

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2004-239302

(P2004-239302A)

(43) 公開日 平成16年8月26日(2004.8.26)

(51) Int. Cl. <sup>7</sup>	F I	テーマコード (参考)
F 1 6 H 37/02	F 1 6 H 37/02	3 J 0 2 8
F 1 6 H 3/48	F 1 6 H 3/48	3 J 0 5 1
F 1 6 H 15/38	F 1 6 H 15/38	3 J 0 6 2

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 16 頁)

(21) 出願番号	特願2003-26834 (P2003-26834)	(71) 出願人	000004204 日本精工株式会社 東京都品川区大崎1丁目6番3号
(22) 出願日	平成15年2月4日(2003.2.4)	(74) 代理人	100087457 弁理士 小山 武男
		(74) 代理人	100120190 弁理士 中井 俊
		(74) 代理人	100056833 弁理士 小山 欽造
		(72) 発明者	宮田 慎司 神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内
		(72) 発明者	井上 英司 神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内

最終頁に続く

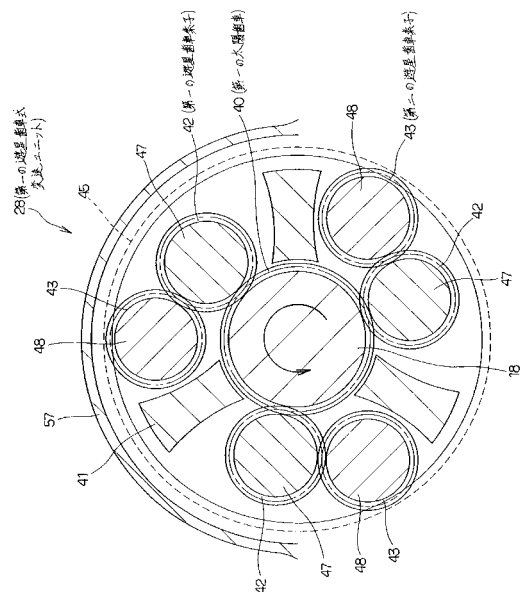
(54) 【発明の名称】 無段変速装置

(57) 【要約】

【課題】 第一の遊星歯車式変速ユニット28を構成する第一の遊星歯車素子42、42に加わるラジアル荷重を低く抑え、これら各第一の遊星歯車素子42、42を支持するラジアルニードル軸受の耐久性を確保する。

【解決手段】 上記第一の遊星歯車式変速ユニット28を、上記各第一の遊星歯車素子42、42と別の第二の遊星歯車素子43、43とを備えた、ダブルピニオン型とする。高速モードでの運転時に、内径側の第一の遊星歯車素子42、42を外径側の第二の遊星歯車素子43、43よりも、第一の太陽歯車40の回転方向に関して後側に配置する。この構成により、各噛合部から上記各第一の遊星歯車素子42、42に加わるラジアル荷重を互いに相殺し、上記課題を解決する。

【選択図】 図2



**【特許請求の範囲】****【請求項 1】**

互いに同心に配置した入力軸と出力軸との間にトロイダル型無段変速ユニットと遊星歯車式変速ユニットとを、これら入力軸及び出力軸と同軸に配置すると共に、互いの間での動力の伝達を行なわせる状態に組み合わせて成る無段変速装置に於いて、上記遊星歯車式変速ユニットは、太陽歯車とリング歯車との間に配置する複数の遊星歯車が、互いに噛合した第一、第二の遊星歯車素子により構成され、このうちの第一の遊星歯車素子を上記太陽歯車に、上記第二の遊星歯車素子を上記リング歯車に、それぞれ噛合させたダブルピニオン型であり、これら第一、第二の遊星歯車素子をそれぞれの周囲に支持する第一、第二の遊星支持軸のうち、上記第一の遊星歯車素子を支持する為の第一の遊星支持軸を上記第二の遊星歯車素子を支持する為の第二の遊星支持軸よりも、上記入力軸の回転方向に関して前側に位相をずらせて配置している事を特徴とする無段変速装置。

10

**【請求項 2】**

トロイダル型無段変速ユニットと複数の遊星歯車式変速ユニットとを組み合わせて成り、このうちのトロイダル型無段変速ユニットは、第一の回転軸を介して互いに同心に且つ同期した回転を自在として結合された 1 対の外側ディスクと、これら両外側ディスク同士の間でこれら両外側ディスクと同心に且つこれら両外側ディスクとは独立した回転を自在として支持された内側ディスクと、この内側ディスクの両側面と上記両外側ディスクの側面との間にそれぞれ複数個ずつ挟持されてこれら内側ディスクと両外側ディスクとの間で動力を伝達する複数のパワーローラとを備えたものであり、上記各遊星歯車式変速ユニットは、上記 1 対の外側ディスクにこれら両外側ディスクと同心に結合固定されてこれら両外側ディスクと共に回転するキャリアと、このキャリアの両側面のうちで一方の外側ディスクに対向する片面に回転自在に支持された複数の第一の遊星歯車と、上記第一の回転軸の周囲に配置された中空回転軸により上記内側ディスクに結合された状態で上記各ディスクと同心に且つ回転自在に設けられ、上記各第一の遊星歯車と噛合した第一の太陽歯車と、上記キャリアの他面に回転自在に支持された複数の第二の遊星歯車と、上記各ディスクと同心に且つ回転自在に設けられてこれら各第二の遊星歯車と噛合した第二の太陽歯車と、上記各ディスクと同心に且つ回転自在に設けられて上記各第一の遊星歯車と噛合したリング歯車とを備えたものである無段変速装置に於いて、上記第一、第二の遊星歯車はそれぞれ、第一の太陽歯車又は第二の太陽歯車とリング歯車との間に配置する複数の遊星歯車が、互いに噛合した第一、第二の遊星歯車素子又は第三、第四の遊星歯車素子により構成され、このうちの第一の遊星歯車素子又は第三の遊星歯車素子を上記第一の太陽歯車又は第二の太陽歯車に、上記第二の遊星歯車素子又は第四の遊星歯車素子を上記リング歯車に、それぞれ噛合させたダブルピニオン型であり、これら第一～第四の遊星歯車素子をそれぞれの周囲に支持する第一～第四の遊星支持軸のうち、上記第一、第三の遊星歯車素子を支持する為の第一、第三の遊星支持軸を上記第二、第四の遊星歯車素子を支持する為の第二、第四の遊星支持軸よりも、上記両外側ディスクの回転方向に関して前側に位相をずらせて配置している事を特徴とする無段変速装置。

20

30

**【請求項 3】**

第二、第四の遊星歯車素子を一体とすると共に、この一体とした遊星歯車素子にリング歯車を噛合させた、請求項 2 に記載した無段変速装置。

40

**【発明の詳細な説明】****【0001】****【発明の属する技術分野】**

この発明は、自動車用自動変速機として、或は各種産業機械用の変速機として利用する無段変速装置の改良に関する。

**【0002】****【従来の技術】**

自動車用自動変速機として、図 5 に示す様なトロイダル型無段変速ユニットを使用する事が研究され、一部で実施されている。このトロイダル型無段変速ユニットは、ダブルキャ

50

ビティ型と呼ばれるもので、請求項 2 に記載した第一の回転軸に相当する入力軸 1 の両端部周囲に、それぞれが請求項 2 に記載した外側ディスクに相当する入力側ディスク 2、2 を、ボールスプライン 3、3 を介して支持している。従ってこれら両入力側ディスク 2、2 は、互いに同心に、且つ、同期した回転を自在に支持されている。又、上記入力軸 1 の中間部周囲に出力歯車 4 を、この入力軸 1 に対する相対回転を自在として支持している。そして、この出力歯車 4 の中心部に設けた円筒部の両端部に、請求項 2 に記載した内側ディスクに相当する出力側ディスク 5、5 を、スプライン係合させている。従ってこれら両出力側ディスク 5、5 は、上記出力歯車 4 と共に、同期して回転する。

【0003】

又、上記各入力側ディスク 2、2 と上記各出力側ディスク 5、5 との間には、それぞれ複数個ずつ（通常 2 ～ 3 個ずつ）のパワーローラ 6、6 を挟持している。これら各パワーローラ 6、6 は、それぞれトラニオン 7、7 の内側面に、支持軸 8、8 及び複数の転がり軸受を介して、回転自在に支持されている。上記各トラニオン 7、7 は、それぞれの長さ方向（図 5 の表裏方向）両端部に、これら各トラニオン 7、7 毎に互いに同心に設けられた枢軸（図示せず）を中心として揺動変位自在である。これら各トラニオン 7、7 を傾斜させる動作は、図示しない油圧式のアクチュエータによりこれら各トラニオン 7、7 を上記枢軸の軸方向に変位させる事により行なうが、総てのトラニオン 7、7 の傾斜角度は、油圧式及び機械式に互いに同期させる。

【0004】

上述の様なトロイダル型無段変速ユニットの運転時には、エンジン等の動力源に繋がる駆動軸 9 により一方（図 5 の左方）の入力側ディスク 2 を、ローディングカム式の押圧装置 10 を介して回転駆動する。この結果、前記入力軸 1 の両端部に支持された 1 対の入力側ディスク 2、2 が、互いに近づく方向に押圧されつつ同期して回転する。そして、この回転が、上記各パワーローラ 6、6 を介して上記各出力側ディスク 5、5 に伝わり、前記出力歯車 4 から取り出される。

【0005】

上記入力軸 1 と出力歯車 4 との回転速度の比を変える場合で、先ず入力軸 1 と出力歯車 4 との間で減速を行なう場合には、上記各トラニオン 7、7 を図 5 に示す位置に揺動させ、上記各パワーローラ 6、6 の周面をこの図 5 に示す様に、上記各入力側ディスク 2、2 の内側面の中心寄り部分と上記各出力側ディスク 5、5 の内側面の外周寄り部分とにそれぞれ当接させる。反対に、増速を行なう場合には、上記各トラニオン 7、7 を図 5 と反対方向に揺動させ、上記各パワーローラ 6、6 の周面を、図 5 に示した状態とは逆に、上記各入力側ディスク 2、2 の内側面の外周寄り部分と上記各出力側ディスク 5、5 の内側面の中心寄り部分とに、それぞれ当接する様に、上記各トラニオン 7、7 を傾斜させる。これら各トラニオン 7、7 の傾斜角度を中間にすれば、入力軸 1 と出力歯車 4 との間で、中間の速度比（変速比）を得られる。

【0006】

更に、上述の様に構成され作用するトロイダル型無段変速ユニットを実際の自動車用の無段変速機に組み込む場合、遊星歯車機構と組み合わせて無段変速装置を構成する事が、特許文献 1 ～ 5 等に記載されて、従来から知られている。図 6 は、この様な従来から提案されている無段変速装置のうち、特許文献 2 に記載されたものを示している。この無段変速装置は、トロイダル型無段変速ユニット 11 と遊星歯車式変速ユニット 12 とを組み合わせて成る。このうちのトロイダル型無段変速ユニット 11 は、入力軸 1 と、1 対の入力側ディスク 2、2 と、出力側ディスク 5 a と、複数のパワーローラ 6、6 とを備える。図示の例では、この出力側ディスク 5 a は、1 対の出力側ディスクの外側面同士を突き合わせて一体とした如き構造を有する。

【0007】

又、上記遊星歯車式変速ユニット 12 は、上記入力軸 1 及び一方（図 6 の右方）の入力側ディスク 2 に結合固定されたキャリア 13 を備える。このキャリア 13 の径方向中間部に、その両端部にそれぞれ遊星歯車素子 14 a、14 b を固設した第一の伝達軸 15 を、回

10

20

30

40

50

転自在に支持している。又、上記キャリア 13 を挟んで上記入力軸 1 と反対側に、その両端部に太陽歯車 16 a、16 b を固設した第二の伝達軸 17 を、上記入力軸 1 と同心に、回転自在に支持している。そして、上記第一の伝達軸 15 の両端部に固設した上記各遊星歯車素子 14 a、14 b と、上記出力側ディスク 5 a にその基端部（図 6 の左端部）結合した中空回転軸 18 の先端部（図 6 の右端部）に固設した太陽歯車 19 又は上記第二の伝達軸 17 の一端部（図 6 の左端部）に固設した太陽歯車 16 a とを、それぞれ噛合させている。又、一方（図 6 の左方）の遊星歯車素子 14 a を、別の遊星歯車素子 20 を介して、上記キャリア 13 の周囲に回転自在に設けたリング歯車 21 に噛合させている。

【0008】

一方、上記第二の伝達軸 17 の他端部（図 6 の右端部）に固設した太陽歯車 16 b の周囲に設けた第二のキャリア 22 に遊星歯車素子 23 a、23 b を、回転自在に支持している。尚、この第二のキャリア 22 は、上記入力軸 1 及び第二の伝達軸 17 と同心に配置された、出力軸 24 の基端部（図 6 の左端部）に固設されている。又、上記各遊星歯車素子 23 a、23 b は、互いに噛合すると共に、一方の遊星歯車素子 23 a を上記太陽歯車 16 b に、他方の遊星歯車素子 23 b を、上記第二のキャリア 22 の周囲に回転自在に設けた第二のリング歯車 25 に、それぞれ噛合させている。又、上記リング歯車 21 と上記第二のキャリア 22 とを低速用クラッチ 26 により係脱自在とすると共に、上記第二のリング歯車 25 とハウジング等の固定の部分とを、高速用クラッチ 27 により係脱自在としている。

10

【0009】

上述の様な、図 6 に示した無段変速装置の場合、上記低速用クラッチ 26 を接続すると共に上記高速用クラッチ 27 の接続を断った、所謂低速モード状態では、上記入力軸 1 の動力が上記リング歯車 21 を介して上記出力軸 24 に伝えられる。そして、前記トロイダル型無段変速ユニット 11 の変速比を変える事により、無段変速装置全体としての変速比、即ち、上記入力軸 1 と上記出力軸 24 との間の変速比が変化する。この様な低速モード状態では、無段変速装置全体としての変速比は、無限大に変化する。即ち、上記トロイダル型無段変速ユニット 11 の変速比を調節する事により、上記入力軸 1 を回転させた状態のまま上記出力軸 24 の回転状態を、停止状態を挟んで、正転、逆転の変換自在となる。

20

【0010】

尚、この様な低速モード状態での加速若しくは定速走行時に、上記トロイダル型無段変速ユニット 11 を通過するトルクは、上記入力軸 1 からキャリア 13 及び第一の伝達軸 15 と太陽歯車 19 と中空回転軸 18 とを介して出力側ディスク 5 a に加わり、更にこの出力側ディスク 5 a から各パワーローラ 6、6 を介して各入力側ディスク 2、2 に加わる。即ち、加速若しくは定速走行時に上記トロイダル型無段変速ユニット 11 を通過するトルクは、上記各入力側ディスク 2、2 が上記各パワーローラ 6、6 からトルクを受ける方向に循環する。

30

【0011】

これに対して、上記低速用クラッチ 26 の接続を断ち、上記高速用クラッチ 27 を接続した、所謂高速モード状態では、上記入力軸 1 の動力が上記第一、第二の伝達軸 15、17 を介して上記出力軸 24 に伝えられる。そして、上記トロイダル型無段変速ユニット 11 の変速比を変える事により、無段変速装置全体としての変速比が変化する。この場合には、上記トロイダル型無段変速ユニット 11 の変速比を大きくする程、無段変速装置全体としての変速比が大きくなる。

40

尚、この様な高速モード状態での加速若しくは定速走行時に、上記トロイダル型無段変速ユニット 11 を通過するトルクは、各入力側ディスク 2、2 が各パワーローラ 8、8 にトルクを付加する方向に加わる。

【0012】

図 7 は、上記トロイダル型無段変速ユニット 11 の変速比（左縦軸）と、無段変速装置全体としての変速比（横軸）と、このトロイダル型無段変速ユニット 11 を通過するトルク（右縦軸）との関係の 1 例を示している。上記図 7 のうちの実線 a は上記トロイダル型無

50

段変速ユニット11の変速比と無段変速装置全体としての変速比との関係を、破線bは無段変速装置全体としての変速比と上記トルクとの関係を、それぞれ示している。尚、この無段変速装置全体としての変速比は、入力軸が $3400\text{min}^{-1}$ で回転すると仮定した場合に於ける車速として、上記トルクは、入力軸に加わるトルクが $450\text{N}\cdot\text{m}$ の一定値であると仮定した場合での値として、それぞれ示している。但し、無段変速装置全体としての変速比の絶対値が大きい(車速の絶対値が小さい)場合には、エンジンの出力制御を行なって、上記入力軸に加わるトルクを低く抑える様にしている。

【0013】

【特許文献1】

特開平6-174033号公報

10

【特許文献2】

特開2000-220719号公報

【特許文献3】

特開2002-139124号公報

【特許文献4】

米国特許第5607372号明細書

【特許文献5】

米国特許第6099431号明細書

【0014】

【発明が解決しようとする課題】

20

特許文献1~5に記載される等により従来から知られている無段変速装置に関する発明は、この無段変速装置の基本構造に関するものであって、実際に自動車用自動変速機を構成する場合に就いて考慮した、具体的なものではない。これに対して、上記無段変速装置を実際に自動車用自動変速機として使用する場合に就いて考慮した場合には、十分な耐久性を確保する為に、遊星歯車式変速ユニット12の構造を工夫する必要がある。この点に就いて、以下に説明する。

【0015】

先ず第一に、上記無段変速装置に組み込む遊星歯車式変速ユニット12の場合、各遊星歯車素子14a、14b、20、23a、23bの回転速度が、一般的な遊星歯車式の自動変速機を構成する遊星歯車素子の場合に比べて相当に早くなる。即ち、上記無段変速装置に組み込む遊星歯車式変速ユニット12の場合、太陽歯車16a(16b)とキャリア13(第二のキャリア22)とが逆方向に回転する。この事は、このキャリア13に支持された各遊星歯車素子14a、14b、20の回転速度が早くなる原因となる。上記遊星歯車式の自動変速機を構成する遊星歯車素子の場合、遊星歯車素子の回転速度は、一般的には $5000\text{min}^{-1}$ 程度、特殊な場合でも $10000\text{min}^{-1}$ 程度が限度であるが、上記無段変速装置に組み込む遊星歯車式変速ユニット12の場合、上記各遊星歯車素子14a、14b、20の回転速度は $20000\text{min}^{-1}$ を越える場合もある。従って、それだけでも、これら各遊星歯車素子14a、14b、20を支持する為のラジアルニードル軸受の耐久性が1/2以下になる。

30

【0016】

40

しかも、上記無段変速装置の運転時に上記各遊星歯車素子14a、14b、20には、上記太陽歯車16a、16b及びリング歯車21との噛合に基づくラジアル荷重が加わる。上記各遊星歯車素子14a、14b、20の配置を工夫しない限り、このラジアル荷重が相当に大きくなり、上記ラジアルニードル軸受の耐久性を過度に低下させてしまう。即ち、上記無段変速装置を自動車用の無段変速機として使用する場合、そのケーシングは、車体のフロアパネルに設けたフロアトンネル内に組み込める大きさにする必要がある。従って、上記リング歯車21の直径をあまり大きくできず、このリング歯車21の内周面と上記太陽歯車16aの外周面との間の環状空間の幅(径方向寸法)を大きくできない。従って、この環状空間内に、ダブルピニオン型の遊星歯車を構成する為の遊星歯車素子14a、14bを配置するには、これら各遊星歯車素子14a、14bをそれぞれの周囲に支持

50

する遊星支持軸を、上記環状空間の周方向に関してずらせて配置する必要がある。この様に遊星支持軸をずらせて配置した場合、配置状態を工夫しない限り、各噛合部から上記各遊星歯車素子 14 a、14 b に加わるラジアル荷重が足し合わされて、上記ラジアルニードル軸受の負荷が大きくなり、このラジアルニードル軸受の耐久性が損なわれる。

本発明の無段変速装置は、このような事情に鑑みて発明したものである。

【0017】

【課題を解決するための手段】

本発明の無段変速装置は、前述した従来から知られている無段変速機と同様に、互いに同心に配置した入力軸と出力軸との間にトロイダル型無段変速ユニットと遊星歯車式変速ユニットとを、これら入力軸及び出力軸と同軸に配置すると共に、互いの間での動力の伝達を行なわせる状態に組み合わせて成る。

10

特に、本発明の無段変速装置に於いては、上記遊星歯車式変速ユニットは、太陽歯車とリング歯車との間に配置する複数の遊星歯車が、互いに噛合した第一、第二の遊星歯車素子により構成され、このうちの第一の遊星歯車素子を上記太陽歯車に、上記第二の遊星歯車素子を上記リング歯車に、それぞれ噛合させたダブルピニオン型である。

そして、これら第一、第二の遊星歯車素子をそれぞれの周囲に支持する第一、第二の遊星支持軸のうち、上記第一の遊星歯車素子を支持する為の第一の遊星支持軸を上記第二の遊星歯車素子を支持する為の第二の遊星支持軸よりも、上記入力軸の回転方向に関して前側（上記太陽歯車の回転方向に関して後側）に位相をずらせて配置している。

【0018】

20

【作用】

上述の様に構成する本発明の無段変速装置によれば、第一、第二の各遊星歯車素子同士の噛合部、並びにこれら第一、第二の各遊星歯車素子と太陽歯車又はリング歯車との噛合部からこれら各遊星歯車素子に加わるラジアル荷重を互いに相殺する事ができる。この為、これら各遊星歯車素子を支持するラジアルニードル軸受の負荷を小さくして、これら各ラジアルニードル軸受の耐久性の確保を図れる。

【0019】

【発明の実施の形態】

図1～3は、本発明の実施の形態の1例を示している。本例の無段変速装置は、トロイダル型無段変速ユニット11aと、第一～第三の遊星歯車式変速ユニット28～30とを組み合わせて成り、入力軸31と出力軸24aとを有する。図示の例では、これら入力軸31と出力軸24aとの間に伝達軸32を、これら両軸31、24aと同心に、且つ、これら両軸31、24aに対する相対回転を自在に設けている。そして、上記第一、第二の遊星歯車式変速ユニット28、29を上記入力軸31と上記伝達軸32との間に掛け渡す状態で、上記第三の遊星歯車式変速ユニット30をこの伝達軸32と上記出力軸24aとの間に掛け渡す状態で、それぞれ設けている。

30

【0020】

このうちのトロイダル型無段変速ユニット11aは、1対の入力側ディスク2a、2bと、一体型の出力側ディスク5bと、複数のパワーローラ6、6（図5、6参照）とを備える。そして、請求項2に記載した外側ディスクに相当する上記1対の入力側ディスク2a、2bは、請求項2に記載した第一の回転軸に相当する上記入力軸31を介して互いに同心に、且つ、同期した回転を自在として結合されている。又、請求項2に記載した内側ディスクに相当する上記出力側ディスク5bは、上記両入力側ディスク2a、2b同士の間に、これら両入力側ディスク2a、2bと同心に、且つ、これら両入力側ディスク2a、2bに対する相対回転を自在として支持されている。更に、上記各パワーローラ6、6は、上記出力側ディスク5bの軸方向両側面と上記両入力側ディスク2a、2bの軸方向片側面との間に、それぞれ複数個ずつ挟持されている。そして、これら両入力側ディスク2a、2bの回転に伴って回転しつつ、これら両入力側ディスク2a、2bから上記出力側ディスク5bに動力を伝達する。

40

【0021】

50

又、本例の場合には、上記出力側ディスク 5 b の軸方向両端部を、1 対のスラストアンギュラ玉軸受 3 3、3 3 により、回転自在に支持している。この為には本例の場合には、各トラニオン 7、7 (図 5 参照) の両端部を支持する為の支持板 3 4 a、3 4 b を支持する為にケーシング 5 7 の内面に固設した支持ポスト 3 5 a、3 5 b の構造を工夫している。即ち、前記入力軸 3 1 を挟んで径方向反対側に、互いに同心に設けられた、各キャビティ毎に 1 対ずつの支持ポスト 3 5 a、3 5 b を、円環状の保持環 3 6 により連結している。上記入力軸 3 1 は、この保持環 3 6 の内側を挿通している。そして、各キャビティ毎に設けたこれら各保持環 3 6、3 6 と、上記出力側ディスク 5 b の軸方向両端面、即ち、この出力側ディスク 5 b の両側面に設けた出力側面 3 7、3 7 よりも内径側部分との間に、上記各スラストアンギュラ玉軸受 3 3、3 3 を設けている。そして、上記出力側ディスク 5 b を、各キャビティ内に設けた上記各保持環 3 6、3 6 同士の間、径方向及び軸方向に関する位置決めを図った状態で、回転自在に支持している。

10

#### 【0022】

又、図示の無段変速装置の場合、上記入力軸 3 1 の基端部 (図 1 の左端部) を図示しないエンジンのクランクシャフトに、トーシヨダンパ 3 8 を介して結合し、このクランクシャフトにより上記入力軸 3 1 を回転駆動するようにしている。又、前記両入力側ディスク 2 a、2 b の軸方向片側面及び上記出力側ディスク 5 b の両側面と上記各パワーローラ 6、6 の周面との転がり接触部 (トラクション部) に適正な面圧を付与する為の押圧装置 1 0 a として、油圧式のものを使用している。又、上記入力軸 3 1 の基端部周囲にはギヤポンプ 3 9 を設けて、上記押圧装置 1 0 a 及び変速の為にトラニオン 7、7 を変位させる為の油圧式のアクチュエータ (図示省略)、並びに後述する低速用クラッチ 2 6 a 及び高速用クラッチ 2 7 a を断接させる為の油圧シリンダに圧油を供給自在としている。

20

#### 【0023】

又、上記出力側ディスク 5 b に中空回転軸 1 8 a の基端部 (図 1 の左端部) をスプライン係合させている。そして、この中空回転軸 1 8 a を、エンジンから遠い側 (図 1 の右側) の入力側ディスク 2 b の内側に挿通して、上記出力側ディスク 5 b の回転力を取り出し自在としている。更に、上記中空回転軸 1 8 a の先端部 (図 1 の右端部) で上記入力側ディスク 2 b の外側面から突出した部分に、前記第一の遊星歯車式変速ユニット 2 8 を構成する為の、第一の太陽歯車 4 0 を固設している。

30

#### 【0024】

一方、上記入力軸 3 1 の先端部 (図 1 の右端部) で上記中空回転軸 1 8 a から突出した部分と上記入力側ディスク 2 b との間に、請求項 2 に記載したキャリアに相当する第一のキャリア 4 1 を掛け渡す様に設けて、この入力側ディスク 2 b と上記入力軸 3 1 とが、互いに同期して回転するようにしている。そして、上記第一のキャリア 4 1 の軸方向両側面の円周方向等間隔位置 (一般的には 3 ~ 4 個所位置) に、それぞれがダブルピニオン型である前記第一、第二の遊星歯車式変速ユニット 2 8、2 9 を構成する為の第一 ~ 第三の遊星歯車素子 4 2 ~ 4 4 を、回転自在に支持している。更に、上記第一のキャリア 4 1 の片半部 (図 1 ~ 2 の右半部) 周囲に第一のリング歯車 4 5 を、回転自在に支持している。上記第一のキャリア 4 1 に対し上記各遊星歯車素子 4 2 ~ 4 4 を回転自在に支持する為、この第一のキャリア 4 1 の軸方向両側面に第一 ~ 第三の遊星支持軸 4 7 ~ 4 9 を設けている。そして、これら各遊星支持軸 4 7 ~ 4 9 の周囲に上記各遊星歯車素子 4 2 ~ 4 4 を、ラジアルニードル軸受 5 0 を介して、回転自在に支持している。尚、これら各遊星歯車素子 4 2 ~ 4 4 の軸方向両端面と相手面との間には、それぞれスラストニードル軸受 5 6、5 6 を設けて、それぞれがはすば歯車である、上記各遊星歯車素子 4 2 ~ 4 4 に加わるスラスト荷重を支承自在としている。

40

#### 【0025】

上記各遊星歯車素子 4 2 ~ 4 4 のうち、前記トロイダル型無段変速ユニット 1 1 a 寄り (図 1 の左寄り) で上記第一のキャリア 4 1 の径方向に関して内側に設けた、請求項 2 に記載した第一の遊星歯車を構成する第一の遊星歯車素子 4 2 は、上記第一の遊星支持軸 4 7 に支持された状態で、図 1、2 に示す様に、上記第一の太陽歯車 4 0 に噛合している。又

50

、上記トロイダル型無段変速ユニット 11 a から遠い側（図 1 の右側）で上記第一のキャリア 41 の径方向に関して内側に設けた、請求項 2 に記載した第二の遊星歯車を構成する第三の遊星歯車素子 44 は、上記第三の遊星支持軸 49 に支持された状態で、図 1、3 に示す様に、前記伝達軸 32 の基端部（図 1 の左端部）に固設した第二の太陽歯車 46 に噛合している。又、上記第一のキャリア 41 の径方向に関して外側に設けた、請求項 2 に記載した第一、第二の遊星歯車を構成する残りの第二の遊星歯車素子 43 は、上記内側に設けた遊星歯車素子 42、43 よりも軸方向寸法を大きくして、上記第二の遊星支持軸 48 に支持された状態で、図 1 ~ 3 に示す様に、これら両歯車 42、43 に噛合させている。従って、この第二の遊星歯車素子 43 は、請求項 2 に記載した第二の遊星歯車素子及び第四の遊星歯車素子に相当する。又、上記第三の遊星支持軸 49 は、請求項 2 に記載した第二の遊星支持軸及び第四の遊星支持軸に相当する。そして、上記残りの遊星歯車素子 43 と請求項 2 に記載したリング歯車に相当する上記第一のリング歯車 45 とを、図 1、3 に示す様に噛合させている。

10

**【0026】**

特に、本例の無段変速装置の場合には、上記各第一～第三の遊星歯車素子 42～44 の配設方向を、前記入力軸 31 の回転方向との関係で規制し、後述する高速モード時に、上記各遊星歯車素子 42～44 に加わるラジアル荷重が過大にならない様にしている。

先ず、第一の遊星歯車式変速ユニット 28 を構成する第一、第二の遊星歯車素子 42、43 に就いて、図 2 により説明する。本例の場合、上記入力軸 31 は図 1 の左端部に矢印イで示す様に、同図の左方から見た場合に時計方向に回転し、前記各入力側ディスク 2a、2b も同方向に回転する。そして、前記第一の太陽歯車 40 は、前記出力側ディスク 5b と共に、図 2 の反時計方向に回転する。この様な場合に、上記第一の遊星歯車素子 42 を支持する為の第一の遊星支持軸 47 を上記第二の遊星歯車素子 43 を支持する為の第二の遊星支持軸 48 よりも、上記入力軸 31 の回転方向に関して前側（上記第一の太陽歯車 40 の回転方向に関して後側）に位相をずらせて配置している。

20

**【0027】**

即ち、本例の無段変速装置の場合には、各部の回転方向を適切に規制する為に、第一～第三の遊星歯車式変速ユニット 28～30 を何れもダブルピニオン型とした構造で、各遊星歯車素子の強度を確保すると共に回転速度を抑えるべく、これら各遊星歯車素子の直径を確保する為に、これら各遊星歯車素子を円周方向にずらせて配置している。本例の場合、

30

上記第一の遊星歯車素子 42 を支持する為の第一の遊星支持軸 47 を上記第二の遊星歯車素子 43 を支持する為の第二の遊星支持軸 48 よりも、上記入力軸 31 の回転方向に関して前側に、上記第一の太陽歯車 40 の回転方向に関して後側に、配置している。又、上記第二の遊星歯車式変速ユニット 29 に関しても、図 3 に示す様に、第二、第三の遊星歯車素子 43、44 を、上記第一の遊星歯車式変速ユニット 28 を構成する第一、第二の遊星歯車素子 42、43 と同方向に位相をずらせた状態で配置している。

**【0028】**

一方、前記第三の遊星歯車式変速ユニット 30 を構成する為の第二のキャリア 51 を、前記出力軸 24 a の基端部（図 1 の左端部）に結合固定している。そして、この第二のキャリア 51 と上記第一のリング歯車 45 とを、前記低速用クラッチ 26 a を介して結合している。又、上記伝達軸 32 の先端寄り（図 1 の右端寄り）部分に第三の太陽歯車 52 を、スプライン係合等により固設している。又、この第三の太陽歯車 52 の周囲に、第二のリング歯車 53 を配置し、この第二のリング歯車 53 と前記ケーシング 57 等の固定の部分との間に、前記高速用クラッチ 27 a を設けている。更に、上記第二のリング歯車 53 と上記第三の太陽歯車 52 との間に配置した複数組の遊星歯車素子 54、55 を、上記第二のキャリア 51 に回転自在に支持している。これら各遊星歯車素子 54、55 は、互いに噛合すると共に、上記第二のキャリア 51 の径方向に関して内側に設けた遊星歯車素子 54 を上記第三の太陽歯車 52 に、同じく外側に設けた遊星歯車素子 55 を上記第二のリング歯車 53 に、それぞれ噛合している。

40

**【0029】**

50

上述の様に構成する本例の無段変速装置の場合、前記入力軸 3 1 から 1 対の入力側ディスク 2 a、2 b、各パワーローラ 6、6 を介して一体型の出力側ディスク 5 b に伝わった動力は、前記中空回転軸 1 8 a を通じて取り出される。そして、前記低速用クラッチ 2 6 a を接続し、前記高速用クラッチ 2 7 a の接続を断つた低速モード状態では、前記トロイダル型無段変速ユニット 1 1 a の変速比を変える事により、上記入力軸 3 1 の回転速度を一定にしたまま、前記出力軸 2 4 a の回転速度を、停止状態を挟んで正転、逆転に変換自在となる。

#### 【0030】

即ち、この状態では、上記入力軸 3 1 から上記出力軸 2 4 a に向けて、図 1 の実線矢印 x で示す様に動力が送られ、上記入力軸 3 1 と共に正方向に回転する第一のキャリア 4 1 と、上記中空回転軸 1 8 a と共に逆方向に回転する前記第一の太陽歯車 4 0 との差動成分が、前記第一のリング歯車 4 5 から、前記低速用クラッチ 2 6 a、前記第二のキャリア 5 1 を介して、上記出力軸 2 4 a に伝達される。この状態では、上記トロイダル型無段変速ユニット 1 1 a の変速比を所定値にする事で上記出力軸 2 4 a を停止させられる他、このトロイダル型無段変速ユニット 1 1 a の変速比を上記所定値から増速側に变化させる事により上記出力軸 2 4 a を、車両を後退させる方向に回転させられる。これに対して、上記トロイダル型無段変速ユニット 1 1 a の変速比を上記所定値から減速側に变化させる事により上記出力軸 2 4 a を、車両を前進させる方向に回転させられる。

#### 【0031】

更に、上記低速用クラッチ 2 6 a の接続を断ち、上記高速用クラッチ 2 7 a を接続した高速モード状態では、図 1 の実線矢印 y で示す様に動力が送られ、上記出力軸 2 4 a を、車両を前進させる方向に回転させる。即ち、この状態では、上記入力軸 3 1 と共に正方向に回転する第一のキャリア 4 1 と、上記中空回転軸 1 8 a と共に逆方向に回転する前記第一の太陽歯車 4 0 との差動成分に応じて回転する、前記第一の遊星歯車式変速ユニット 2 8 の第一の遊星歯車素子 4 2 の回転が、第二の遊星歯車素子 4 3 を介して、前記第二の遊星歯車式変速ユニット 2 9 の第三の遊星歯車素子 4 4 に伝わり、前記第二の太陽歯車 4 6 を介して、前記伝達軸 3 2 を回転させる。そして、この伝達軸 3 2 の先端部に設けた第三の太陽歯車 5 2 と、この第三の太陽歯車 5 2 と共に前記第三の遊星歯車式変速ユニット 3 0 を構成する第二のリング歯車 5 3 及び遊星歯車素子 5 4、5 5 との噛合に基づき、前記第二のキャリア 5 1 及びこの第二のキャリア 5 1 に結合した上記出力軸 2 4 a を、前進方向に回転させる。この状態では、上記トロイダル型無段変速ユニット 1 1 a の変速比を増速側に变化させる程、上記出力軸 2 4 a の回転速度を速くできる。

#### 【0032】

この様な高速モード状態では、上記第一の遊星歯車式変速ユニット 2 8 を構成する第一、第二の各遊星歯車素子 4 2、4 3 同士の噛合部、並びにこれら第一、第二の各遊星歯車素子 4 2、4 3 と第一の太陽歯車 4 0 又は第一のリング歯車 4 5 との噛合部からこれら第一、第二の遊星歯車素子 4 2、4 3 に加わるラジアル荷重を互いに相殺する事ができる。この為、これら第一、第二の遊星歯車素子 4 2、4 3 を支持するラジアルニードル軸受 5 0、5 0 の負荷を小さくして、これら各ラジアルニードル軸受 5 0、5 0 の耐久性の確保を図れる。この点に就いて、図 4 により説明する。

#### 【0033】

上記高速モード時には、第一のキャリア 4 1 (図 1 ~ 3) に支持された上記第一、第二の遊星歯車素子 4 2、4 3 及び上記第一の太陽歯車 4 0 が駆動側となり、上記第一のリング歯車 4 5 が被駆動側となる。この状態で、図 4 (A) に示す様に、上記第一のキャリア 4 1 が時計方向に、上記第一の太陽歯車 4 0 が反時計方向に、それぞれ駆動され、上記第一のリング歯車 4 5 が時計方向に回転すると、上記各噛合部に、動力の伝達に基づく作用、反作用により、或は傾斜面同士の噛合に基づく径方向の反力により、上記第一の遊星歯車素子 4 2 に、図 4 (A) に矢印  $a_1$  ~  $a_4$  に示す方向の力が加わる。このうち、上記第一の太陽歯車 4 0 から上記第一の遊星歯車素子 4 2 に加わる矢印  $a_1$  方向の力と、上記第一、第二の遊星歯車素子 4 2、4 3 同士の噛合部からこのうちの第一の遊星歯車素子

42の径方向に加わる矢印 $a_2$  方向の力とが、互いに相殺し合う。又、上記第一の太陽歯車40と上記第一の遊星歯車素子42との噛合部からこのうちの第一の遊星歯車素子42の径方向に加わる矢印 $a_3$  方向の力と、上記第一、第二の遊星歯車素子42、43同士の噛合部からこの噛合部の接線方向に加わる矢印 $a_4$  方向の力とが互いに相殺し合う。この為、上記高速モード時に上記第一の遊星歯車素子42に加わるラジアル荷重を小さく抑える事ができて、この第一の遊星歯車素子42を前記第一の遊星支持軸47に対し支持する為のラジアルニードル軸受50の耐久性を確保できる。

【0034】

これに対して、本発明とは逆に、図4(B)に示す様に、第一の遊星歯車素子42を第二の遊星歯車素子43よりも、入力軸31の回転方向に関して後側に、上記第一の太陽歯車40の回転方向に関して前側に、配置すると、上記第一の遊星歯車素子42に加わるラジアル荷重が大きくなる。即ち、上記両素子42、43を図4(B)に示す様に配置すると、上記高速モード状態で上記第一の遊星歯車素子42に矢印 $b_1 \sim b_4$  に示す方向の力が足し合わされる。この結果、この第一の遊星歯車素子42に加わるラジアル荷重が大きくなり、この第一の遊星歯車素子42を第一の遊星支持軸47に対し支持する為のラジアルニードル軸受50の耐久性確保が難しくなる。

10

【0035】

尚、第二の遊星歯車式変速ユニット29に関しては、上記第一の遊星歯車式変速ユニット28と同様に考える事ができる。即ち、前述の図3に示す様に、第二、第三の遊星歯車素子43、44を、上記第一の遊星歯車式変速ユニット28を構成する第一、第二の遊星歯車素子42、43と同方向に位相をずらせる。上記両素子43、44をこの様に配置する事で、前記第一のキャリア41の内径側に設けた第三の遊星歯車素子44に大きなラジアル荷重が加わる事を防止して、この第三の遊星歯車素子44を前記第三の遊星支持軸49に支持する為のラジアルニードル軸受50の耐久性を確保できる。

20

【0036】

又、上記第一、第二の遊星歯車式変速ユニット28、29を構成する第二の遊星歯車素子43に関しては、次の様な理由により、大きなラジアル荷重が加わる事はない。高速モード状態では、上記第二の遊星歯車素子43と、第一、第三の遊星歯車素子42、44との噛合に基づいて上記第二の遊星歯車素子43に加わるラジアル方向の力は、次の1

30

1 上記第一、第三の遊星歯車素子42、44との噛合部での動力伝達に基づいて、各噛合部の接線方向に加わる力。

2 傾斜面同士の係合に基づき、同じく径方向に加わる力。

【0037】

このうちの1の力は、上記第一の遊星歯車素子42との噛合部と、上記第三の遊星歯車素子44との噛合部とで、互いに逆方向に加わる。この為、これら両噛合部で上記第二の遊星歯車素子43に加わる力が互いに相殺する。又、上記2の力は上記両噛合部で発生する力が足し合わされるが、この2の力は小さいので、特に問題とはならない。

【0038】

上述の様に本例の無段変速装置によれば、高速モード状態で、第一、第二、第三の各遊星歯車素子42、43、44同士の噛合部、並びにこれら各遊星歯車素子42、43、44と第一、第二の太陽歯車40、46又は第一のリング歯車45との噛合部から上記各遊星歯車素子42、43、44に加わるラジアル荷重を互いに相殺する事ができる。この為、これら各遊星歯車素子42、43、44を支持するラジアルニードル軸受50、50の負荷を小さくして、これら各ラジアルニードル軸受50、50の耐久性の確保を図れる。

40

【0039】

尚、本例の無段変速装置の運転時、前記低速モードの状態では、上記第一、第三の各遊星歯車素子42、44に関して、各噛合部から加わるラジアル荷重が足し合わされる。この結果、これら各遊星歯車素子42、44を支承したラジアルニードル軸受50、50に加わる荷重が大きくなる。但し、本例の無段変速装置の場合、上記低速モードで運転される

50

頻度は上記高速モードで運転される頻度比べて遥かに低い。従って、高速モード状態で上記各ラジアルニードル軸受50、50に加わるラジアル荷重を低く抑えれば、低速モード状態でこれら各ラジアルニードル軸受50、50に加わるラジアル荷重が高くなってても、全体としてこれら各ラジアルニードル軸受50、50の耐久性向上を図れる。

#### 【0040】

但し、上記低速モード状態での運転を考慮した場合、上記第一の太陽歯車40を含む、前記第一の遊星歯車式変速ユニット28の構造を工夫して、この第一の太陽歯車40と前記第一のキャリア41との干渉を防止する事が好ましい。即ち、上記低速モード状態での運転時には前記トロイダル型無段変速ユニット11aを通過するトルクが非常に大きくなり、その結果、前記押圧装置10aが発生する推力が非常に大きくなる。そして、この推力に基づいて前記入力軸31が図1の左方に引かれ、この入力軸31の先端部(図1の右端部)に支持した上記第一のキャリア41が、前記出力側ディスク5bに近づく方向に変位する。これに対して、この出力側ディスク5b及び前記中空回転軸18aを介してこの出力側ディスク5bに結合された上記第一の太陽歯車40の軸方向位置は変化しない。この為、この第一の太陽歯車40と上記第一のキャリア41との間の隙間を大きくしない限り、上記低速モード状態での運転時に、これら第一の太陽歯車40と上記第一のキャリア41とが干渉する可能性がある。但し、上記隙間を大きくする事は、無段変速装置の大型化を招く為に好ましくない。

10

#### 【0041】

一方、上記第一の太陽歯車40を含め、第一の遊星歯車式変速ユニット28(及び第二、第三の遊星歯車式変速ユニット29、30)を構成する歯車は、運転時の騒音低減の為に、はすば歯車としている。そこで、上記第一の太陽歯車40を含め、第一の遊星歯車式変速ユニット28を構成する歯車のはすばの傾斜方向を規制する事により、上記第一の太陽歯車40と前記第一の遊星歯車素子42との噛合部で、この第一の太陽歯車40を上記出力側ディスク5bに向け押し付ける方向のスラスト力を発生させる。そして、このスラスト力によって上記第一の太陽歯車40を、上記出力側ディスク5bと上記中空回転軸18aとの組み付け隙間分だけ、上記第一の太陽歯車40を上記第一のキャリア41から遠ざける。この結果、これら第一の太陽歯車40と第一のキャリア41との間の隙間を小さくしても、これら第一の太陽歯車40と第一のキャリア41とが干渉しにくくして、無段変速装置の小型化を図れる。

20

30

#### 【0042】

##### 【発明の効果】

本発明は、以上に述べた通り構成され作用するので、特にコストを上昇させたり、大型化する事なく、無段変速装置の耐久性向上を図れる。

##### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施の形態の1例を示す断面図。

【図2】図1の略A-A断面図。

【図3】同略B-B断面図。

【図4】遊星歯車素子に加わるラジアル荷重を低くできる理由を説明する為の部分略断面図。

40

【図5】従来から知られているトロイダル型無段変速ユニットの1例を示す断面図。

【図6】従来から知られている無段変速装置の1例を示す略断面図。

【図7】無段変速装置全体としての変速比(車速)と、トロイダル型無段変速ユニットの変速比及びこのトロイダル型無段変速ユニットを通過するトルクとの関係を示す線図。

##### 【符号の説明】

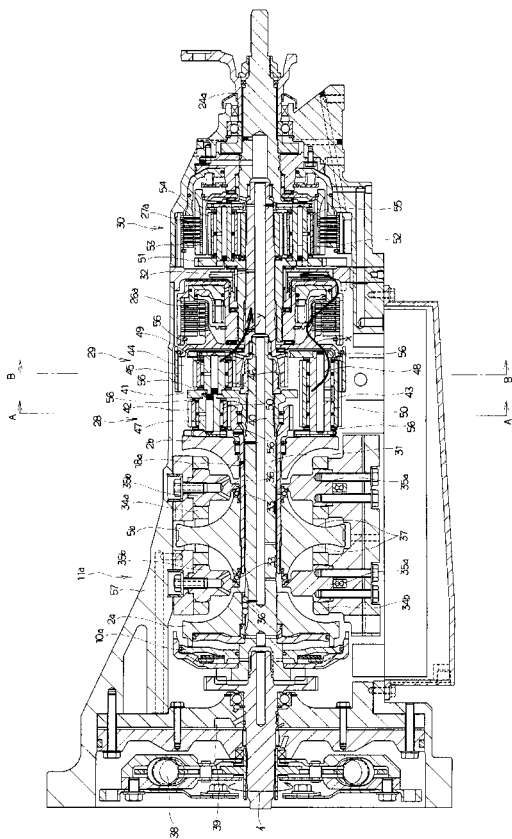
- 1 入力軸
- 2、2a、2b 入力側ディスク
- 3 ボールスプライン
- 4 出力歯車
- 5、5a、5b 出力側ディスク

50

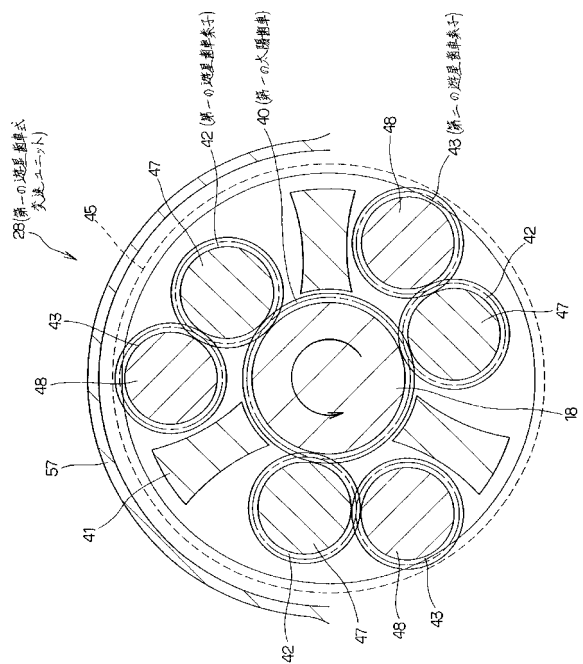
6	パワーローラ	
7	トラニオン	
8	支持軸	
9	駆動軸	
10、10a	押圧装置	
11、11a	トロイダル型無段変速ユニット	
12	遊星歯車式変速ユニット	
13	キャリア	
14a、14b	遊星歯車素子	
15	第一の伝達軸	10
16a、16b	太陽歯車	
17	第二の伝達軸	
18、18a	中空回転軸	
19	太陽歯車	
20	遊星歯車素子	
21	リング歯車	
22	第二のキャリア	
23a、23b	遊星歯車素子	
24、24a	出力軸	
25	第二のリング歯車	20
26、26a	低速用クラッチ	
27、27a	高速用クラッチ	
28	第一の遊星歯車式変速ユニット	
29	第二の遊星歯車式変速ユニット	
30	第三の遊星歯車式変速ユニット	
31	入力軸	
32	伝達軸	
33	スラストアンギュラ玉軸受	
34a、34b	支持板	
35a、35b	支持ポスト	30
36	保持環	
37	出力側面	
38	トーションダンパ	
39	ギヤポンプ	
40	第一の太陽歯車	
41	第一のキャリア	
42	第一の遊星歯車素子	
43	第二の遊星歯車素子	
44	第三の遊星歯車素子	
45	第一のリング歯車	40
46	第二の太陽歯車	
47	第一の遊星支持軸	
48	第二の遊星支持軸	
49	第三の遊星支持軸	
50	ラジアルニードル軸受	
51	第二のキャリア	
52	第三の太陽歯車	
53	第二のリング歯車	
54	遊星歯車素子	
55	遊星歯車素子	50

5 6 スラストニードル軸受  
5 7 ケーシング

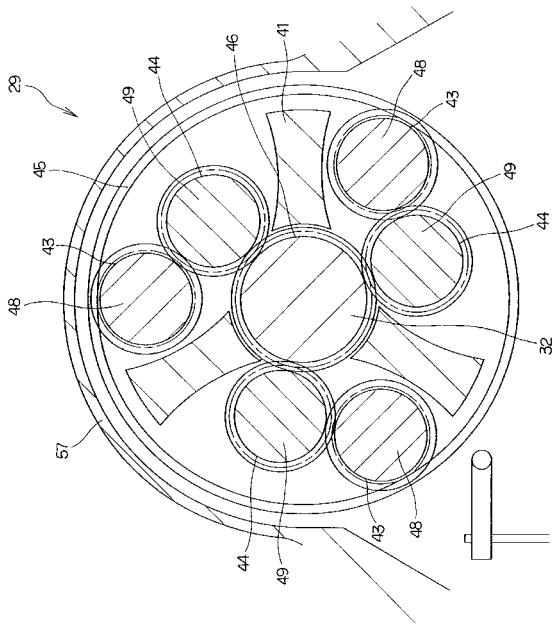
【 図 1 】



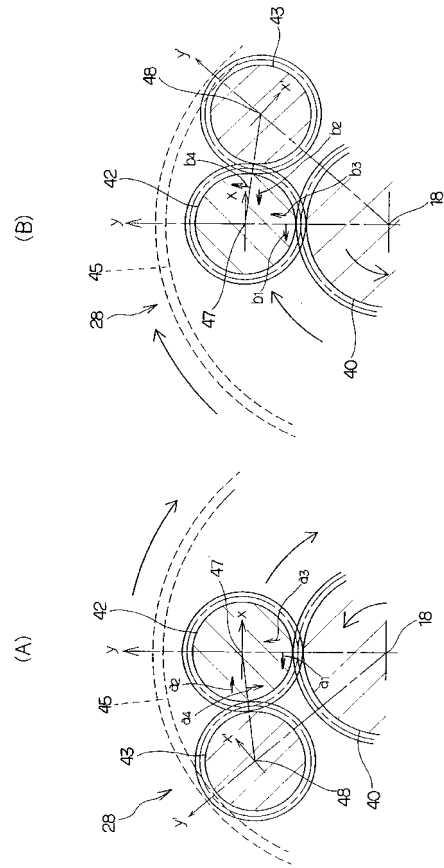
【 図 2 】



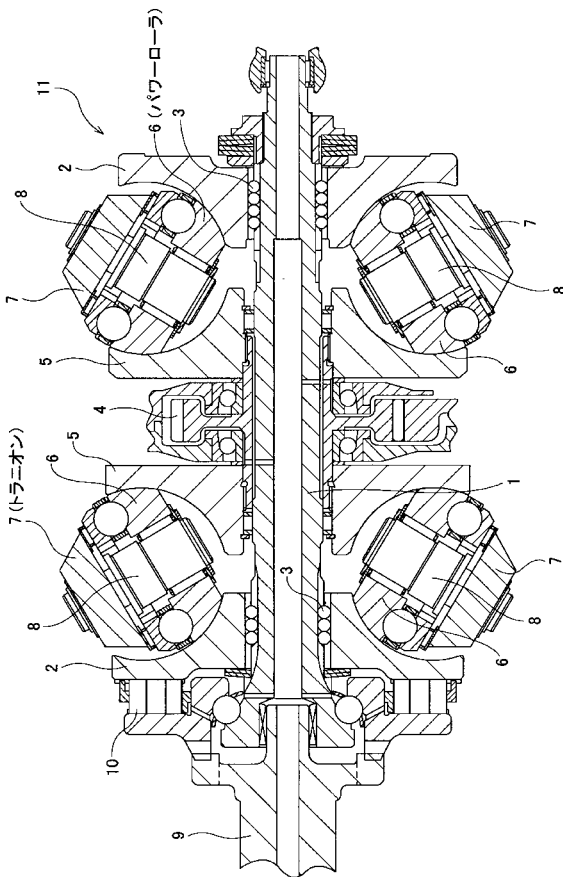
【 図 3 】



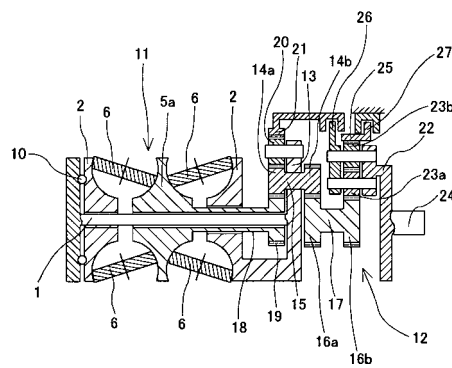
【 図 4 】



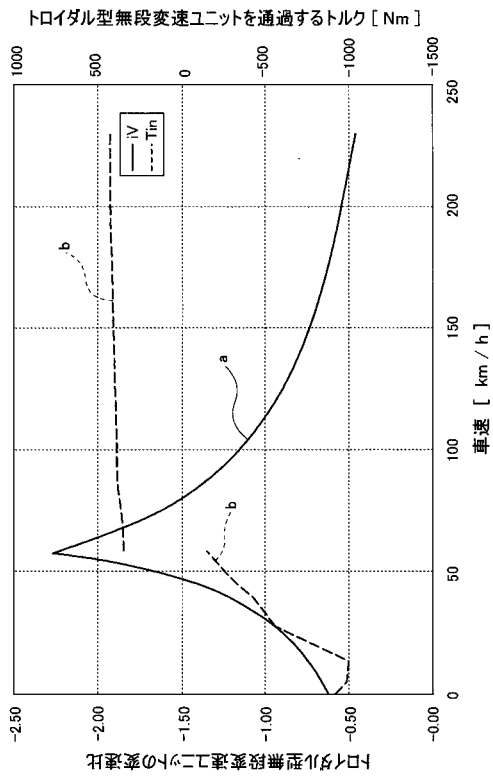
【 図 5 】



【 図 6 】



【 図 7 】



---

フロントページの続き

(72)発明者 大浦 行雄

神奈川県藤沢市鵜沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内

Fターム(参考) 3J028 EA28 EB10 EB13 EB33 EB50 EB62 FB03 FC16 FC25 FC62  
FD18 GA02  
3J051 AA03 BA03 BD02 BE09  
3J062 AA02 AA12 AA18 AB06 AB16 AB35 BA12 BA16 CG06 CG15  
CG38 CG52 CG82