

(19) 日本国特許庁(JP)

## (12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第3870594号  
(P3870594)

(45) 発行日 平成19年1月17日(2007.1.17)

(24) 登録日 平成18年10月27日(2006.10.27)

(51) Int.C1.

F 1

F 16H 15/38 (2006.01)  
F 16C 33/34 (2006.01)F 16H 15/38  
F 16C 33/34

請求項の数 1 (全 18 頁)

(21) 出願番号 特願平11-11968  
 (22) 出願日 平成11年1月20日(1999.1.20)  
 (65) 公開番号 特開2000-205362(P2000-205362A)  
 (43) 公開日 平成12年7月25日(2000.7.25)  
 審査請求日 平成17年1月24日(2005.1.24)

(73) 特許権者 000004204  
 日本精工株式会社  
 東京都品川区大崎1丁目6番3号  
 (74) 代理人 100087457  
 弁理士 小山 武男  
 (74) 代理人 100056833  
 弁理士 小山 欽造  
 (72) 発明者 伊藤 裕之  
 神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号  
 日本精工株式会社内  
 (72) 発明者 樋口 誠二  
 神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目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】トロイダル型無段変速機

## (57) 【特許請求の範囲】

## 【請求項1】

回転駆動自在な入力軸と、この入力軸と同心に、且つこの入力軸と共に回転自在に支持された入力側ディスクと、ラジアル軸受によりこの入力軸の周囲に、この入力軸に対する回転を自在として、且つその内側面と上記入力側ディスクの内側面とを互いに対向させた状態で設けた出力側ディスクと、これら入力側、出力側両ディスクの中心軸と交差はしないがこれら両ディスクの中心軸の方向に対し直角方向位置である捻れの位置にある枢軸を中心として揺動する複数のトラニオンと、これら各トラニオンの中間部に、これら各トラニオンの内側面から突出する状態で支持された変位軸と、これら各トラニオンの内側面側に配置され且つ上記入力側、出力側両ディスクの間に挟持された状態で、上記各変位軸の周囲に回転自在に支持されたパワーローラとを備え、上記入力側、出力側両ディスクの内側面はそれぞれ断面が円弧形の凹面であり、パワーローラの周面は球面状の凸面であり、この周面と上記両ディスクの内側面とが互いに当接しているトロイダル型無段変速機に於いて、上記ラジアル軸受はニードル軸受であり、このニードル軸受を構成する複数本のニードルは、軸方向両端部にクラウニングが施されており、これら各ニードルのクラウニング量は、これら各ニードルの軸方向端面から軸方向長さの7~13%軸方向中央寄り部分で、これら各ニードルの軸方向中央部の外径の0.1~0.4%である事を特徴とするトロイダル型無段変速機。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

**【発明の属する技術分野】**

この発明に係るトロイダル型無段変速機は、例えば自動車用の変速機を構成する変速ユニットとして、或は各種産業機械用の変速機として、それぞれ利用する。

**【0002】**

**【従来の技術】**

例えば自動車用変速機を構成する変速ユニットとして、図8～9に略示する様なトロイダル型無段変速機を使用する事が研究されている。このトロイダル型無段変速機は、例えば実開昭62-71465号公報に開示されている様に、入力軸1と同心に入力側ディスク2を支持し、この入力軸1と同心に配置した出力軸3の端部に出力側ディスク4を固定している。トロイダル型無段変速機を納めたケーシングの内側には、上記入力軸1並びに出力軸3に対して捻れの位置にある枢軸5、5を中心として揺動するトラニオン6、6を設けている。10

**【0003】**

即ち、上記両ディスク2、4の中心軸から外れた部分に配置したこれら各トラニオン6、6は、それぞれの両端部外面に上記枢軸5、5を、上記両ディスク2、4の中心軸の方向に対し直角方向に、且つ、互いに同心に設けている。又、これら各トラニオン6、6の中間部には変位軸7、7の基端部を支持し、上記枢軸5、5を中心として上記各トラニオン6、6を揺動させる事により、上記各変位軸7、7の傾斜角度の調節を自在としている。上記各トラニオン6、6に支持した変位軸7、7の周囲には、それぞれパワーローラ8、8を回転自在に支持している。そして、これら各パワーローラ8、8を、上記入力側、出力側両ディスク2、4の、互いに対向する内側面2a、4a同士の間に挟持している。これら各内側面2a、4aは、それぞれ断面が、上記枢軸5を中心とする円弧を回転させて得られる凹面をなしている。そして、球状凸面に形成した上記各パワーローラ8、8の周面8a、8aを、上記内側面2a、4aに当接させている。20

**【0004】**

上記入力軸1と入力側ディスク2との間には、ローディングカム式の押圧装置9を設け、この押圧装置9によって、上記入力側ディスク2を出力側ディスク4に向か、弾性的に押圧自在としている。この押圧装置9は、入力軸1と共に回転するカム板10と、保持器11により転動自在に保持した複数個（例えば4個）のローラ12、12とから構成している。上記カム板10の片側面（図8～9の右側面）には、円周方向に亘る凹凸面である駆動側カム面13を形成し、上記入力側ディスク2の外側面（図8～9の左側面）には、同様の形状を有する被駆動側カム面14を形成している。そして、上記複数個のローラ12、12を、上記入力軸1の中心に関し放射方向の軸を中心とする回転自在に支持している。30

**【0005】**

上述の様に構成するトロイダル型無段変速機の使用時、入力軸1の回転に伴ってカム板10が回転すると、駆動側カム面13が複数個のローラ12、12を、入力側ディスク2の外側面に形成した被駆動側カム面14に押圧する。この結果、上記入力側ディスク2が、上記複数のパワーローラ8、8に押圧されると同時に、上記駆動側、被駆動側両カム面13、14と複数個のローラ12、12との押し付け合いに基づいて、上記入力側ディスク2が回転する。そして、この入力側ディスク2の回転が、前記複数のパワーローラ8、8を介して出力側ディスク4に伝達され、この出力側ディスク4に固定の出力軸3が回転する。40

**【0006】**

入力軸1と出力軸3との回転速度比（変速比）を変える場合で、先ず入力軸1と出力軸3との間で減速を行なう場合には、前記各枢軸5、5を中心として前記各トラニオン6、6を所定方向に揺動させる。そして、上記各パワーローラ8、8の周面8a、8aが図8に示す様に、入力側ディスク2の内側面2aの中心寄り部分と出力側ディスク4の内側面4aの外周寄り部分とにそれぞれ当接する様に、前記各変位軸7、7を傾斜させる。反対に、增速を行なう場合には、上記枢軸5、5を中心として上記各トラニオン6、6を反対方50

向に揺動させる。そして、上記各パワーローラ 8、8 の周面 8 a、8 a が図 9 に示す様に、入力側ディスク 2 の内側面 2 a の外周寄り部分と出力側ディスク 4 の内側面 4 a の中心寄り部分とに、それぞれ当接する様に、上記各変位軸 7、7 を傾斜させる。各変位軸 7、7 の傾斜角度を図 8 と図 9 との中間にすれば、入力軸 1 と出力軸 3 との間で、中間の变速比を得られる。

#### 【0007】

又、図 10 ~ 11 は、実願昭 63 - 69293 号（実開平 1 - 173552 号）のマイクロフィルムに記載された、より具体化されたトロイダル型無段变速機の 1 例を示している。入力側ディスク 2 と出力側ディスク 4 とは円管状の入力軸 15 の周囲に、それぞれ請求項に記載したラジアル軸受に相当するニードル軸受 16、16 を介して回転自在に支持している。これら各ニードル軸受 16、16 は、それぞれ図 12 ~ 14 に詳示する様に、複数本のニードル 54、54 と、これら各ニードル 54、54 を転動自在に支持する為の籠型の保持器 55 を備える。そして、上記入力軸 15 の外周面を円筒状の内輪軌道 56 とし、上記入力側、出力側両ディスク 2、4 の内周面を外輪軌道 57 としている。

10

#### 【0008】

又、カム板 10 は上記入力軸 15 の端部（図 10 の左端部）外周面にスプライン係合させ、鍔部 17 により上記入力側ディスク 2 から離れる方向への移動を阻止している。そして、このカム板 10 とローラ 12、12 とにより、上記入力軸 15 の回転に基づいて上記入力側ディスク 2 を、上記出力側ディスク 4 に向け押圧しつつ回転させる、ローディングカム式の押圧装置 9 を構成している。上記出力側ディスク 4 には出力歯車 18 を、キー 19、19 により結合し、これら出力側ディスク 4 と出力歯車 18 とが同期して回転する様にしている。

20

#### 【0009】

1 対のトラニオン 6、6 の両端部は 1 対の支持板 20、20 に、揺動並びに軸方向（図 10 の表裏方向、図 11 の左右方向）に亘る変位自在に支持している。そして、上記各トラニオン 6、6 の中間部に形成した円孔 23、23 部分に、変位軸 7、7 を支持している。これら各変位軸 7、7 は、互いに平行で且つ偏心した支持軸部 21、21 と枢支軸部 22、22 とを、それぞれ有する。このうちの各支持軸部 21、21 を上記各円孔 23、23 の内側に、ラジアルニードル軸受 24、24 を介して、回転自在に支持している。又、上記各枢支軸部 22、22 の周囲にパワーローラ 8、8 を、別のラジアルニードル軸受 25、25 を介して、回転自在に支持している。

30

#### 【0010】

尚、上記 1 対の変位軸 7、7 は、上記入力軸 15 に対して 180 度反対側位置に設けている。又、これら各変位軸 7、7 の各枢支軸部 22、22 が各支持軸部 21、21 に対し偏心している方向は、上記入力側、出力側両ディスク 2、4 の回転方向に関し同方向（図 11 で左右逆方向）としている。又、偏心方向は、上記入力軸 15 の配設方向に対しほぼ直交する方向としている。従って、上記各パワーローラ 8、8 は、上記入力軸 15 の配設方向に亘る若干の変位自在に支持される。この結果、回転力の伝達状態で構成各部材に加わる大きな荷重に基づく、これら構成各部材の弾性変形に起因して、上記各パワーローラ 8、8 が上記入力軸 15 の軸方向（図 10 の左右方向、図 11 の表裏方向）に変位する傾向となつた場合でも、上記構成各部品に無理な力を加える事なく、この変位を吸収できる。

40

#### 【0011】

又、上記各パワーローラ 8、8 の外側面と上記各トラニオン 6、6 の中間部内側面との間には、パワーローラ 8、8 の外側面の側から順に、スラスト玉軸受 26、26 とスラストニードル軸受 27、27 を設けている。このうちのスラスト玉軸受 26、26 は、上記各パワーローラ 8、8 に加わるスラスト方向の荷重を支承しつつ、これら各パワーローラ 8、8 の回転を許容するものである。この様なスラスト玉軸受 26、26 はそれぞれ、複数個ずつの玉 29、29 と、これら各玉 29、29 を転動自在に保持する円環状の保持器 28、28 と、円環状の外輪 30、30 とから構成している。各スラスト玉軸受 26、26 の内輪軌道は上記各パワーローラ 8、8 の外側面に、外輪軌道は上記各外輪 30、30

50

の内側面に、それぞれ形成している。

**【0012】**

又、上記各スラストニードル軸受27、27は、レース31と保持器32とニードル33、33とから構成している。このうちのレース31と保持器32とは、前記支持軸部21を中心とする回転方向に亘る若干の変位自在に組み合せている。この様なスラストニードル軸受27、27は、上記各レース31、31を上記各トラニオン6、6の内側面に当接させた状態で、この内側面と上記外輪30、30の外側面との間に挟持している。この様なスラストニードル軸受27、27は、上記各パワーローラ8、8から上記各外輪30、30に加わるスラスト荷重を支承しつつ、前記各枢支軸部22、22及び上記外輪30、30が、前記支持軸部21、21を中心に揺動する事を許容する。

10

**【0013】**

更に、上記各トラニオン6、6の一端部（図11の左端部）にはそれぞれ駆動ロッド36、36を結合し、これら各駆動ロッド36、36の中間部外周面に駆動ピストン37、37を固設している。そして、これら各駆動ピストン37、37を、それぞれ駆動シリンダ38、38内に油密に嵌装している。

**【0014】**

上述の様に構成されるトロイダル型無段变速機の場合には、入力軸15の回転は、押圧装置9を介して入力側ディスク2に伝わる。そして、この入力側ディスク2の回転が、1対のパワーローラ8、8を介して出力側ディスク4に伝わり、更にこの出力側ディスク4の回転が、出力歯車18より取り出される。入力軸15と出力歯車18との間の回転速度比を変える場合には、上記1対の駆動ピストン37、37を互いに逆方向に変位させる。これら各駆動ピストン37、37の変位に伴って上記1対のトラニオン6、6が、それぞれ逆方向に変位し、例えば図11の下側のパワーローラ8が同図の右側に、同図の上側のパワーローラ8が同図の左側に、それぞれ変位する。この結果、これら各パワーローラ8、8の周面8a、8aと上記入力側ディスク2及び出力側ディスク4の内側面2a、4aとの当接部に作用する、接線方向の力の向きが変化する。そして、この力の向きの変化に伴って上記各トラニオン6、6が、支持板20、20に枢支された枢軸5、5を中心として、互いに逆方向に揺動する。この結果、前述の図8～9に示した様に、上記各パワーローラ8、8の周面8a、8aと上記各内側面2a、4aとの当接位置が変化し、上記入力軸15と出力歯車18との間の回転速度比が変化する。

20

**【0015】**

尚、この様に上記入力軸15と出力歯車18との間で回転力の伝達を行なう際には、構成各部材の弾性変形に基づいて上記各パワーローラ8、8が、上記入力軸15の軸方向に変位し、これら各パワーローラ8、8を枢支している前記各変位軸7、7が、前記各支持軸部21、21を中心として僅かに回動する。この回動の結果、前記各スラスト玉軸受26、26の外輪30、30の外側面と上記各トラニオン6、6の内側面とが相対変位する。これら外側面と内側面との間には、前記各スラストニードル軸受27、27が存在する為、この相対変位に要する力は小さい。従って、上述の様に各変位軸7、7の傾斜角度を変化させる為の力が小さくて済む。

30

**【0016】**

更に、伝達可能なトルクを増大すべく、図15～16に示す様に、入力軸15aの周囲に入力側ディスク2A、2Bと出力側ディスク4、4とを2個ずつ設け、これら2個ずつの入力側ディスク2A、2Bと出力側ディスク4、4とを動力の伝達方向に関して互いに並列に配置する構造も、従来から知られている。これら図15～16に示した構造は何れも、上記入力軸15aの中間部周囲に出力歯車18aを、この入力軸15aに対する回転を自在として支持し、この出力歯車18aの中心部に設けた円筒部の両端部に上記各出力側ディスク4、4を、スライブ係合させている。そして、これら各出力側ディスク4、4の内周面と上記入力軸15aの外周面との間にニードル軸受16、16を設け、これら各出力側ディスク4、4を上記入力軸15aの周囲に、この入力軸15aに対する回転、並びにこの入力軸15aの軸方向に亘る変位を自在に支持している。又、上記各入力側ディ

40

50

スク 2 A、 2 B は、 上記入力軸 15 a の両端部に、 この入力軸 15 a と共に回転自在に支持している。この入力軸 15 a は、 駆動軸 51 により、 ローディングカム式の押圧装置 9 を介して回転駆動する。尚、 この駆動軸 51 の先端部（図 15～16 の左端部）外周面と上記入力軸 15 a の基端部（図 15～16 の右端部）内周面との間には、 滑り軸受、 ニードル軸受等のラジアル軸受 52 を設けている。従って、 上記駆動軸 51 と入力軸 15 a とは、 互いに同心に配置された状態のまま、 回転方向に亘る若干の変位自在に組み合わされている。

#### 【 0 0 1 7 】

但し、 一方（図 15～16 の左方）の入力側ディスク 2 A は、 背面（図 15～16 の左面）をローディングナット 39 に、 直接（図 16 に示した構造の場合）又は大きな弾力を有する皿板ばね 45 を介し（図 15 に示した構造の場合）突き当てて、 上記入力軸 15 a に対する軸方向（図 15～16 の左右方向）の変位を実質的に阻止している。これに対して、 カム板 10 に対向する入力側ディスク 2 B は、 ボールスプライン 40 により上記入力軸 15 a に、 軸方向に亘る変位自在に支持している。そして、 この入力側ディスク 2 B の背面（図 15～16 の右面）とカム板 10 の前面（図 15～16 の左面）との間に皿板ばね 41 とスラストニードル軸受 42 とを、 互いに直列に設けている。このうちの皿板ばね 41 は、 上記各ディスク 2 A、 2 B、 4 の内側面 2 a、 4 a とパワーローラ 8、 8 の周面 8 a、 8 a との当接部に予圧を付与する役目を果たす。又、 スラストニードル軸受 42 は、 押圧装置 9 の作動時に、 上記入力側ディスク 2 B とカム板 10 との相対回転を許容する役目を果たす。

10

#### 【 0 0 1 8 】

又、 図 15 に示した構造例の場合、 前記出力歯車 18 a はハウジング 53（図 11）の内側に設けた仕切壁 44 に、 1 対のアンギュラ型玉軸受 43、 43 により、 軸方向に亘る変位を阻止した状態で、 回転自在に支持している。これに対して図 16 に示した構造例の場合、 出力歯車 18 a の軸方向に亘る変位は自在である。尚、 上述の図 15～16 に示した様に、 2 個ずつの入力側ディスク 2 A、 2 B と出力側ディスク 4、 4 を動力の伝達方向に関して互いに並列に配置する、 所謂ダブルキャビティ型のトロイダル型無段变速機が、 カム板 10 に対向する一方又は双方の入力側ディスク 2 A、 2 B をボールスプライン 40、 40 a により上記入力軸 15 a に、 軸方向に亘る変位自在に支持している理由は、 これら両ディスク 2 A、 2 B の回転を完全に同期させつつ、 上記押圧装置 9 の作動に伴う構成各部材の弾性変形に基づいて上記両ディスク 2 A、 2 B が上記入力軸 15 a に対し軸方向に変位する事を許容する為である。

20

#### 【 0 0 1 9 】

上述の様な目的で設置するボールスプライン 40、 40 a は、 上記入力側ディスク 2 A、 2 B の内周面に形成した内径側ボールスプライン溝 46 と、 上記入力軸 15 a の中間部外周面に形成した外径側ボールスプライン溝 47 と、 これら両ボールスプライン溝 46、 47 同士の間に転動自在に設けられた複数個のボール 48、 48 を備える。又、 上記押圧装置 9 側の入力側ディスク 2 B を支持する為のボールスプライン 40 に関しては、 上記入力側ディスク 2 B の内周面の内側面 2 a 寄り部分に形成した係止溝 49 に係止環 50 を係止して、 上記複数個のボール 48、 48 が上記入力側ディスク 2 B の内側面 2 a 側に変位するのを制限している。そして、 上記各ボール 48、 48 が上記内径側、 外径側両ボールスプライン溝 46、 47 同士の間から抜け出る事を防止している。尚、 図 15 の構造で、 上記押圧装置 9 から離れた側の入力側ディスク 2 A を支持する為のボールスプライン 40 a に関しては、 前記入力軸 15 a の先端寄り部分（図 15 の左端寄り部分）外周面に形成した係止溝 49 a に係止環 50 a を係止して、 複数個のボール 48、 48 が上記入力側ディスク 2 A の内側面 2 a 側に変位するのを制限している。

30

#### 【 0 0 2 0 】

##### 【発明が解決しようとする課題】

上述の様に構成され作用する従来のトロイダル型無段变速機の場合、 入力軸 15 a、 15 a の周囲に出力側ディスク 4、 4 を回転及び軸方向に亘る変位自在に支持する為のニードル

40

50

軸受 16、16 の耐久性が必ずしも十分ではなかった。この理由に就いて、以下に説明する。

#### 【0021】

トロイダル型無段変速機を自動車用の変速機の変速ユニットとして利用する場合、エンジンから入力軸 15、15a に伝えられた動力は、入力側ディスク 2、2A、2B から各パワーローラ 8、8 を経て出力側ディスク 4、4 に伝達される。これら各パワーローラ 8、8 と出力側ディスク 4、4 との間で動力を伝達するトラクション部、即ち、これら各出力側ディスク 4、4 の内側面 4a、4a と上記各パワーローラ 8、8 の周面 8a、8a との当接部は、円周方向等間隔の複数個所に存在する。この為、動力伝達に基づいて上記各出力側ディスク 4、4 の内側面 4a、4a に加えられる荷重のうちのラジアル成分は、これら各出力側ディスク 4、4 内で相殺される。従って、上記各ニードル軸受 16、16 に加わるラジアル荷重は、上記各出力側ディスク 4、4 及びこれら各出力側ディスク 4、4 に結合固定された出力歯車 18、18a 等の重量のみとなる。10

#### 【0022】

これに対して、上記各ニードル軸受 16、16 のうち、上記各出力側ディスク 4、4 を支持する為のニードル軸受 16、16 の運転速度は、これら各出力側ディスク 4、4 と上記入力軸 15、15a との相対回転速度となる。これら各出力側ディスク 4、4 と上記入力軸 15、15a との回転方向は互いに逆であるから、例えば入力軸 15、15a の回転速度が 4000 r.p.m. で、変速比が 1 である場合には、上記各ニードル軸受 16、16 の運転速度は 8000 r.p.m. (= 4000 r.p.m. + 4000 r.p.m.) となる。又、減速比が 0.5 (2 倍に增速) の場合には上記各ニードル軸受 16、16 の運転速度は 12000 r.p.m. (= 4000 r.p.m. + 8000 r.p.m.) となり、同じく 2.0 (1/2 に減速) の場合には 6000 r.p.m. (= 4000 r.p.m. + 2000 r.p.m.) となる。20

#### 【0023】

上記各ニードル軸受 16、16 に加わる荷重が上述の様な重量に見合う程度のものであれば、上述の程度の運転速度であっても、これら各ニードル軸受 16、16 の転がり疲れ寿命が問題になる事はない。ところが、本発明者等の実験により、入力トルク (上記入力軸 15、15a の駆動トルク) が大きい場合で、しかも前記入力側ディスク 2、2A、2B と出力側ディスク 4、4 との間の変速状態が減速状態のまま長時間運転すると、この出力ディスク 4、4 の内周面と上記入力軸 15、15a の外周面との間に設けたニードル軸受 16、16 に、早期剥離が発生した。30

#### 【0024】

この様な早期剥離の原因に就いて本発明者等が研究したところ、動力伝達に伴う、上記出力側ディスク 4、4 の繰り返しの弾性変形による事が分った。即ち、各キャビティ毎にパワーローラ 8、8 を 2 個設ける構造の場合、上記出力ディスク 4、4 の内側面 4a、4a はパワーローラ 8、8 の周面 8a、8a と、円周方向反対側 2 個所位置で当接する。そして、動力伝達時に押圧装置 9 が発生する大きなスラスト荷重により、上記 2 個所位置が軸方向に強く押される。この結果、上記出力側ディスク 4、4 が弾性変形する。特に、図 17 ~ 18 に示す様に、上記入力側ディスク 2、2A、2B と出力側ディスク 4、4 との間で減速を行なうべく、上記各パワーローラ 8、8 の周面 8a、8a をこの出力側ディスク 4、4 の内側面 4a、4a の外径寄り部分に当接させた状態では、この出力側ディスク 4、4 に、図 19 に矢印で示す様に、大きなモーメントが加わる。40

#### 【0025】

そして、この出力側ディスク 4、4 が、上記ニードル軸受 16、16 を支点として、図 19 ~ 21 に誇張して示す様に、大きく弾性変形する。この様な機構で発生する弾性変形の変形量は、上記出力側ディスク 4、4 の内径側で、特に肉厚が小さい小径側端部 (内側面 4a 側開口端部) が特に大きくなる。そして、この出力側ディスク 4、4 の中心孔 58 の断面形状が、上記 2 個所位置を結ぶ直線方向が長径方向となる、橢円形になる。これに伴って、この長径方向に対して円周方向に関する位置が 90 度ずれた部分が上記橢円形の短径方向となり、上記出力側ディスク 4、4 の中心孔 58、58 の内周面により構成した外50

輪軌道 5 7 と、前記入力軸 1 5、1 5 a の外周面に設けた内輪軌道 5 6 との距離が短くなる。しかも、これら両軌道 5 7、5 6 同士の間隔は、図 2 2 に誇張して示す様に、軸方向に互り不同になる。即ち、上記各出力側ディスク 4、4 の内側面 4 a、4 a に寄った部分（図 2 2 の左側部分）で狭くなる。そして、この様に上記両軌道 5 7、5 6 同士の間隔が狭くなった部分では、上記ニードル軸受 1 6、1 6 を構成するニードル 5 4、5 4 が、上記内輪軌道 5 6 と外輪軌道 5 7 との間で強く押し潰される状態となる。この結果、これら内輪軌道 5 6 及び外輪軌道 5 7 の一部で上記各ニードル 5 4、5 4 の転動面の軸方向端部に対向する部分に、エッジロードに基づく過大な面圧が加わり、当該部分に早期剥離等の損傷を発生する原因となる。

## 【0026】

この様な損傷が発生すると、上記ニードル軸受 1 6 部分で発生する音や振動が大きくなつて、このニードル軸受 1 6 を組み込んだトロイダル型無段変速機自体だけでなく、このトロイダル型無段変速機を組み込んだトランスミッション全体の音や振動が大きくなる。そして、このトランスミッションを搭載した自動車の乗り心地性能に悪影響を及ぼす。又、軌道面の剥離に基づいて生じた細片が動力を伝達しているトラクション部に巻き込まれると、当該部分で面圧が過大になり、このトラクション部を構成する入力側、出力側両ディスク 2、2 A、2 B、4 の内側面 2 a、4 a やパワーローラ 8、8 の周面 8 a、8 a に早期剥離等の損傷を発生する原因ともなる。更には、上記小片がストレーナーやフィルターの目詰まりを引き起こし、潤滑油を供給する為のポンプの吐出流量の低下を招き、潤滑不良になり、他部品の短寿命化にもつながる可能性もある。

本発明のトロイダル型無段変速機用入力側ディスクユニットは、この様な事情に鑑みて、発明したものである。

## 【0027】

## 【課題を解決する為の手段】

本発明のトロイダル型無段変速機用入力側ディスクユニットは、前述した従来のトロイダル型無段変速機と同様に、回転駆動自在な入力軸と、この入力軸と同心に、且つこの入力軸と共に回転自在に支持された入力側ディスクと、ラジアル軸受によりこの入力軸の周囲に、この入力軸に対する回転を自在として、且つその内側面と上記入力側ディスクの内側面とを互いに対向させた状態で設けた出力側ディスクと、これら入力側、出力側両ディスクの中心軸と交差はしないがこれら両ディスクの中心軸の方向に対し直角方向位置である捻れの位置にある枢軸を中心として揺動する複数のトラニオンと、これら各トラニオンの中間部に、これら各トラニオンの内側面から突出する状態で支持された変位軸と、これら各トラニオンの内側面側に配置され且つ上記入力側、出力側両ディスクの間に挟持された状態で、上記各変位軸の周囲に回転自在に支持されたパワーローラとを備える。そして、上記入力側、出力側両ディスクの内側面はそれぞれ断面が円弧形の凹面であり、パワーローラの周面は球面状の凸面であり、この周面と上記両ディスクの内側面とが互いに当接している。

## 【0028】

特に、本発明のトロイダル型無段変速機に於いては、上記ラジアル軸受はニードル軸受であり、このニードル軸受を構成する複数本のニードルは、軸方向両端部にクラウニングが施されている。そして、これら各ニードルのクラウニング量は、これら各ニードルの軸方向端面から軸方向長さの 7 ~ 13 % 軸方向中央寄り部分で、これら各ニードルの軸方向中央部の外径の 0.1 ~ 0.4 % である。

## 【0029】

## 【作用】

上述の様に構成する本発明のトロイダル型無段変速機は、前述した従来のトロイダル型無段変速機と同様の作用に基づき、入力側ディスクと出力側ディスクとの間で回転力の伝達を行ない、更にトラニオンの傾斜角度を変える事により、これら両ディスク同士の間の回転速度比を変える。

## 【0030】

10

20

30

40

50

特に、本発明のトロイダル型無段変速機の場合には、入力軸に対して出力側ディスクを回転自在に支持する為のニードル軸受を構成する各ニードルに、適正量のクラウニングを施している為、上記出力側ディスクの弾性変形に拘らず、上記ニードル軸受の構成部品に過大面圧が加わる事を有効に防止できる。

### 【0031】

#### 【発明の実施の形態】

図1～5は、本発明の実施の形態の1例を示している。尚、本発明の特徴は、入力軸15の中間部周囲に出力側ディスク4を回転自在に支持する為のニードル軸受16a部分にある。その他の部分の構造及び作用に就いては、前述した従来構造と同様である為、重複する図示及び説明を省略若しくは簡略にし、以下、本発明の特徴部分を中心に説明する。

10

### 【0032】

上記ニードル軸受16aは、前述した従来のトロイダル型無段変速機に組み込まれているニードル軸受と同様に、複数本のニードル54a、54aと、これら各ニードル54a、54aを転動自在に支持する為の籠型の保持器55とを備える。そして、上記入力軸15の中間部外周面を円筒状の内輪軌道56とし、上記出力側ディスク4の中心孔58の内周面を外輪軌道57としている。

### 【0033】

特に、本発明のトロイダル型無段変速機の場合、上記複数本のニードル54a、54aは、図5に詳示する様に、軸方向両端部にクラウニング59、59を施している。これら各ニードル54a、54aのクラウニング量<sub>59</sub>、即ち、上記各クラウニング59、59の外周面が、本来の（軸方向中央部の円筒部60をそのまま延長したと仮定した場合の）円筒面から直径方向内方に変位した距離は、次の様に規制している。先ず、前提として、これら各ニードル54a、54aの軸方向長さをL<sub>54a</sub>、上記円筒部60の外径をD<sub>60</sub>とし、これら各ニードル54a、54aの端面から上記クラウニング量<sub>59</sub>の測定位置までの距離をL<sub>59</sub>とする。そして、この測定位置までの距離L<sub>59</sub>を、上記軸方向長さL<sub>54a</sub>の7～13%とする{L<sub>59</sub> = (0.07～0.13)L<sub>54a</sub>}。この様な条件下で、上記クラウニング量<sub>59</sub>を、上記円筒部60の外径D<sub>60</sub>の0.1～0.4%とする{<sub>59</sub> = (0.001～0.004)D<sub>60</sub>}。

20

### 【0034】

上述の様に本発明のトロイダル型無段変速機の場合には、上記入力軸15の中間部に上記出力側ディスク4を回転自在に支持する為のニードル軸受16aを構成する各ニードル54a、54aに、適正量のクラウニング59、59を施している。この為、トロイダル型無段変速機の運転時に発生する大きな荷重による上記出力側ディスク4の弾性変形に基づく、上記ニードル軸受16aを構成する内輪軌道56と外輪軌道57との距離の不均一に拘らず、上記ニードル軸受16aの構成部品に過大面圧が加わる事を有効に防止できる。

30

### 【0035】

即ち、トロイダル型無段変速機の運転時に上記出力側ディスク4は、パワーローラ8、8の周面8a、8a（図8～11、図15～18）から直径方向反対側2個所位置に加えられる大きな荷重に基づき、図1～4に誇張して示す様に弾性変形する。この様に上記出力側ディスク4が弾性変形し、上記内輪軌道56と外輪軌道57との距離の不均一になった場合でも、上記各ニードル54a、54aの軸方向端部と上記内輪軌道56及び外輪軌道57とが当接する事がなく、エッジロードに基づく早期剥離の発生を防止できる。

40

### 【0036】

この様に本発明の場合には、上記ニードル軸受16aを構成する各ニードル54a、54aの軸方向両端部に適正なクラウニング59、59を施す事により、上記エッジロードの発生を防止して、上記ニードル軸受16aの耐久性向上を図れる。即ち、本発明の場合には、上記各ニードル54a、54aに適正量のクラウニング59、59を施している為、上記出力側ディスク4の内周面が構成する外輪軌道57が弾性変形すると、保持器55に保持された上記各ニードル54a、54aが若干姿勢を変えて、これら各ニードル54a、54aの転動面が上記外輪軌道57及び内輪軌道56を倣う。そして、これら各ニー

50

ドル 5 4 a、5 4 a の転動面と上記内輪軌道 5 6 及び外輪軌道 5 7 との接触状態を適正な接触状態として、接触部の面圧が過度に上昇する事を防止する。

#### 【0037】

尚、上記各ニードル 5 4 a、5 4 a の軸方向両端部に施すクラウニング 5 9、5 9 のクラウニング量<sub>59</sub>が小さ過ぎた場合には、エッジロードの発生を十分に防止できず、上記ニードル軸受 1 6 a の耐久性を十分に向上させる事はできない。反対に、上記クラウニング量<sub>59</sub>が大き過ぎた場合には、上記ニードル軸受 1 6 a を構成する各ニードル 5 4 a、5 4 a 及びこのニードル軸受 1 6 a により支持された出力側ディスク 4 の傾きを生じる。この結果、却ってエッジロードを発生し易い状態になり、早期剥離等の損傷を招き易くなる。しかも、前記出力側ディスク 4 が本来の位置に比べて傾斜した状態で高速回転し、動力伝達を行なう為、トロイダル型無段変速機の運転時に発生する音や振動が大きくなる。この結果、このトロイダル型無段変速機が構成する変速ユニット部分からトランスミッション全体が、大きな音や振動を発生する事になり、このトランスミッションを搭載した自動車の乗り心地性能に悪影響を及ぼす。10

これに対して本発明の場合には、上記クラウニング量<sub>59</sub>を前記範囲に規制したので、エッジロードの発生を有効に防止すると共に、運転時に於けるパワーローラ 8 の傾斜を防止できる。

#### 【0038】

##### 【実施例】

上記クラウニング量<sub>59</sub>を前述した範囲に規制する為に、本発明者が行なった実験に就いて説明する。実験は、モータダイナモを用いての減速耐久試験を、大型用、小型用のトロイダル型無段変速機の 2 機種に就いて行なった。20

このうち、大型用のトロイダル型無段変速機としては、キャビティ径 D<sub>0</sub>（トラニオン 6、6 の両端部に設けた枢軸 5、5 の中心軸同士の間隔。図 11 参照。）が 130 mm のダブルキャビティ型のトロイダル型無段変速機を使用した。試験時に於ける運転条件は、入力側ディスク 2 A、2 B の回転速度を 4000 r.p.m.、入力トルクを 300 Nm、減速比を 2.0（出力側ディスク 4 の回転速度が入力側ディスク 2 A、2 B の回転速度の 1/2）とした。又、ニードル軸受 1 6 a の寸法は、各ニードル 5 4 a、5 4 a の内接円の直径を 28 mm、外接円の直径を 36 mm（各ニードル 5 4 a の円筒部 60 の外径 = 4 mm）、軸方向長さ L<sub>54a</sub> を 7.8 mm とした。30

#### 【0039】

上述の様な条件の下で、上記各ニードル 5 4 a のクラウニング量<sub>59</sub>を各種変え（クラウニング量<sub>59</sub>をパラメータにして）、当該ニードル軸受 1 6 a の耐久性を知る為の実験を行ない、上記クラウニング量<sub>59</sub>として適正な数値を把握した。尚、この様な減速耐久試験を行なうのに先立って、F E M 計算により、トロイダル型無段変速機の運転時にパワーローラ 8、8 から出力側ディスク 4 に加わる荷重の大きさから、この出力側ディスク 4 の変形量を求め、この変形量を上記クラウニング量<sub>59</sub>に反映させた。又、減速耐久試験の目標時間を 20 時間とした。この、20 時間なる値は、自動車用トランスミッションの変速ユニットの寿命として、耐久性の一つの基準になる数値である。

この様にして行なった実験の結果を、次の表 1 及び図 6 に示す。40

#### 【0040】

##### 【表 1】

実験N o.	クラウニング量 $\delta_{59}$	実験結果
A	ころ端面から0.8mmの位置で、クラウニング無し	ニードル軸受のころ、シャフトが3、7時間で剥離
B	ころ端面から0.8mmの位置で、0.003mm	ニードル軸受のころ、シャフトが11、16時間で剥離
C	ころ端面から0.8mmの位置で、0.004mm	目標の20時間を超え、30時間で試験を打ち切った。2回試験。
D	ころ端面から0.8mmの位置で、0.009mm	目標の20時間を超え、30時間で試験を打ち切った。2回試験。
E	ころ端面から0.8mmの位置で、0.016mm	目標の20時間を超え、30時間で試験を打ち切った。2回試験。
F	ころ端面から0.8mmの位置で、0.017mm	ニードル軸受のころ、シャフトが18、17時間で剥離
G	ころ端面から0.8mmの位置で、0.024mm	ニードル軸受のころ、シャフトが10、7時間で剥離 音、振動レベル大

## 【0041】

又、キャビティ径 $D_0$ が104mmである、小型シングルキャビティ式のトロイダル型無段変速機の場合に就いても、同様の減速耐久試験を行なった。この場合、入力側ディスク2の回転速度を4000r.p.m.、入力トルクを60Nm、減速比を2.0とした。又、ニードル軸受16aの寸法は、各ニードル54aの内接円の直径を20mm、外接円の直径を26mm(ニードル54aの円筒部60の外径=3mm)、軸方向長さ $L_{54a}$ を13.8mmとした。尚、小型の場合の軸方向長さが大型の場合の軸方向長さよりも大きいのは、大型の場合には、出力歯車18aと出力側ディスク4、4との結合部に設けるスプライン部といんろう嵌合部との存在に基づき、各ニードル軸受16aの長さを大きくできない為である。

この様にして行なった実験の結果を、次の表2及び図7に示す。

## 【0042】

## 【表2】

実験N o.	クラウニング量 $\delta_{59}$	実験結果
A	ころ端面から1.4mmの位置で、クラウニング無し	ニードル軸受のころ、シャフトが9時間、9時間で剥離
B	ころ端面から1.4mmの位置で、0.002mm	ニードル軸受のころ、シャフトが15時間、14時間で剥離
C	ころ端面から1.4mmの位置で、0.003mm	目標の20時間を超え、30時間で試験を打ち切った。2回試験。
D	ころ端面から1.4mmの位置で、0.007mm	目標の20時間を超え、30時間で試験を打ち切った。2回試験。
E	ころ端面から1.4mmの位置で、0.012mm	目標の20時間を超え、30時間で試験を打ち切った。2回試験。
F	ころ端面から1.4mmの位置で、0.013mm	ニードル軸受のころ、シャフトが14時間、16時間で剥離
G	ころ端面から1.5mmの位置で、0.018mm	ニードル軸受のころ、シャフトが5時間、3時間で剥離 音、振動レベル大

## 【0043】

10

20

30

40

50

これらの実験の結果から、ニードル 54a の円筒部 60 の外径が 4 mm の場合は、クラウニング量  $\delta_{59}$  が 0.004 mm から 0.016 mm の場合に、同じく 3 mm の場合は、クラウニング量  $\delta_{59}$  が 0.003 mm から 0.012 mm の場合に、それぞれ目標とする耐久性を得られる事が分った。これら各場合に於ける、十分な耐久性を得られるクラウニング量  $\delta_{59}$  が、ニードル 54a の円筒部 60 の外径  $D_{60}$  に対する割合は、0.1% 以上 0.4% 以下である。この場合に於ける上記クラウニング量  $\delta_{59}$  の測定位置は、上記各ニードル 54a の軸方向長さ  $L_{54a}$  に関して、これら各ニードル 54a の端面から 7~13% だけ、軸方向中央に寄った位置とした。前述した実際の減速耐久試験での測定点は、上記軸方向長さ  $L_{54a}$  が 7.8 mm (外径 = 4 mm) の場合には、端面から 0.8 mm の位置 (10.3%) とし、上記軸方向長さ  $L_{54a}$  が 13.8 mm (外径 = 3 mm) の場合には、端面から 1.4 mm の位置 (10.1%) とした。  
10

#### 【0044】

尚、上記軸方向長さ  $L_{54a}$  が 7.8 mm (外径 = 4 mm) のもののうち、実験 No. D のものは、各ニードル 54a の端面から 1.0 mm の位置 (12.8%) でのクラウニング量  $\delta_{59}$  は 0.008 mm (0.2%) であり、各ニードル 54a の端面から 0.55 mm の位置 (7.1%) でのクラウニング量  $\delta_{59}$  は 0.011 mm (0.28%) であり、何れの部分でも特許請求の範囲に規定した条件を満たした。又、軸方向長さ  $L_{54a}$  が 13.8 mm (外径 = 3 mm) のもののうち、実験 No. D のものは、各ニードル 54a の端面から 1.8 mm の位置 (13.0%) でのクラウニング量  $\delta_{59}$  は 0.006 mm (0.2%) であり、各ニードル 54a の端面から 1.0 mm の位置 (7.2%) でのクラウニング量  $\delta_{59}$  は 0.008 mm (0.27%) であり、何れの部分でも特許請求の範囲に規定した条件を満たした。  
20

#### 【0045】

##### 【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為、トロイダル型無段変速機に優れた耐久性を持たせて、このトロイダル型無段変速機の実用化に寄与できる。

##### 【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の実施の形態の 1 例を、出力側ディスクが弾性変形した状態で示す要部断面図。

【図 2】図 1 の A - A 断面図。

【図 3】図 2 の中央部拡大図。

【図 4】図 2 の B - B 断面図。

【図 5】ニードル軸受の部分拡大断面図。

【図 6】クラウニング量とラジアルニードル軸受の耐久性との関係を知る為に行なった第一の実験の結果を示す線図。

【図 7】同じく第二の実験の結果を示す線図。

【図 8】従来から知られているトロイダル型無段変速機の基本的構成を、最大減速時の状態で示す側面図。

【図 9】同じく最大增速時の状態で示す側面図。

【図 10】従来の具体的構造の第 1 例を示す断面図。

【図 11】図 10 の C - C 断面図。

【図 12】従来構造を示す、図 1 と同様の図。

【図 13】図 12 の D - D 断面図。

【図 14】図 13 の中央部拡大図。

【図 15】従来の具体的構造の第 2 例を示す部分断面図。

【図 16】同第 3 例を示す部分断面図。

【図 17】図 10 に示した構造と類似する構造の運転時に各パワーローラに加わる荷重を説明する為の断面図。

【図 18】図 15 に示した構造と類似する構造の運転時に各パワーローラに加わる荷重を説明する為の断面図。

【図 19】図 12 に示した従来構造を、パワーローラが弾性変形した状態で示す要部断面  
50

図。

【図 2 0】図 1 9 の E - E 断面図。

【図 2 1】図 2 0 の中央部拡大図。

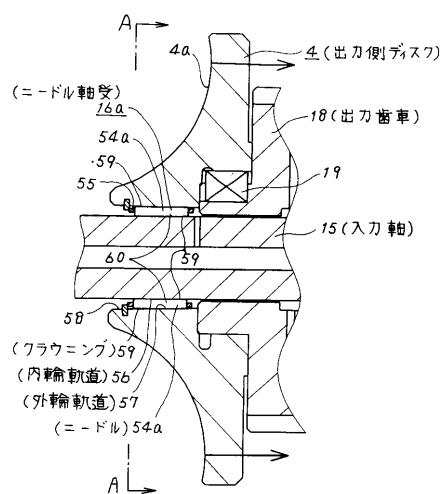
【図 2 2】図 2 0 の F - F 断面図。

【符号の説明】

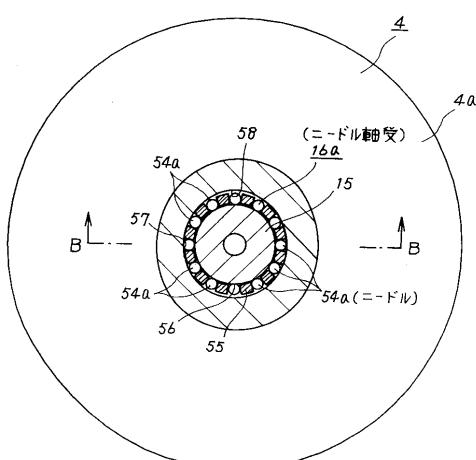
1	入力軸	
2、 2 A、 2 B	入力側ディスク	
2 a	内側面	
3	出力軸	
4	出力側ディスク	10
4 a	内側面	
5	枢軸	
6	トラニオン	
7	変位軸	
8	パワーローラ	
8 a	周面	
9	押圧装置	
1 0	カム板	
1 1	保持器	
1 2	ローラ	20
1 3	駆動側カム面	
1 4	被駆動側カム面	
1 5、 1 5 a	入力軸	
1 6、 1 6 a	ニードル軸受	
1 7、 1 7 a	鍔部	
1 8、 1 8 a	出力歯車	
1 9	キー	
2 0	支持板	
2 1	支持軸部	
2 2	枢支軸部	30
2 3	円孔	
2 4	ラジアルニードル軸受	
2 6	スラスト玉軸受	
2 7	スラストニードル軸受	
2 8	保持器	
2 9	玉	
3 0	外輪	
3 1	レース	
3 2	保持器	
3 3	ニードル	40
3 4	組み付け用治具	
3 5	通孔	
3 6	駆動ロッド	
3 7	駆動ピストン	
3 8	駆動シリンダ	
3 9	ローディングナット	
4 0、 4 0 a	ボールスライイン	
4 1	皿板ばね	
4 2	スラストニードル軸受	
4 3	アンギュラ型玉軸受	50

4 4	仕切壁	
4 5	皿板ばね	
4 6	内径側ボールスライン溝	
4 7	外径側ボールスライン溝	
4 8	ボール	
4 9、4 9 a	係止溝	
5 0、5 0 a	係止環	
5 1	駆動軸	
5 2	ラジアル軸受	
5 3	ハウジング	10
5 4、5 4 a	ニードル	
5 5	保持器	
5 6	内輪軌道	
5 7	外輪軌道	
5 8	中心孔	
5 9	クラウニング	
6 0	円筒部	

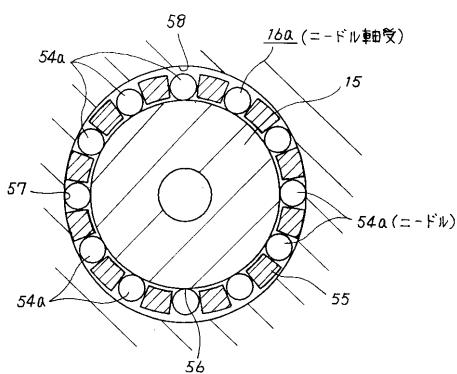
【図1】



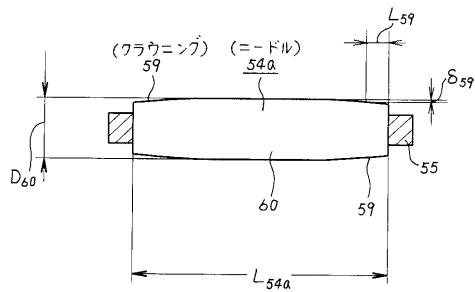
【図2】



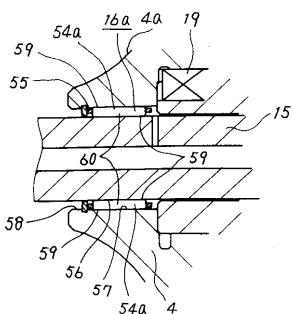
【図3】



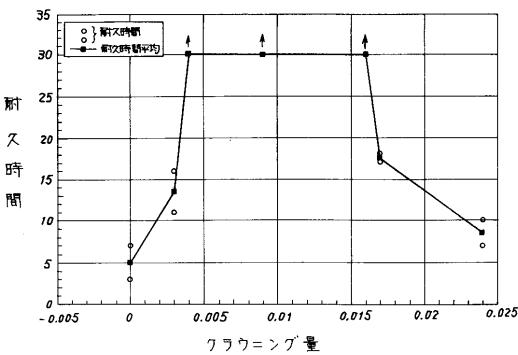
【図5】



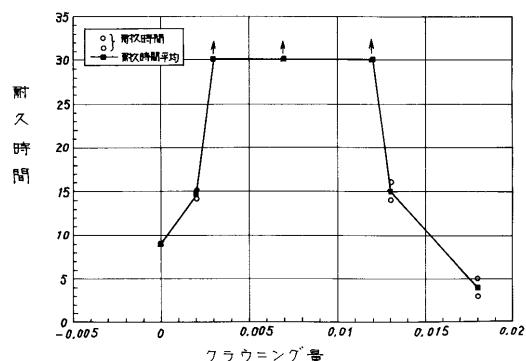
【図4】



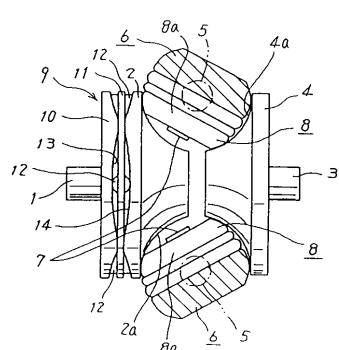
【図6】



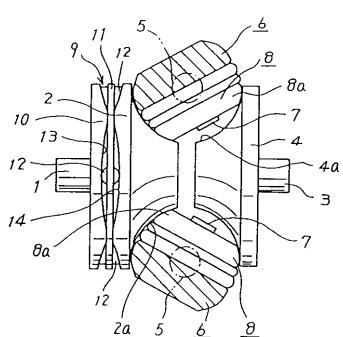
【図7】



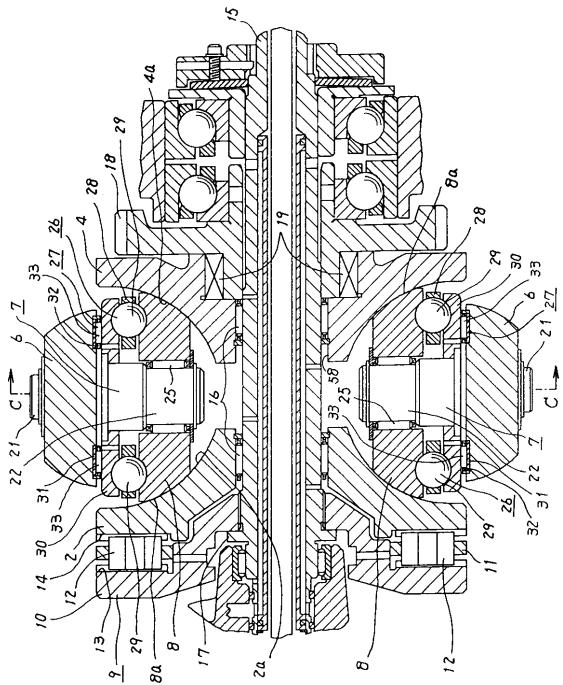
【図9】



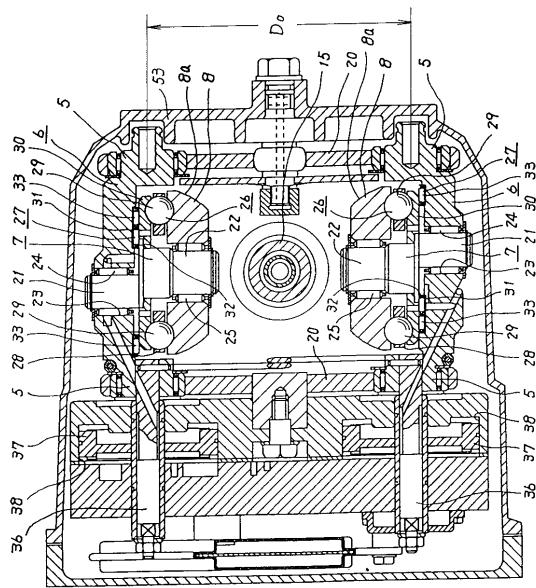
【図8】



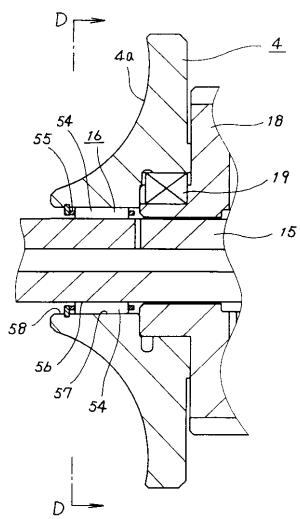
【 図 1 0 】



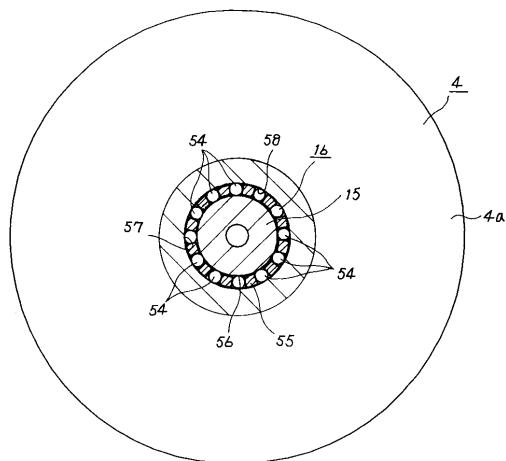
【 図 1 1 】



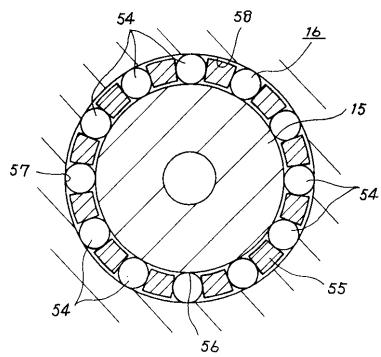
【 図 1 2 】



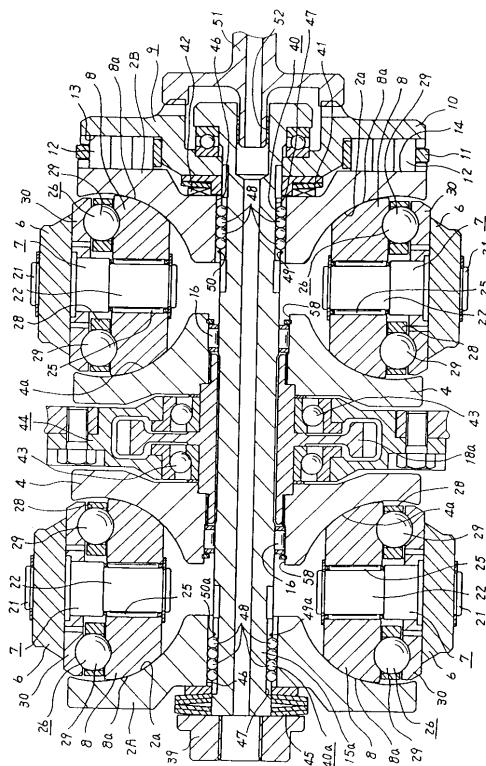
【 図 1 3 】



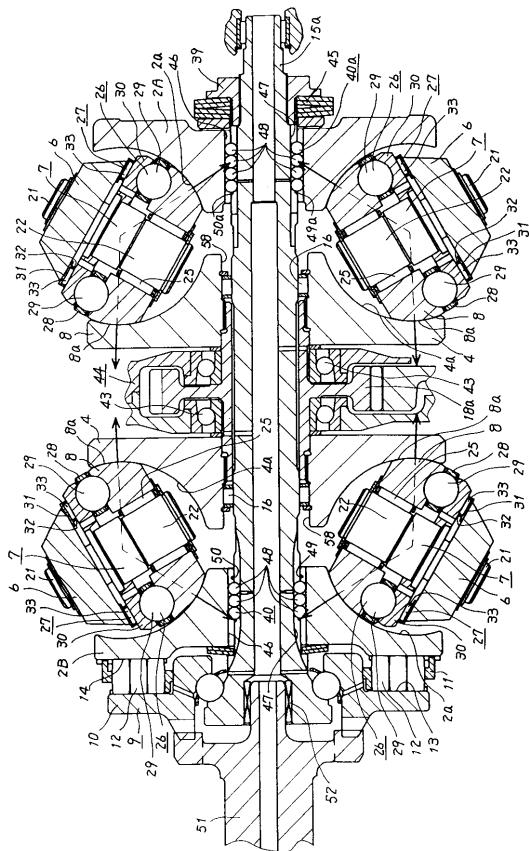
【図14】



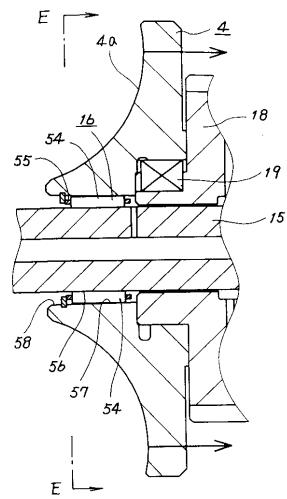
【図15】



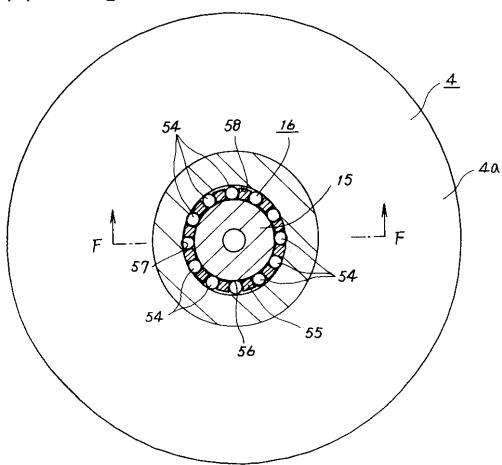
【 図 1 8 】



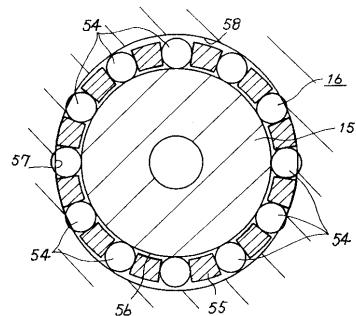
【 図 1 9 】



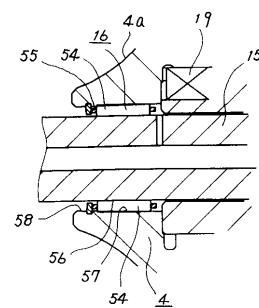
【 図 20 】



【図21】



【図22】



---

フロントページの続き

(72)発明者 後藤 伸夫  
神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内

審査官 富岡 和人

(56)参考文献 特開平07-042400(JP,A)  
実開平03-000113(JP,U)  
特開昭59-069519(JP,A)  
特開平02-107810(JP,A)  
実開平04-095318(JP,U)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 15/38