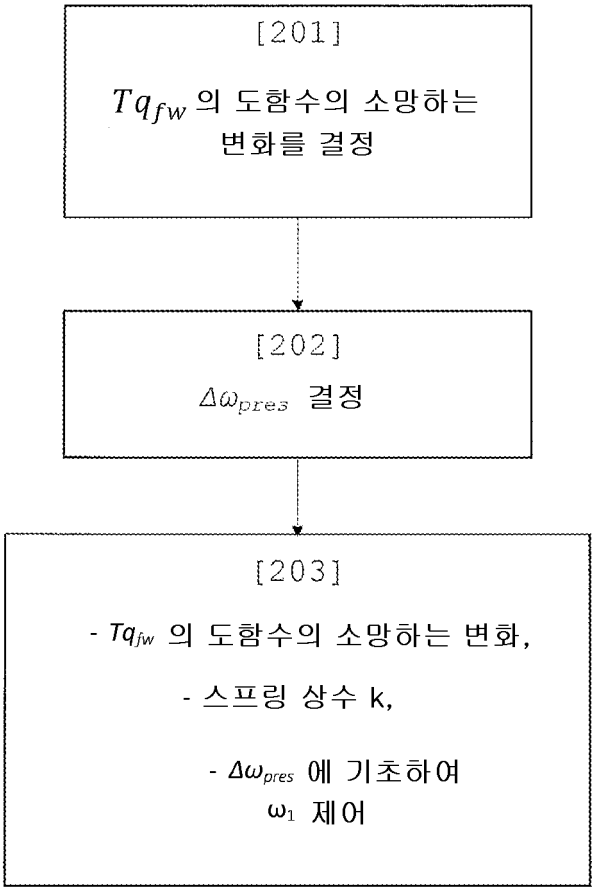
[0107] 본 발명은 전술한 본 발명의 실시예들에 한정되지 않으며, 첨부된 독립항들의 보호 범위 내의 모든 실시예들에 관련 및 포함된다.

## 도면

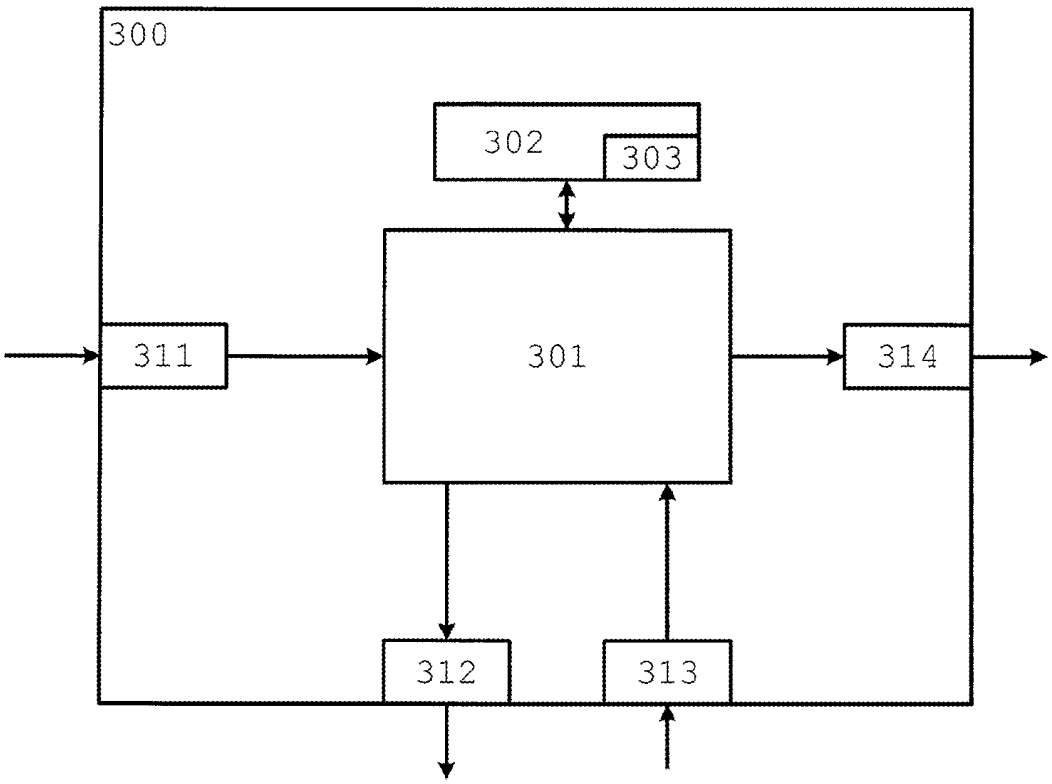
### 도면1


100
101
$J_e$
$Tq_{demand}$
121
122
123
120
$Tq_{fw}$
102
106
$J_c$
109
103
$J_g$
$J_p$
107
$J_d$
$J_d$
105
108
104
$Tq_{wheel}$
$Tq_{wheel}$
110
111

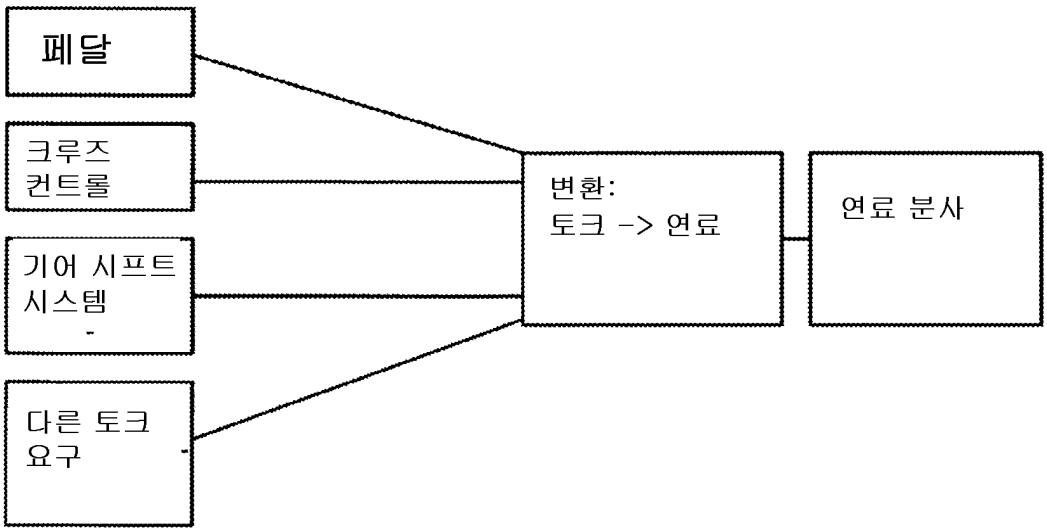
도면2


[201]
$Tq_{fw}$ 의 도함수의 소망하는 변화를 결정
[202]
$\Delta\omega_{pres}$ 결정
[203]
- $Tq_{fw}$ 의 도함수의 소망하는 변화,
- 스프링 상수 k,
- $\Delta\omega_{pres}$ 에 기초하여 $\omega_1$ 제어

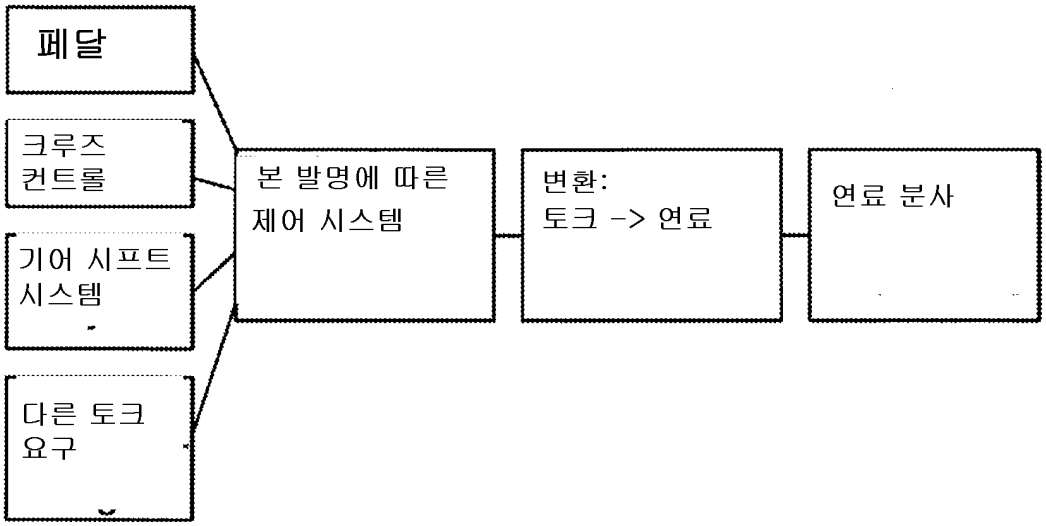
도면3


300
302
303
311
301
314
312
313

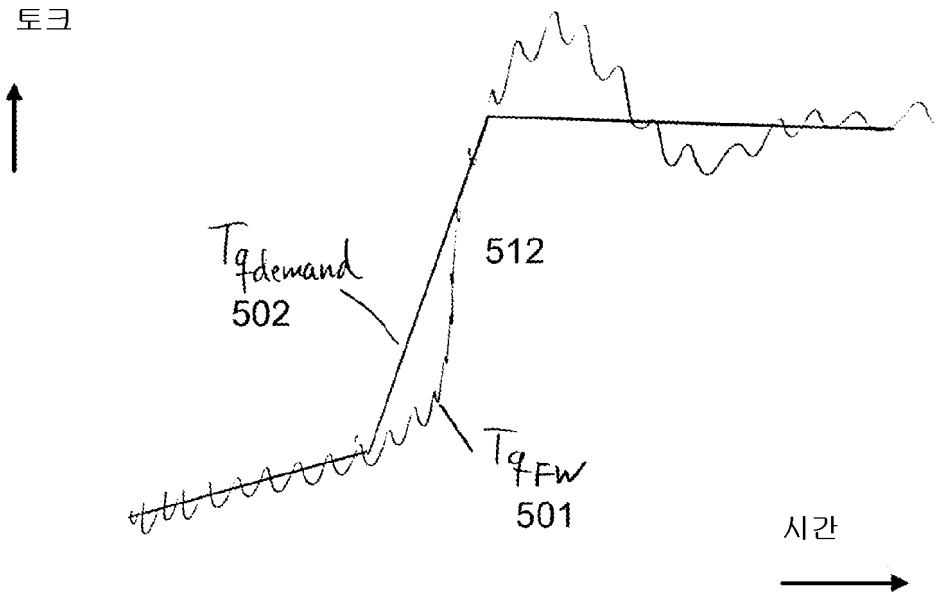
도면4a


페달
크루즈 컨트롤
기어 시프트 시스템
다른 토크 요구
변환:
토크 -> 연료
연료 분사

도면4b


페달
크루즈 컨트롤
기어 시프트 시스템
다른 토크 요구
본 발명에 따른 제어 시스템
변환: 토크 -> 연료
연료 분사

도면5a


토크
Tqdemand
502
512
TqFW
501
시간

도면5b

