

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6571096号  
(P6571096)

(45) 発行日 令和1年9月4日(2019.9.4)

(24) 登録日 令和1年8月16日(2019.8.16)

(51) Int.Cl.		F I	
<b>F 1 6 H</b>	<b>15/28</b>	<b>(2006.01)</b>	F 1 6 H 15/28 Z H V
<b>B 6 0 K</b>	<b>6/48</b>	<b>(2007.10)</b>	B 6 0 K 6/48
<b>B 6 0 K</b>	<b>6/543</b>	<b>(2007.10)</b>	B 6 0 K 6/543
<b>B 6 0 K</b>	<b>6/36</b>	<b>(2007.10)</b>	B 6 0 K 6/36
<b>B 6 0 K</b>	<b>6/40</b>	<b>(2007.10)</b>	B 6 0 K 6/40

請求項の数 10 (全 20 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2016-549633 (P2016-549633)  
 (86) (22) 出願日 平成26年10月23日(2014.10.23)  
 (65) 公表番号 特表2017-500518 (P2017-500518A)  
 (43) 公表日 平成29年1月5日(2017.1.5)  
 (86) 国際出願番号 PCT/EP2014/072798  
 (87) 国際公開番号 W02015/059252  
 (87) 国際公開日 平成27年4月30日(2015.4.30)  
 審査請求日 平成29年10月20日(2017.10.20)  
 (31) 優先権主張番号 PD2013A000292  
 (32) 優先日 平成25年10月23日(2013.10.23)  
 (33) 優先権主張国・地域又は機関  
 イタリア(IT)

(73) 特許権者 516121981  
 チェザローニ, アントニオ フランシスコ  
 CESARONI, Antonio F  
 r a n c i s c o  
 イタリア国, 1-35010 ロレッヂャ  
 (パドヴァ), ヴィア アンドレア パッ  
 ラディオ 13/ディー  
 Via Andrea Palladio  
 , 13/D, 1-35010 Lor  
 e g g i a (PD), Italy  
 (74) 代理人 110002066  
 特許業務法人筒井国際特許事務所

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ハイブリッド車のトラクション・システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

車両のトラクション・システム(10)であって、  
 非可逆的タイプの第1の動力源(22)と、  
 可逆的タイプの第2の動力源(18)と、  
 前記第1の動力源(22)および前記第2の動力源(18)と接続され、前記第1の動力源(22)、前記第2の動力源(18)、および車両のアクスル(30)と接続された、または接続可能な第1の差動装置(34)を含むトランスミッション(100)と、を備え、  
 前記トランスミッション(100)が、前記第1の動力源(22)と前記第1の差動装置(34)の間に挿入された変速装置(56)を備え、  
 前記トランスミッション(100)が、  
 連続変速装置(246)と、  
 前記連続変速装置(246)、前記第1の動力源(22)、前記第1の差動装置(34)と接続された第2の差動装置(42)と、  
 を備えるトラクション・システム(10)であって、  
 前記連続変速装置(246)はトロイダル摩擦ホイールタイプであり、  
 前記第1の動力源(22)と接続された入力摩擦ディスク(266)と、  
 前記第2の差動装置(42)と接続された出力摩擦ディスク(270)と、  
 少なくとも2つのローラ部材(268)と、を備え、

10

20

前記入力および出力摩擦ディスク(266、270)はトロイダル形状の摩擦面を有し、

前記ローラ部材(268)は球形ドーム型に形成された摩擦面を有し、

前記入力摩擦ディスク(266)は、径方向に沿ってずれることが可能であり、一組の中間ディスク(266')および(266'')を更に備え、

前記中間ディスク(266')および(266'')の各々は径方向に沿った動きが可能であり、

一方の前記中間ディスク(266')は、他方の前記中間ディスク(266'')に対して垂直方向に沿った動きが可能であることを特徴とするトラクション・システム(10)。

10

【請求項2】

前記ローラ部材(268)は、前記ローラ部材(268)の回転軸に対して、互いに反対側の位置に位置する接触位置において、前記入力摩擦ディスク(266)と前記出力摩擦ディスク(270)に接触する、請求項1に記載のトラクション・システム(10)。

【請求項3】

前記ローラ部材(268)の前記回転軸は、前記連続変速装置(246)の変速比が1である場合、前記入力および出力摩擦ディスク(266、270)の回転軸に対して実質的に垂直である、請求項2に記載のトラクション・システム(10)。

【請求項4】

前記入力および出力摩擦ディスク(266、270)は、前記第2の差動装置(42)の部材(102、110)と夫々接続される、請求項1~3の何れか一項に記載のトラクション・システム(10)。

20

【請求項5】

前記第1の差動装置(34)は、前記第2の差動装置(42)と接続された第1の部材(50)と、前記第2の動力源(18)と接続された第2の部材(118)と、前記車両のアクスル(30)と接続された第3の部材(130)と、を有する、請求項4に記載のトラクション・システム(10)。

【請求項6】

前記入力および出力摩擦ディスク(266、270)間の変速比が、前記車両の動きの状態に応じて変化するように、前記連続変速装置(246)の動作と関連する制御装置(62)を備える、請求項1~5の何れか一項に記載のトラクション・システム(10)。

30

【請求項7】

少なくとも3つのローラ部材(268)を備える、請求項1~6の何れか一項に記載のトラクション・システム(10)。

【請求項8】

前記3つのローラ部材(268)が120度の間隔で配置される、請求項7に記載のトラクション・システム(10)。

【請求項9】

前記入力および出力摩擦ディスク(266、270)と前記ローラ部材(268)の間に挿入された嵌合ディスク(269、271)と、

40

前記入力および出力摩擦ディスク(266、270)と前記嵌合ディスク(269、271)の間のトルクを伝え、トルクが伝えられるとき、前記ローラ部材(268)に予荷重が与えられるように形成された軸方向カム(280)と、を更に備える、請求項1~8の何れか一項に記載のトラクション・システム(10)。

【請求項10】

前記入力および出力摩擦ディスク(266、270)の両方が、径方向に沿ってずれることが可能である、請求項1~9の何れか一項に記載のトラクション・システム(10)。

【発明の詳細な説明】

50

## 【技術分野】

## 【0001】

本発明は、少なくとも一つのトロイダルレシオタイプの連続可変トランスミッションを含む、独立請求項の前提部に記載されたタイプのハイブリッド車用のトラクション・システム (traction system) と、ハイブリッド車用のトラクション・システムを作動させるための方法に関する。

## 【背景技術】

## 【0002】

自動車業界や産業機械の業界には、内燃エンジンと、電気モータと、そのモータを車両のハンドルに接続するためのトランスミッションと、モータとトランスミッションを制御するための制御装置とを備えた複数のハイブリッドトラクション・システムが公知である。

10

## 【0003】

公知のハイブリッドシステムでは、幾つかはトロイダル式の連続可変トランスミッション (continuously variable transmission: CVT) を用いられている。このシステムは、通常、トロイダルCVTの接触位置における装填方向が、振動ローラと一体となるように振動する振動ローラを備えたタイプから成っている。このことは、そのトロイダルCVTから伝達できるトルクが、駆動軸の速度の増加とともに次第に低下し、その結果として、車両または吸熱性のエンジン、または電気モータから導入される応力に対して不十分に適応されるため、大きな欠点を呈している。上述の既存のトロイダルCVTの典型的な欠陥を補うために、幾つかの製造会社は、非常に高価で、信頼性が低い、トロイダルCVTに導入されるトルクを制限するための幾つかの補助システムと、トロイダルCVTの回転要素間の垂直抗力を変化させるための他のシステムとを実装することを余儀なくされている。具体的には、トロイダルCVTの要素間の装填を変えるためのシステムは、オイルポンプ、比例弁および複雑な管理ソフトウェアを備えている。油圧ポンプの使用は、エネルギーの連続消費をもたらすため、非常に好ましくない。

20

## 【0004】

典型的には、現存のハイブリッドトラクション・システムにおいて、電気モータは一定の変速比で車輪に接続されているため、制御システムが車両の速度と無関係に電気モータの速度を制御することは不可能である。このことは、電気モータの速度が車両の速度に依存し、そのため、電気モータの速度を電気モータの最大出力に相当する値で維持することができないため、車両全体の効率にとって不利である。

30

## 【0005】

さらに、同じ公知のハイブリッドトラクション・システムにおいて、吸熱エンジンは一連の固定変速比で車輪に接続され、その結果、速度および伝えられるトルクの両方を制御することが可能な、吸熱エンジンを制御するための複雑なシステムを用いることが必要である。吸熱エンジンによって伝えられるトルクは下流のトロイダルCVTを損傷させる可能性があるため、これにより、制御システム、モータのシステムおよびモーメントを制限するためのシステムがCVTに導入されることになり、互いに反応して互いに情報をやり取りする必要がある。この補助制御システムの複雑さは、必然的に高いコストや低い信頼性の原因になる。

40

## 【0006】

CVTを用いない公知のハイブリッドトラクション・システムにおいては、変速ステップでエネルギーの著しい散逸を引き起こす、個別の変速比を有するギアボックスが内燃エンジンに適用されるという点で、別の欠点をもたらされる。さらに、その内燃エンジンは、車両の移動状態に適応するように、その速度を継続的に変化させ、それにより、限定された期間だけ燃料の特定の最少消費量に対応する速度で作動しなければならない。そのため、車両全体の効率の低下を伴う。

## 【0007】

50

さらに、公知のハイブリッドトラクション・システムにおいては、典型的には低速度での作動条件が与えられ、内燃エンジンは、ニュートラル運転をしているか、またはトランスミッションから切断される。この条件下で、車両の車輪は、電気モータから独占的に出力を受取って適度に過剰なサイズに形成しなければならず、その結果、サイズおよびコストの増加をもたらす。

【0008】

問題を解決するために、幾つかのハイブリッドトラクション・システムは、ニュートラル運転の作動状態を防ぐように、内燃エンジンの出力を制動する装置を備えている。しかしながら、その装置には、作動する度に運動エネルギーを散逸し、その結果、車両全体の効率が低下するという欠点がある。

10

【0009】

車両の完全停止に関して、低速度での上述の作動条件下でトランスミッションと常に接続されている他のハイブリッドトラクション・システムにおいて、内燃エンジンと接続されたトランスミッションの部材は、上述の部材の変速比からその部材の速度ゼロを判断する作動条件を含んでいない。このシステムでは、トランスミッションから吸熱エンジンを切断するための摩擦力が印加され、上述の停止動作において、上述の部材を停止させるためのブレーキがかけられる。摩擦力およびブレーキの利用は、コストの著しい増加、トランスミッションの空間的要件、および車両の牽引に対して有用な作業を実行することなく散逸する出力を生じさせる。

【0010】

20

このシステムにおいて、車両の車輪に接続されている追加的な制動装置を用いているなら、その車両のエンジンが切られた場合、有利には電気モータを作動させて回転させることによって内燃エンジンを始動することが可能である。実際には、内燃エンジンに接続されている部材の上述の変速比は、如何なる作動条件下でも、ゼロ値をそもそも想定しておらず、その部材の速度が決してゼロにならないため、電気モータの動作は、内燃エンジンを始動するために内燃エンジンに直接伝達される。しかしながら、このハイブリッドトラクション・システムの場合、内燃エンジンに接続されている部材は回転速度ゼロをそもそも想定していないため、車両の減速ステップ時に、その車両の運動エネルギーの一部がその部材によって車輪から内燃エンジンへ不可避免的に伝達されるという欠点がある。周知のように、内燃エンジンは可逆的ではないため、車両の減速ステップ時に内燃エンジンに伝達されるエネルギーは散逸によって完全に消失され、車両全体の効率は十分ではない。

30

【0011】

上述の欠点の内の幾つかを有するトロイダルCVTの内、特にセカンダリシャフトと駆動軸の回転方向が反対であるものが、“Drive mechanism for infinitely variable transmission”というタイトルのTorotrak Dev LTDの特許EP1061286A1号の明細書に開示されている。そのトロイダルCVTにおいては、回転要素間の充電の方向がローラの振動とともに振動する。その形態は、セカンダリシャフトの回転速度の増加とともに次第に低下する、セカンダリシャフトに対するトルクの値を生成し、その結果として、車両、電気モータおよび吸熱エンジン自体から生じる応力に対して不十分に適応することになる。

40

【0012】

トロイダルCVTを備えたハイブリッドモータの他の一例は、国際特許出願WO2008/095116号に記載されている。

国際特許出願WO2011/092643号には、請求項1の前提部に記載されたタイプのハイブリッド車用のトラクション・システムが記載されている。

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0013】

本発明の課題は、個別の変速比、摩擦力またはブレーキを有するギアボックスを有することなく、かつ公知の技術に関して記載した全ての欠点を克服するように構造的に構成さ

50

れた少なくとも一つの新規なC V Tを含むハイブリッド車用のトラクション・システムを提供し、如何なる使用条件下でも車両全体の効率の増加を確実にすることである。

【0014】

本発明の他の課題は、全ての使用条件下で、車両全体の最適な効率を確保するように機能的に構成されたハイブリッド車用のトラクション・システムを作動させる方法を提供することである。

【0015】

これらの課題と以下で更に明らかになる他の課題は、添付の特許請求の範囲に基づいて構成される少なくとも一つのトロイダルC V Tを含む本発明のトラクション・システムによって解決される。

10

【0016】

本発明の特徴と効果は、添付図面を参照して非限定的な実施例によって例示された幾つかの実施の形態に関する詳細な説明によってより明確になる。

【図面の簡単な説明】

【0017】

【図1】図1は、本発明の、少なくとも一つのトロイダルC V Tを含むハイブリッド車用のトラクション・システムの機能図である。

【図2】図2は、図1と比較して幾つかの機能が省略された、少なくとも一つのトロイダルC V Tを含むハイブリッド車用のトラクション・システムの構造的な変形例の概略図である。

20

【図3】図3は、図1の全ての機能を備えた、本発明の、少なくとも一つのトロイダルC V Tを含むハイブリッド車用のトラクション・システムの概略図である。

【図4】図4は、本発明のトロイダルC V Tの構成の概略正面図である。

【図5】図5A～図5Eは、様々な変速比における図3のトロイダルC V Tの構成の概略側面図である。

【図6】図6Aと図6Bは、伝達されるトルクと変速比の相関関係と、伝達される出力と、本発明のトロイダルC V Tの変速比の相関関係を示す2つのグラフである。

【図7】図7Aと図7Bは、本発明の代替的な実施の形態のトロイダルC V Tの構成を夫々示す概略正面図と概略側面図である。

【図8】図8Aと図8Bは、本発明の他の実施の形態のトロイダルC V Tの構成を夫々示す概略正面図と概略側面図である。

30

【図9】図9Aと図9Bは、解放状態とトルクが印加された状態のC V Tを夫々示す図8AのトロイダルC V Tの概略部分正面図である。

【図10】図10は、本発明の第1および第2のトロイダル摩擦ディスクと変速比の相関関係を示すグラフである。

【発明を実施するための形態】

【0018】

図1～図3には、通常は車両のトラクション・システムが符号10で示されている。トラクション・システム10は、第1の動力源22と、第2の動力源18と、第1、第2の動力源22および18と接続されたトランスミッション100とを備えている。

40

【0019】

第1の動力源22は非可逆的タイプであり、例えば図2と図3の構造的な変形例のように、トランスミッション100で生じる動作のために伝動軸81と接続された内燃エンジンによって構成されている。

【0020】

本発明の他の可能性のある構造的な変形例において、第1の動力源22は、ガスタービン、蒸気タービン、または他の非可逆的動力源によって構成されている。

【0021】

第2の動力源18は可逆的タイプであり、例えば図2と図3の構造的な変形例において、運動出力軸14によってトランスミッション100に接続されている交流電気モータに

50

よって構成されている。他の可能性のある構造的な変形例において、第2の動力源18は、直流電気モータ、エアコンプレッサ、モータと流体力学的ポンプ、または他の何らかの可逆的動力源から成るアセンブリによって構成されている。必要に応じて、第2の動力源18と軸14の間に(図1に単に概略的に示された)一連のギア26が挿入される。

【0022】

第2の動力源18は、軸14を介して動力をトランスミッション100に伝える動作と、そこから動力を受取る動作を行うことができる。その第2の動作方法において、トランスミッション100から第2の動力源18に伝える動力は、アキュムレータ54にエネルギーを再充填するのに用いられる。

【0023】

図2と図3の変形例において、アキュムレータ54は、アキュムレータと電気モータ18の間に挿入されたインバータ20と、その電気モータと電氣的に接続されたバッテリーによって構成されている。実際には、電気モータ18は、それが動力をトランスミッション100に伝える場合には、インバータ20を介してバッテリー54から電力が供給され、トランスミッション100から動力を受取ってバッテリー54を再充電する場合には発電機として作動する。

【0024】

他の可能性のある構造的な変形例において、アキュムレータ54は、第2の動力源18に適合するように選択される。例えば第2の動力源18がエアコンプレッサ、モータおよび流体力学的ポンプから成るアセンブリの場合、流体力学的アキュムレータが用いられる。

【0025】

トランスミッション100は、変速装置56を介して第1の動力源22と接続された第1の部材50と、第2の動力源18と接続された第2の部材118と、地上車(図示せず)の軸30と接続された第3の部材130とを備えた第1の差動装置34を含んでいる。

【0026】

他の可能性のある構造的な変形例において、第1の部材50は、第2の動力源18に接続されているが、第2の部材118は、第1の動力源22に接続されている。

【0027】

軸30は一つ以上の駆動輪38に接続されている。

【0028】

作動装置34の部材50, 118, および130の夫々にはそれが接続された軸から動力を受取るための動作、またはその軸に動力を伝えるための動作の入力と出力の両方に用いることができる。

【0029】

トランスミッション100は、差動装置34の第1の部材50と第1の動力源22の間に挿入された変速装置56を備えている。変速装置56を用いることによって、軸81と差動装置34の第1の部材50の間の変速比を連続的に変えることが可能である。変速装置56は、その最も完全な構成において、互いに並列に接続されている少なくとも2つのトランスミッション44および48と、トランスミッション44に直列に接続され、その結果としてトランスミッション48と第2の差動装置42に並列と接続された(簡潔にするため、以下ではトロイダルCVTとして示す)連続的トロイダル変動を伴うトランスミッションとを備えている。

【0030】

第2の部材118は軸14に直接接続されている。

【0031】

第3の部材130は軸30に固定接合された歯車132に係合する外側歯部32を備えている。

【0032】

図2と図3の実施例において、差動装置34は遊星歯車タイプであり、第1の部材50

10

20

30

40

50

は内側歯部 1 2 2 が設けられたリングギアによって構成され、第 2 の部材 1 1 8 は太陽歯車によって構成され、第 3 の部材 1 3 0 は遊星歯車によって構成され、その遊星歯車には複数の遊星歯車 1 2 6 が回転可能に支持されている。遊星歯車 1 2 6 は内側歯部 1 2 2 と太陽歯車 1 1 8 の両方に係合している。

【 0 0 3 3 】

さらに、上述の差動装置 3 4 は、図 2 と図 3 に示されるように、第 1 の接続部材 5 0 によって遊星リング 1 2 2 と内燃エンジン 2 2 の間に形成され、第 2 の接続部材 1 1 8 によって太陽歯車と電気モータ 1 8 の間に形成され、第 3 の接続部材 1 3 0 によって差動装置自体の遊星歯車と軸 3 0 の間に形成されている。

【 0 0 3 4 】

( 図 2 と図 3 には存在していない ) 差動装置 3 4 の可能性のある構造的な変形例において、第 1 の部材 5 0 は太陽歯車に接続され、第 2 の部材 1 1 8 は遊星リング 1 2 2 に接続され、第 3 の部材 1 3 0 は差動装置自体の遊星歯車に接続されている。

【 0 0 3 5 】

可能性のある両構造的な変形例においても、第 3 の部材 1 3 0 は差動装置 3 4 の遊星歯車を軸 3 0 に接続している。

【 0 0 3 6 】

本発明の他の可能性のある構造的な変形例において、差動装置 3 4 は、例えば一段以上の円錐歯車または遊星歯車を備えた他の構造タイプから成っている。

【 0 0 3 7 】

遊星差動装置の既知の特性の場合、差動装置 3 4 に特有の大きさは、以下に示す A、B、C、D および E の関係によって相互に関連している。

$$A) \quad Z_{118} N_{118} + Z_{122} N_{50} = (Z_{118} + Z_{122}) N_{130}$$

ここで、

$Z_{118}$  は、ピニオン 1 1 8 の歯の数であり、

$Z_{122}$  は、内側歯部 1 2 2 の歯の数であり、

$N_{118}$  は、太陽歯車 1 1 8 および軸 1 4 の回転速度であり、

$N_{50}$  は、リングギア 5 0 の回転速度であり、

$N_{130}$  は、遊星歯車 1 3 0 の回転速度である。

$$B) \quad T_{130} = T_{118} (Z_{118} + Z_{122}) / Z_{118}$$

$$C) \quad T_{50} = T_{130} - T_{118}$$

$$D) \quad T_{50} = T_{118} (Z_{122} / Z_{118})$$

$$E) \quad P_{50} + P_{118} = P_{130}$$

ここで、

$T_{130}$  は、遊星歯車 1 3 0 のトルクであり、

$T_{50}$  は、遊星リングギア 5 0 のトルクであり、

$T_{118}$  は、太陽歯車 1 1 8 のトルクであり、

$P_{50}$  は、部材 5 0 によって伝えられる動力であり、

$P_{118}$  は、部材 1 1 8 によって伝えられる動力であり、

$P_{130}$  は、部材 1 3 0 によって伝えられる動力である。

【 0 0 3 8 】

A、B、C、D の関係において、回転速度の方向と各部材のトルクは、従来、部材 5 0 の回転軸と差動装置 3 4 の方に向けられている部材 1 1 8 の回転軸に沿って位置する観察者の場合、時計回り方向を“正”と考える。部材 1 3 0 の回転速度およびトルクは、従来、回転軸 1 3 0 に沿って位置し、差動装置 3 4 から部材 1 3 0 へ目を反らしている観察者の場合、時計回り方向を“正”と考える。動力は、部材 5 0 と部材 1 1 8 から差動装置 3 4 に伝えられ、そこから部材 1 3 0 に伝えられる場合を“正”と考える。

【 0 0 3 9 】

各部材から伝えられる動力の値は、その回転速度とトルクが同じ方向を有している場合、“正”である。例えば、 $N_{130}$  と  $T_{130}$  が共に時計回り方向の場合、または共に反

10

20

30

40

50

時計回り方向の場合、差動装置 3 4 によって部材 1 3 0 に伝えられる動力は“正”である。一方、 $N_{130}$  が  $T_{130}$  に対して反対方向の場合、部材 1 3 0 によって差動装置 3 4 に伝えられる動力は“負”であり、軸 3 0 から差動装置 3 4 に伝えられる。第 1 の作動方法は、典型的には、動力源 1 8 および 2 2 が車両の加速のために動力を全て車両へ放出する場合にもたらされ、第 2 の作動方法は、車両が速度低下動作中に運動エネルギーを放出してアキュムレータ 5 4 を再充填する場合にもたらされる。

【 0 0 4 0 】

同様の考察は、部材 5 0 および 1 1 8 にも当てはめることができ、回転速度およびトルクが同じ符号を有している場合、単一の部材によって伝えられる動力が差動装置 3 4 に導入され、一方、回転速度とトルクが逆の方向を有している場合、各部材によって伝えられる動力は差動装置から放出されて動力源 2 2 および 1 8 に向かって伝わる。

10

【 0 0 4 1 】

図 2 から分かるように、トロイダル C V T 2 4 6 は、C V T 2 4 6 に対して動作のための入力または出力軸として作用する軸 8 1 に接続されている。

【 0 0 4 2 】

変速装置 5 6 は、トロイダル C V T 2 4 6 に直列に接続されているトランスミッション 4 4 を更に備えている。トランスミッション 4 4 は、好ましくは単一の個別の変速比を有するタイプから成っている。

【 0 0 4 3 】

変速装置 5 6 は、トランスミッション 4 4 と装置 2 4 6 の間の直列接続によって構成されている部材に並列に接続されているトランスミッション 4 8 を備えている。そのトランスミッション 4 8 は、単一の個別の変速比を有するタイプから成っている。

20

【 0 0 4 4 】

トロイダル C V T は少なくとも軸 8 1 に機械的に接続され、したがって、以下に入力トロイダル摩擦ディスクとして示される第 1 のトロイダル摩擦ディスク 2 6 6 と、振動位置を伴うタイプの球面を有する少なくとも 2 つのローラ部材 2 6 8 によって、第 1 のトロイダル摩擦ディスク 2 6 6 に接続されている第 2 のトロイダル摩擦ディスク 2 7 0 とを備えている。第 2 のトロイダル摩擦ディスク 2 7 0 は、変速装置 5 6 の作動方法に従って入力または出力される動力を伝える軸 2 7 2 に接続されている。したがって、第 2 のトロイダル摩擦ディスクは、以下に出力トロイダル摩擦ディスクとしても示されている。トロイダル摩擦ディスク 2 6 6 および 2 7 0 は同軸に配置され、互いに対して反対の回転方向を有している。

30

【 0 0 4 5 】

好適な実施の形態によれば、本発明の C V T は少なくとも 3 つのローラ部材 2 6 8 を備えることに留意する必要がある。

【 0 0 4 6 】

このことは、C V T がシステムの安定性を向上させるため特に有利である。

【 0 0 4 7 】

実際には、摩擦ディスクがローラの径方向負荷に投影される垂直方向に移動することを避けるために、摩擦ディスクと接触する 3 つ以上のローラの使用によって動的制約を生じさせることが可能となる。

40

【 0 0 4 8 】

この場合、摩擦ディスクは、回転中心位置に留まるように強制されることになり、垂直方向の動きが不可能になる。

【 0 0 4 9 】

さらに好適な実施の形態によれば、3 つのローラは 1 2 0 度間隔で配置されている。

【 0 0 5 0 】

図 4 と図 5 に戻って説明すると、装置 2 4 6 は、軸 8 1 と軸 2 7 2 の間の変速比を、球面を有するローラ部材 2 6 8 の振動によって連続的に変化させることが可能である。装置 2 4 6 は可逆的、すなわち軸 8 1 から軸 2 7 2、および軸 2 7 2 から軸 8 1 に動力を伝え

50

ることが可能である。

【 0 0 5 1 】

図 3 のより完全な構造的な変形例において、変速装置 5 6 は軸 2 7 2 に直列に接続され、変速装置 5 6 の作動方法に従って入力または軸 2 7 2 から出力される動力を伝えることが可能である第 1 の歯車 9 0 と、軸 9 2 と、第 2 の歯車 9 4 を少なくとも含む装置 2 4 6 と直列に配置される、個別の変速比を有するトランスミッション 4 4 を備えている。

【 0 0 5 2 】

既に説明したように、最も完全な変形例において、図 1 は本発明のシステムを概略的に示し、常に個別の変速比を有するタイプから成るトランスミッション 4 8 は装置 2 4 6 および 4 4 と並列に配置され、軸 8 1 に接続され、変速装置 5 6 の作動方法に従って入力または軸 8 1 から出力される動力を伝えることが可能である。

10

【 0 0 5 3 】

トランスミッション 4 4 および 4 8 は可逆的にすることができ、装置 2 4 6 または軸 8 1 から差動装置 4 2、および差動装置 4 2 から装置 2 4 6 または軸 8 1 に動力を伝えることが可能である。

【 0 0 5 4 】

既に示したように、図 3 の変形例は装置 2 6 および 4 8 が省略された本発明の図 1 の具体的なケースである。

【 0 0 5 5 】

しかしながら、図 2 の変形例は装置 2 6、4 4 および 4 8 が省略された本発明の図 1 の具体的なケースである。

20

【 0 0 5 6 】

差動装置 3 4 のために採用された慣行と同様に、トロイダル CVT 2 4 6 から差動装置 4 2 への動力の伝達は、回転速度の方向と軸 2 7 2 のトルク方向が同期している場合に実行され、上述の方向が逆の場合には、差動装置 4 2 からトロイダル CVT 2 4 6 に伝達される。

【 0 0 5 7 】

上述の B、C、D の関係に関連して、差動装置 4 2 の部材 1 1 2 のトルクは、車両が加速または一定の速度の場合には、結果として“正”であり、車両が減速している場合には“負”である。同様に、軸 2 7 2 のトルクは、最初の 2 つの動作条件において“正”であり、車両の第 3 の動作条件において“負”である。

30

【 0 0 5 8 】

図 2 と図 3 の構造的な変形例において、軸 2 7 2 の回転方向は常に軸 8 1 およびトロイダル摩擦ディスク 2 6 6 の回転方向とは逆である。その結果として部材 9 8 の回転方向は常に部材 1 0 2 の回転方向に対して逆である。

【 0 0 5 9 】

図 1 ~ 図 5 の全ての実施例において、トロイダル CVT 2 4 6 は、トロイダル摩擦ディスク 2 6 6 に対してトロイダル摩擦ディスク 2 7 0 の動作の方向が逆である。

【 0 0 6 0 】

図 2 と図 3 の実施例において、第 2 の差動装置 4 2 は遊星型であり、トランスミッション 4 4 (図 2 の実施例においては、軸 2 7 2)、軸 8 1 および差動装置 3 4 の第 1 の部材 5 0 に夫々接続される 3 つの部材 9 8、1 0 2、1 1 2 が設けられている。トランスミッション 4 4 は、夫々トロイダル摩擦ディスク 2 7 0 に固定接合されている歯車 2 7 2 と、遊星差動装置の部材 9 8 に設けられている歯部 9 7 と係合する軸 9 2 の両軸端部に固定接合されている 2 つの歯車 9 0、9 4 を備えている。

40

【 0 0 6 1 】

図 2 と図 3 の実施例において、変速装置 2 4 6 は差動装置 4 2 の遊星リングギアに接続され、遊星歯車は第 2 の差動装置 4 2 と第 1 の差動装置 3 4 の間の接続要素である。

【 0 0 6 2 】

図 2 と図 3 の実施例の他の可能性のある構造的な変形例 (図示せず) において、差動装

50

置 4 2 の部材 9 8 は軸 8 1 に接続されているが、部材 1 0 2 はトランスミッション 4 4 に（図 2 の実施例においては、軸 2 7 2 に）接続されている。

【 0 0 6 3 】

図 2 と図 3 の実施例の他の可能性のある構造的な変形例（図示せず）において、変速装置 2 4 6 は差動装置 4 2 の太陽歯車に接続されているが、それでもやはり遊星歯車は差動装置 4 2 と差動装置 3 4 の間の接続要素である。

【 0 0 6 4 】

図 2 と図 3 の実施例において、第 2 の遊星差動装置 4 2 の部材 9 8 は、軸方向端部に外側歯部 9 7 が表面に形成されている外側円筒形面を備え、軸方向において外側歯部 9 7 とは対向側に内側歯部 1 0 6 が表面に形成されている内側円筒形面を備えている軸 2 7 2 上の同軸リングギアによって構成されている。部材 1 0 2 は、軸 8 1 に固定接合されている太陽歯車によって構成され、部材 1 1 2 は遊星歯車によって構成され、複数の遊星歯車 1 1 0 が回転可能に接続されている。遊星歯車 1 1 0 は、ピニオン 1 0 2 および内側歯部 1 0 6 の両方に噛合している。

【 0 0 6 5 】

他の可能性のある構造的な変形例（図示せず）において、遊星差動装置 4 2 は、例えば歯車が円錐形である異なる構造タイプから成り、または複数の段を備えた遊星タイプであってもよい。

【 0 0 6 6 】

遊星差動装置の既知の運動学的特性の場合、差動装置 4 2 に関する特有の大きさは、以下に示す関係 F によって相互に関連している。

F)  $Z_{102} N_{102} + Z_{106} N_{98} = (Z_{102} + Z_{106}) N_{112}$ 、  
ここで、

$Z_{102}$  は、ピニオン 1 0 2 の歯の数であり、

$Z_{106}$  は、内側歯部 1 0 6 の歯の数であり、

$N_{102}$  は、太陽歯車 1 0 2 の回転速度であり、

$N_{98}$  は、リングギア 9 8 の回転速度であり、

$N_{112}$  は、遊星歯車 1 1 2 の回転速度である。

【 0 0 6 7 】

差動装置 3 4 の第 1 の部材 5 0 は、差動装置 4 2 の遊星歯車 1 1 2 に設けられている外側歯部 1 1 4 と噛合する外側歯部 1 2 4 を備えている。歯部 1 1 4 および 1 2 4 を備える伝動装置によって、第 1 の部材 5 0 は、差動装置 4 2 によって変速装置 5 6 からの動作を受取り、動作を変速装置に伝えている。

【 0 0 6 8 】

図 4 と図 5 A ~ 図 5 E は、トロイダル CVT 2 4 6 を詳細に示している。

【 0 0 6 9 】

トロイダル CVT 2 4 6 は、球状面を有するローラ部材 2 6 8 の振動によって、軸 8 1 と軸 2 7 2 の間の変速比を連続的に変化させることが可能である。

【 0 0 7 0 】

図 5 A ~ 図 5 E には、トロイダル摩擦ディスク 2 6 6 および 2 7 0 との接触位置に、ローラ部材 2 6 8 の球状面の 2 つの主要曲率半径 3 0 1 および 3 0 3 が夫々示されている。ローラ部材 2 6 8 の摩擦面は球面タイプであるため、2 つの主要半径 3 0 1 および 3 0 3 は等しい寸法になっている。同じ図面において、ローラ部材 2 6 8 との接触位置には、（ディスク 2 7 0 のそれらにも対応している）トロイダル摩擦ディスク 2 6 6 の接触面の 2 つの主要曲率半径 3 0 2 および 3 0 4 が示されている。半径 3 0 2 は凸形状から成るが、半径 3 0 4 は（図に示すように）凹状または凸状である可能性があり、トロイダル摩擦ディスク 2 6 6 および / または 2 7 0 の表面が円錐状タイプから成る場合には、無限大を想定してもよい。

【 0 0 7 1 】

図 4 と図 5 の実施例において、トロイダル摩擦ディスク 2 6 6 および 2 7 0 は対称摩擦

10

20

30

40

50

面を有し、その摩擦面の場合、半径302および304は、トロイダル摩擦ディスク266および270の両方に対して、等しい寸法と凹面を有している。トロイダルCVT246の他の可能性のある構造的な変形例(図示せず)において、トロイダル摩擦ディスク266および270が異なる形態を有する摩擦面を有する場合には、半径302および304は異なる値から成っていてもよい。

【0072】

図4には、接触位置において摩擦面に接するラインと、トロイダル摩擦ディスク266の回転軸の間の角度 $s_1$ が符号306で示されている。接触面において、摩擦面に接するラインと、ローラ部材268の回転軸の間の角度 $s_2$ が符号308で示されている。

【0073】

トロイダル摩擦ディスク266の回転軸に沿って位置し、トロイダルCVT246を見ている観察者の場合、上述のディスク266の回転は、従来、ディスク266が時計回り方向に回転する場合に“正”であると考えられる。角度308の頂点に位置している第2の観察者の場合、ディスク266の接触面と、ローラ部材268の間にはズレがないため、“正”の方向はディスク266の“正”の回転方向、すなわちローラ部材268の時計回りの回転方向に一致する。トロイダルCVT246を見ているトロイダル摩擦ディスク266の回転軸に沿った同じ第1の観察者の場合、ローラ部材268の接触面とディスク270の間にはズレがないため、“負”の方向はローラ部材268の“正”の回転方向、すなわちディスク270の反時計回りの回転方向に一致している。ディスク266とディスク270は同軸に配置されているため、本発明のCVT246には上述のディスクが互いに逆の回転方向を有するという機能的特徴がある。

【0074】

図5A~図5Eには、ディスク266とローラ部材268の間の接触位置に印加される力が符号310で示されている。本発明のトロイダルCVT246において、力310は、装置246の変速比の変動とは無関係の一定の存在であると考えられる。

【0075】

また、本発明によるシステムのトロイダルCVT246には、接触面で摩擦面に接するラインと、トロイダル摩擦ディスク266の回転軸の間の角度306はCVTの各変速比に対して一体のままであるが、上述のラインとローラ部材268の回転軸の間の角度308は、CVTの変速比の変動に従って変化することに注意する必要がある。

【0076】

図5A~図5Eには、ディスク自体の上に位置している、ローラ部材268とトロイダルディスク266および270の間の接触直径が符号312で示されており、それはトロイダルCVTの変速比の変動に従って変化しない。

【0077】

摩擦面310の接触位置における接触力に関して、主要半径301, 302, 303, および304は、上述のように、依然としてトロイダルCVT246の変速比の変動に応じて変化しないため、接触位置におけるヘルツ応力(接触位置における特定の圧力)は、トロイダルCVT246が想定するどのような値の変速比でも一定のままになることは明らかである。その結果、有利には、一定値の接触力310は、ローラ部材268およびトロイダル摩擦ディスク266および270の材質の疲労限界以上の適切な寸法から成る一定のヘルツ応力に対応して、上述のように、力310の変動に対して、複雑かつ高価な補助装置の利用なしで済むことになる。

【0078】

公知のトロイダルCVTにおいて、また本発明のトロイダルCVT246においては、基本的に変化しないままである接触面間の許容可能な摩擦係数が存在する。上述の摩擦係数は、トロイダル摩擦ディスク266および270によって伝えることができる最大接線荷重およびトルクを確立する。この結果、トロイダル摩擦ディスク266および270によって伝えることができる最大トルク値は、トロイダルCVT246の変速比に無関係に一定のままである。

10

20

30

40

50

## 【0079】

図5A～図5Eの実施例において、 $R = 0.38693 \sim R = 1.0$ を示す変速比は、ディスク266に関してトロイダル摩擦ディスク270の回転速度の低下を示している。出力保存の法則の結果として、ディスク270によって伝えられるトルクは、ディスク266によって伝えられるトルクと比較して、上述の変速比に逆比例し、その場合、絶対値としてより高くなる。その結果、ディスク270に関して測定される、トロイダルCVT246によって伝えることができる最大モーメントは、同じトロイダルディスク270によって伝えることができる最大トルクに一致する。本発明のトロイダルCVT246の変速比の関数として、ディスク270に対するNmでトルクが示されている図6Aのグラフの実施例において、変速比の値が低下する場合( $R = 0.38 \sim R = 1.0$ )、トルクの値は一定であり、ディスク270自体で許可されている最大値に等しい。

10

## 【0080】

同様の考察は、ディスク266に対するトロイダル摩擦ディスク270の複数の回転速度を示す $R = 1.0 \sim R = 2.5844$ に対して当てはめてもよい。出力保存の法則の結果として、ディスク270によって伝えられるトルクは、ディスク266によって伝えられるトルクと比較して、上述の変速比に逆比例し、その場合、絶対値として低い。その結果、ディスク270に関して測定される、トロイダルCVT246によって伝えることができる最大モーメントは、上記の変速比Rで割ったトロイダルディスク266によって伝えることができる最大トルクに相当する。図6Aのグラフの実施例において、変速比の値が低下する場合( $R = 1.0 \sim R = 2.59$ )、ディスク270におけるトルクの値は、変速比Rに対して逆比例して低下する。

20

## 【0081】

トロイダルCVT246の他の可能性のある変形例(図示せず)において、変速比Rは、異なる数値を想定してもよい。

## 【0082】

図6Aに示すように、本発明のトロイダルCVTによって伝えることができるトルクは、減速比とも呼ばれている、一定値から成る第1の部分と、一定の出力から成る、すなわち増速比とも呼ばれる減衰トルクを伴う第2の部分とを有している。

## 【0083】

本発明の著しい利点は、図6に示すトロイダルCVT246の許可トルクのグラフの形状が、有利にはAC電気モータ18によって供給されるトルクから、およびハイブリッド車用の用途の同じ典型的な方法によって導入される、すなわち一定のトルクを有する第1の部分と、一定の出力を有する第2の部分とを有する典型的な力と同じ種類から成るという事実によって構成されている。その結果、本発明のトロイダルCVT246は、導入される力に関する一定の安全係数を有する許可トルクのラインを有する。

30

## 【0084】

本発明によるCVTの利用に関連する更なる利点は、凸状面であるトロイダル形状の摩擦面を備えた摩擦ディスクの利用が、システムの安定性を向上させるということである。

## 【0085】

この点に関して、ディスクとローラとの間の接触点の断面状の摩擦ディスクは、2つの異なる種類、すなわち、凹状または凸状から成る可能性があることに留意する必要がある。

40

## 【0086】

ヘルツ理論による接触応力により、凹状面は、幅広い接触パターンを得るのに有利である。しかしながら、接触パターンが幅広くなればなるほど、接触の中心点が一方向および反対方向に動ける距離が大きくなる。その結果、摩擦ディスク回転面が凹状である場合、接触の中心点の位置はより不安定になる。本発明とは反対に、公知の種類のトロイダルCVTは、凹状面を有する摩擦ディスクを有している。その特有の形態により、トロイダルCVT自体の大きな振動と完全な破断の関与によって動作の不安定性が起こる。その代わりに、本発明によるトロイダルCVTは、接触点上の断面に摩擦ディスクの凸状面のみを有している。そのディスク表面は、本発明のトロイダルCVTのいかなる動作条件および変

50

速比においても凸状を維持し、それによって、上述の利点を実現する。

【0087】

代替的な実施の形態による図7Aと図7Bを参照すると、ローラ部材268は浮いており、それらの間で自動調心されている。

【0088】

従来技術のトロイダルCVTは、固定位置に回転要素を有している。ローラ部材および摩擦ディスクはどちらも、それらの間の最良の相対位置を満たすことができないように支持されている。それらのほとんどは、幾つかの非常に精密で高価なベアリングによって支持されている。

【0089】

既存のトロイダルCVTは、それらの幾何学的位置の回転要素許容値を可能な限り制限するために、幾つかの極端に精密で高価な機械加工を要する。

【0090】

さらに、それらの要素の何らかの幾何学的オフセットは、回転要素間に異なる接触荷重と、(異なる回転半径による)接触点の異なる速度とを生じさせることになる。摩耗と高い接触応力が生じることになる。

【0091】

対照的に、図7Aと図7Bの実施の形態のトロイダルCVTでは、少なくとも一つのローラ部材は、他で言及されているように径方向に浮いており、自動調心されている。

【0092】

このことは、一組の中間ディスク266'および266"と、必要に応じて更なる組の中間ディスク270'および270"を用いることによって実現される。中間ディスク266'および266"(および同様の概念が当てはまる同様のディスク270'および270")の各々は径方向に沿った動きが可能である。好ましくは、ディスク266'は、他方の中間ディスク266"の一つに対して垂直である方向に沿った動きが可能である。このようにして、中間ディスク266'および266"によって支持されている摩擦ディスク266は、その軸に垂直な平面に沿った動きが可能である。

【0093】

好適な実施の形態によれば、動作安定性は、中間ディスク間、および最も外側の中間ディスク266'と摩擦ディスク266の間の遊びとの接続部を設けることにより、また連続するディスク間にトルクを伝えるために、夫々の座部266Bに収容された突出部266Aを設けることによっても実現することができる。何れの場合も、この結果を実現するために、更なる解決策を用いることができることは明らかである。

【0094】

それに応じて浮動能力を備える摩擦ディスク266は、他の要素に関して言及される最適な位置を即座に満たすことになる。

【0095】

この実施の形態の結果として、本発明のトロイダルCVTは、如何なる高価な支持も必要としない。

【0096】

次に、図8Aと図8Bを参照すると、本発明の実施の形態とともに用いることもできる更なる実施の形態に従って、機械的軸方向カムが少なくとも一つの摩擦ディスクに適用される。

【0097】

この目的のために、摩擦ディスクは、実際には、ローラ部材268に接触している嵌合ディスクに結合されている。

【0098】

摩擦ディスクと嵌合ディスクの間のトルクは、球状または円筒形部材によって実現され、その部材は、夫々、摩擦ディスクおよび嵌合ディスクの対向面に形成された2つの座部に収容されている。本発明によれば、球状または円筒形部材は、座部とともに、軸方向

10

20

30

40

50

カムを構成している。トルクが伝えられる場合、座部の形状は、嵌合ディスクが、予荷重がローラ部材に与えられるような方向に移動するようになっている。

【0099】

図9Aと図9Bは、本発明のトロイダルCVTの摩擦ディスク上に適用された機械的軸方向カムの（排他的ではない）実施例を示している。このような機械的軸方向カムは、図9Bに示すように、軸方向の予荷重を、伝達されたトルクの線形関数としてCVTシステムに印加することに留意する必要がある。しかしながら、このような機械的軸方向カムは、横方向ディスクに対して伝えられたトルクが、本発明によるCVTの場合のように、CVTギア比自体によって変化しないトロイダルCVTに用いられるのに適していることにも留意する必要がある。

10

【0100】

また、横方向ディスクは、このような调速装置の最適なパフォーマンスを得るために、伝えられたトルクを全てのCVTギア比にわたって一定に保つことも認識する必要がある。

【0101】

本発明のトロイダルCVTの好適な実施の形態において、（入力および出力の）両摩擦ディスクは、機械的軸方向カムによって作動される。そのため、その形状寸法が、伝えられるトルクが、図10に示すように、全てのCVTギア比にわたって、フラットで一定のトルクを有していることがトロイダルCVTの著しい利点である。

【0102】

本実施の形態の利点は、全てのトロイダルCVTが、回転面間の接触圧を介してトルクを伝達すると考えることによって理解できる。しかしながら、高い接触圧力は大きな動力損失（転がり損失）を引き起こし、低い接触圧力は、突発的なピークトルクが発生した場合に、接触点での滑りを回避することができない。

20

【0103】

一方、農業用トラクターに対する幾つかの適用においては、車両は、P・T・Oに対してのみ動力を供給することができ、牽引に対しては動力を供給しないことがある。その場合、牽引CVTの回転面に対して予荷重を加えず、何らかの圧力を加えないことが望ましい。

【0104】

その結果、回転面間の圧力を、所要の伝達トルクの線形関数として調節することができる特別な装置は、完全なCVTシステムの適切な予荷重を調整するのに適している可能性がある。

30

【0105】

従来技術においては、このような装置に関する多くの仮説が立てられてきた。確かに、電子、空気圧または油圧装置は、上記の適用に関する全ての前提条件を満たすことができない。それらの装置の全てがCVTシステムの適切な予荷重を調節するためのある程度の遅延を有していることが分かっている。エンジンクランクシャフトのねじり振動（およびトルクピーク）の場合、電子、空気圧または油圧装置の作動は、かなり遅れて行われる。さらに、それらはコストがかかりすぎる。

40

【0106】

その代わり、本実施の形態による軸方向カムは、所要の伝達トルクの即時関数としてシステムを加圧するため、迅速かつ瞬時の動作を保証する。

【0107】

そのため、発明者等のトロイダルCVTにおけるこのような機械的軸方向カム装置の適用性の主な利点は、瞬時動作、自動動作、安くて容易な製造、牽引に対してトルクが必要ない場合の過剰な予荷重による動力損失がないこと、接触点での滑りのリスクがないこと、および回転面の摩耗がないことである。

【0108】

再び、図1を参照すると、トラクション・システム10は、トランスミッション100

50

と動力源 18 および 22 のための制御装置を備えている。

【0109】

制御装置 62 は、インバータ 20 と第 1 の動力源 22 によって、第 2 の動力源 18 の動作パラメータに従って作動し、その回転速度のみを確立する。制御装置 62 は、第 2 の可逆的動力源 18 のパラメータに従って作動し、回転速度、トルクおよびその回転速度の方向を確立する。

【0110】

トランスミッション 100 に用いられている差動装置 34 および 42 の既知の特性の場合、第 2 の可逆的動力源 18 のトルクの値が、一旦、制御装置 62 によって確立されると、トロイダル CVT 246 と吸熱エンジン 22 に作用するトルクの値は自動的に決まる。同様に、AC 電気モータ 18 のグラフ特性の同じ形状、すなわち一定のトルクを有する第 1 の部分と、一定の動力を有する第 2 の部分は、トロイダル CVT 246 と吸熱エンジン 22 に対する力のグラフとして比例的に再現される。ここに説明したことにより、このハイブリッド車用のトランスミッション 100 に関する他の 2 つの利点をもたらされる。すなわち、吸熱エンジン 22 によって供給されるトルクおよび何らかの問題の利用を制御する必要はなく、トロイダル CVT 246 に導入されるトルクを制限するための好ましくない装置は完全に省略できる。

【0111】

また、制御装置 62 は、第 1 の動力源 22 と第 1 の遊星差動装置 34 の第 1 の部材 50 の間の変速比を設定する変速装置 56 に従って作動する。

【0112】

図 2 と図 3 の実施例において、制御装置 62 は、位置と、トロイダル摩擦ディスク 266 および 270 との接触位置を変えるために、一組のローラ部材 268 に作用する。その結果、接続された軸 272 の速度が変化する。

【0113】

そのため、制御装置 62 によって、第 1 の動力源 22 と接続された軸 81 の速度の値と無関係に、軸 272 の速度の値を設定するように、変速装置 56 に作用することが可能である。

【0114】

制御装置 62 は、入力信号、すなわち、  
 ユーザが作動させることができるアクセルペダル 138 の位置、  
 ユーザが作動させることができるブレーキペダル 58 の位置、  
 変速装置 246 の位置または変速比、  
 アキュムレータ 54 のエネルギー充填、  
 インバータ 20 の動作パラメータ、  
 非可逆的動力源 22 の回転速度、を受取る。

【0115】

ドライバーが、それによって加速する意図を伝えるアクセルペダル 138 は、車両を減速させるか、または一定速度の状態に車両を維持し、電氣的、機械的、油圧式であるか、または、他のタイプから成る接続部によって制御装置 62 に接続されている。

【0116】

ドライバーが、それを介して車両にブレーキをかけるか、または一定速度の状態に車両を維持する意図を伝えるブレーキペダル 58 は、電氣的、機械的、油圧式であるか、または、他のタイプから成る接続部によって制御装置 62 に接続されている。

【0117】

他の可能性のある構造的な変形例において、制御装置 62 は、軸および部材の回転速度を、相補信号としても受け取る。

【0118】

トラクション・システム 10 の制御方法によれば、制御装置 62 によって、太陽歯車 102 の速度の値を、

10

20

30

40

50

G) 
$$N_{102} = - (Z_{106} / Z_{102}) N_{98}$$
に等しく設定するように、変速装置56を作動させることが可能である。

【0119】

リングギア $N_{98}$ の速度のみに依存するその値は、関係Fへの関係Gの代入から明らかのように、ゼロという遊星歯車112の速度 $N_{112}$ の値を確立する。

【0120】

遊星歯車112が静止している場合、それと直接的に噛合している差動装置34の第1の部材50もまた、ゼロという速度を有し、その結果として、動力を伝えない。

【0121】

以下に示す関係Hは、部材50によって伝えられる動力がゼロという値を関係Eに代入することによって明らかである。

H) 
$$P_{118} = P_{130}$$

差動装置34におけるこの状況では、動力は第2の部材118によって第3の部材130に伝えられ、その逆も同様である。具体的には、車両が減速している場合、車輪38によってアクスル30に伝えられる制動力は、完全に、すなわち正味の機械的損失が軸14に伝えられ、それから第2の可逆的動力源18およびアキュムレータ54に伝えられる。そのため、車両の減速ステップにおいては、全ての制動力を利用して、アキュムレータ54を再充電することが可能である。

【0122】

遊星歯車112は、非可逆的動力源22の回転速度とは無関係に、静止状態を維持することができるため、同じ部材102上に配置された太陽歯車102は、関係Gによって明確に示すように、部材98上に配置された遊星歯車106の方向と反対の回転方向を想定できるようにすることが必要である。

【0123】

有利には、上述のトロイダルCVT246の特徴は、ディスク266に対するディスク270の回転方向を反転させることを可能にするため、その特徴を生み出すことを可能にする。遊星歯車112のゼロという速度を確立する、差動装置42の入力部材102および98の反対の回転方向は、連続変速装置246の変速比の所定の離散値のためにもたらされる。そのため、部材102および98は、遊星歯車112がその場合に静止状態を維持する値とは異なる、連続変速装置246の変速比の値に対して、反対の回転方向を取る。最後の動作状態において、部材102および98のトルクが同期しているため、差動装置42に適用される関係Aから関係Fの分析から、それらの部材の出力の値もまた、反対の方向を有していることは明らかである。そのことは、差動装置42に適用される関係Eから、2つの入力部材102および98の少なくとも一方が、出力部材112によって伝えられる動力よりも大きい動力値を伝えるということになる。そのため、部材112からの出力動力は、非可逆的動力源22によって供給される動力と同じ実在のままであり、その結果、その出力のために、2つの部材102および98の少なくとも一方は、動力源22によって供給される動力よりも大きい動力値を伝達する。図2と図3の場合、その様々な構造的な変形例とは無関係に、部材98と関連して配置された連続変速装置246は、動力源22によって供給される動力よりも大きい動力値を伝達する。

【0124】

その結果、差動装置42の出力部材112は、連続変速装置246の変速比に対応する所定の動作条件で静止状態を維持することができるため、変速装置56の形状寸法が、部材102および98の反対の回転方向を可能にすることと、連続変速装置246が、動力源22によって供給される動力よりも大きい動力値を伝達することが必要条件である。

【0125】

第1の部材50が静止している状態では、変速装置56を介して接続された第1の動力源22は、車両がその動作条件の何らかの変動を受けることなくオフにすることができる。

【0126】

10

20

30

40

50

トラクション・システム 10 の他の制御方法によれば、アクスル 14 と第 1 の部材 50 の速度は、システム 10 全体の効率に対して明らかな利点を伴って、電気モータ 18 が、電気モータ 18 の最大出力速度付近で作動し、インバータ 20 とバッテリー 54 を最大限に作動させるように設定されている。

【 0 1 2 7 】

トラクション・システム 10 の他の制御方法によれば、アクムレータ 54 が高い充電レベルを有している場合、制御装置 62 は、第 2 の動力源 18 によって供給される動力を増加させるように作用する。逆に、アクムレータ 54 が低い充電レベルを有している場合には、制御装置 62 は、第 1 の動力源 22 によって供給される動力を増加させ、第 2 の動力源 18 によって供給される動力を低下させるように作用する。具体的には、第 1 の動力源 22 は、アクムレータ 54 が高いレベルの充電を有している場合には、オフにしてもよい。その制御方法は、アクムレータ 54 の充電振動 (charge oscillation) の最少化を促進し、その耐用年数の向上をもたらす。

10

【 0 1 2 8 】

トラクション・システム 10 は、散逸機構、例えばブレーキを用いることなく車両の減速を確実にするのに成功している。

【 0 1 2 9 】

したがって、本発明のトラクション・システムは、従来技術に関連して示した問題を解決すると同時に、多くの利点を有している。

【 0 1 3 0 】

20

それらは、第 1 の非可逆的動力源 22 として通常に用いられる吸熱エンジンとは無関係に、差動装置 34 の第 1 の部材 50 の速度を制御するという実現性を含み、その結果、その動力源は、最大効率レベル付近で、可能な限り最低レベルの燃費で作動する。その特徴は、動作を反転させることが可能なトロイダル CVT の利用と相まって、最適な方法で、車両の牽引の制御を可能にしている。

【 図 1 】

【 図 2 】

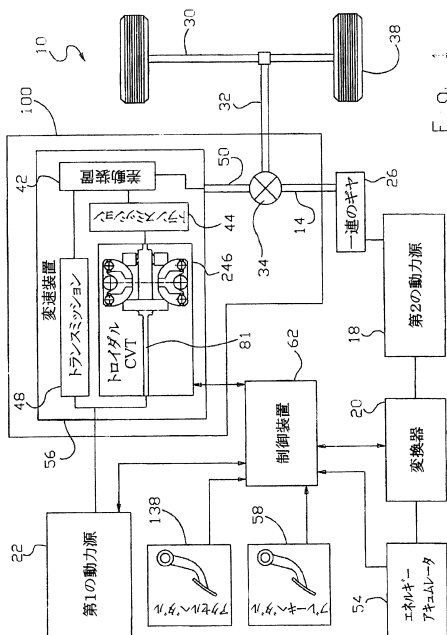


FIG. 1

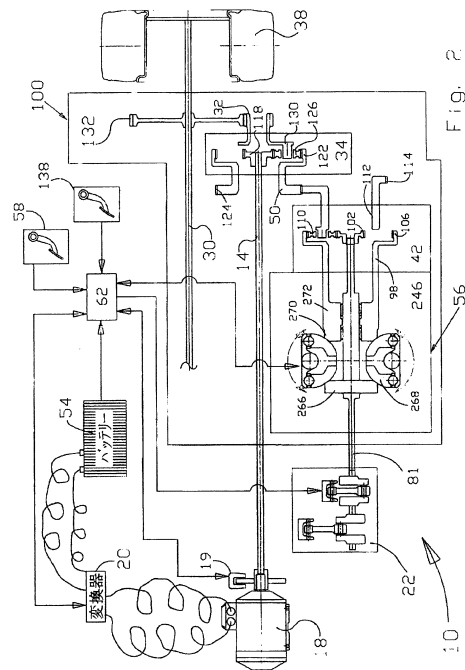
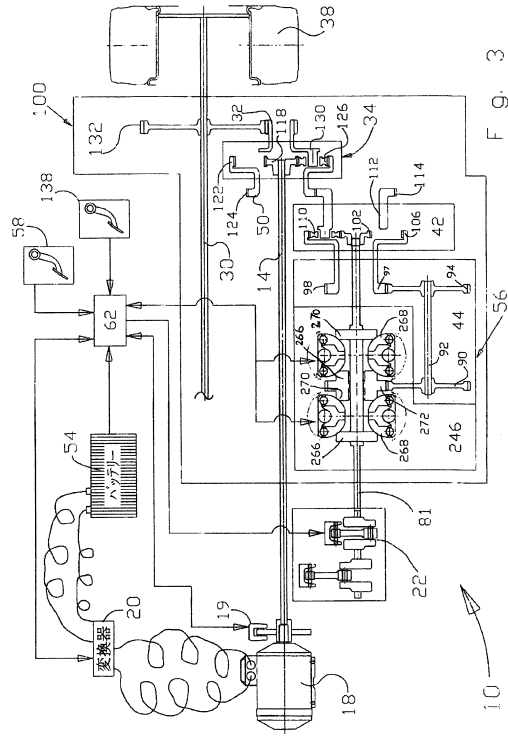


FIG. 2

【 図 3 】



【 図 4 】

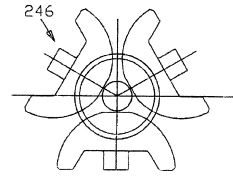
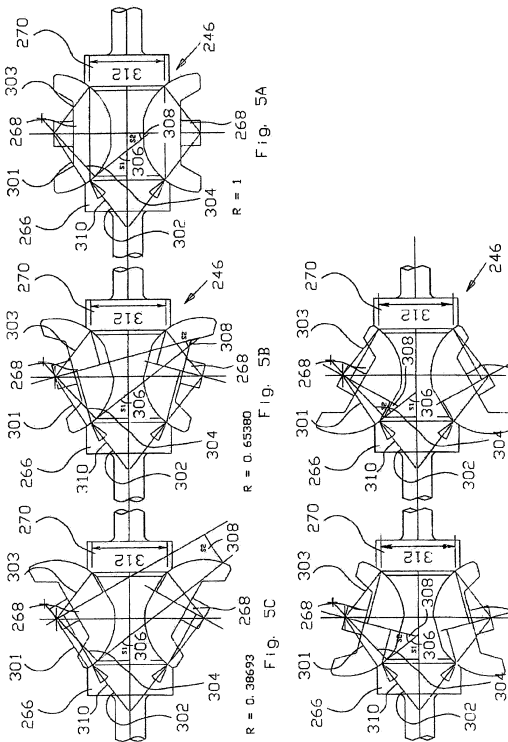
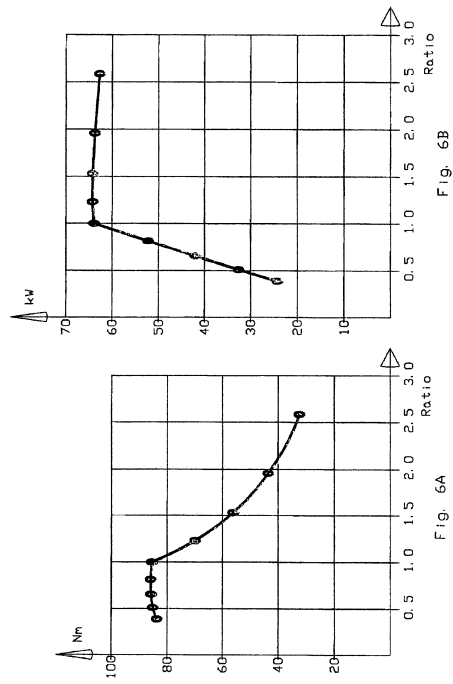


Fig. 4

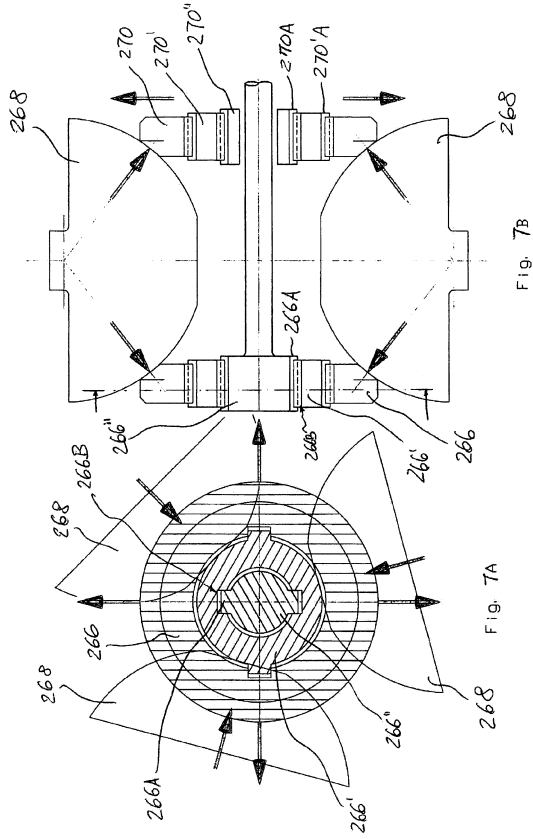
【 図 5 】



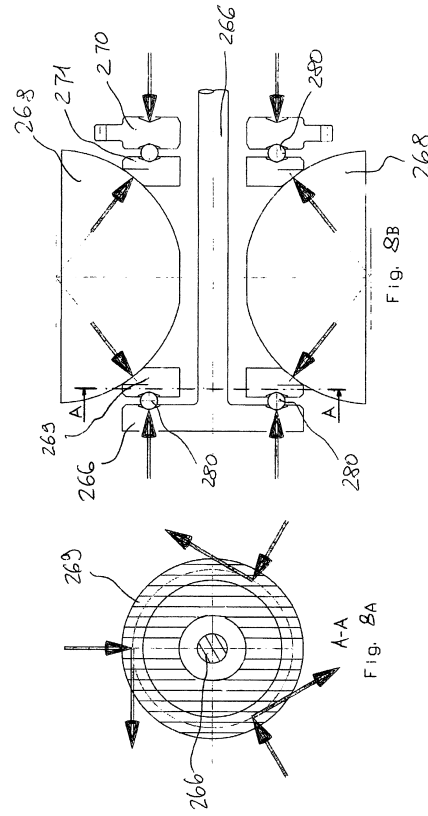
【 図 6 】



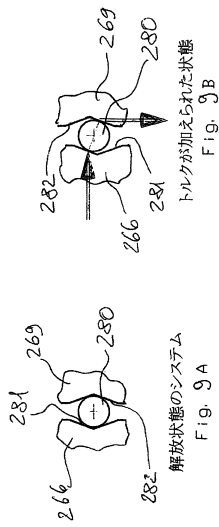
【 図 7 】



【 図 8 】



【 図 9 】



【 図 10 】

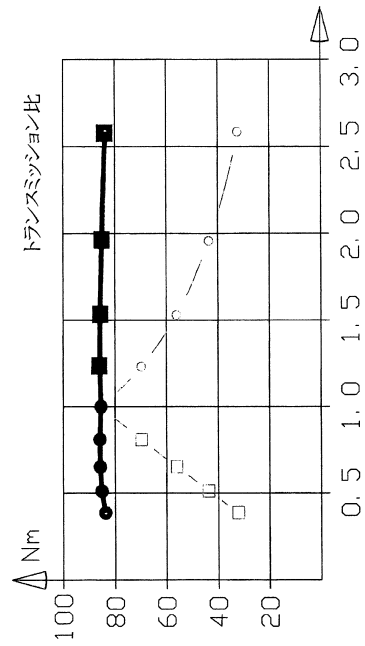


Fig. 10

---

フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I  
F 1 6 H 3/72 (2006.01) F 1 6 H 3/72 Z

(72)発明者 チェザローニ, アントニオ フランシスコ  
イタリア国, I - 3 5 0 1 0 ロレッジャ(パドヴァ), ヴィア アンドレア パツラディオ 1  
3 / ディー

審査官 木戸 優華

(56)参考文献 国際公開第2011/092643(WO, A1)  
英国特許出願公告第00415076(GB, A)  
特開2000-018354(JP, A)  
特開2001-165267(JP, A)  
特開2000-320635(JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
F 1 6 H 1 5 / 2 8  
B 6 0 K 6 / 3 6  
B 6 0 K 6 / 4 0  
B 6 0 K 6 / 4 8  
B 6 0 K 6 / 5 4 3  
F 1 6 H 3 / 7 2