

【公報種別】特許法第 17 条の 2 の規定による補正の掲載
 【部門区分】第 5 部門第 2 区分
 【発行日】平成 19 年 6 月 14 日 (2007.6.14)

【公開番号】特開 2001-355720 (P2001-355720A)
 【公開日】平成 13 年 12 月 26 日 (2001.12.26)
 【出願番号】特願 2000-213513 (P2000-213513)
 【国際特許分類】

F 1 6 H 61/02 (2006.01)
F 1 6 H 9/00 (2006.01)
 F 1 6 H 59/14 (2006.01)
 F 1 6 H 59/40 (2006.01)
 F 1 6 H 59/70 (2006.01)
 F 1 6 H 63/06 (2006.01)

【F I】

F 1 6 H 61/02
 F 1 6 H 9/00 A
 F 1 6 H 59:14
 F 1 6 H 59:40
 F 1 6 H 59:70
 F 1 6 H 63:06

【手続補正書】
 【提出日】平成 19 年 4 月 20 日 (2007.4.20)
 【手続補正 1】
 【補正対象書類名】明細書
 【補正対象項目名】全文
 【補正方法】変更
 【補正の内容】
 【書類名】明細書
 【発明の名称】無段変速機
 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 入力軸及び出力軸に夫々取付けてなる入力車及び出力車と、上記入力及び出力車間に巻掛けした無端のベルトと、所定入力摩擦力を保つ為弾性力を施され可動車と固定車である上記入力車と、上記入力車に常時弾性力を付与する入力弾性体をもつ入力弾性装置と、制御指令にて上記出力車の回転数とトルクを可変制御する調節装置と、上記弾性体を圧縮する圧縮装置を持ち上記弾性体と上記圧縮装置の両加圧力を直列重畳して生じた圧縮弾性力を上記入力車の可動車に供給する入力加圧装置と、上記圧縮装置に連結し上記入力加圧装置の該圧縮弾性力を可変操作する駆動源と、更に上記駆動源に該制御指令を与え上記入力加圧装置が上記入力車の摩擦力を調節する事で該ベルト張力を経て上記出力車の軸トルクを間接的に常時可変加圧制御する上記調節装置とを有してなる無段変速機。

【請求項 2】 請求項 1 において、上記出力車は、可変径型又は定速比プーリで該ベルト接触半径が一定である無段変速機。

【請求項 3】 入力軸及び出力軸に夫々施され可動車と固定車でなる入力及び出力車と、上記各軸に互に逆向きに夫々配する上記入力及び出力車間に施した無端 V ベルトと、入力及び出力加圧装置に夫々設けた入力及び出力圧縮装置が対応する上記入力及び出力車の可動車を駆動源で夫々作動させる入力及び出力操作器と、上記入力及び出力操作器で出力トルク及び出力回転数又は速比を可変制御する調節装置と、上記入力圧縮装置で入力弾性体を直列押圧して生じた圧縮弾性力を上記入力車の可動車に供給するため上記入力加圧

装置に施し上記弾性体をもつ入力弾性装置と、上記入力車に常時弾性力による可変加圧制御の追従車機能を上記出力車に変速時に加圧力を非変速時に実質的な非加圧状態を夫々施し加圧力による可変径位置決め制御の基準車機能を夫々与えた上記入力及び出力加圧装置と、更に上記入力操作器及び出力操作器に夫々出力トルク指令及び出力回転数又は速比指令を施し出力トルクは上記入力操作器の上記入力車摩擦操作でベルト張力を経て生じた上記出力車V溝でのクサビ摩擦力を間接制御しかつ出力回転数又は速比は上記出力操作器で直接制御した上記調節装置とを有してなる無段変速機。

【請求項4】 請求項1又は3において、上記ベルトは、押込型又は引張型ベルトで構成しネジ、巻上機、油圧ジャッキ又はカム機構でなる上記圧縮装置で上記入力及び出力車の可動車を経て可変加圧されてなる無段変速機。

【請求項5】 請求項4において、上記各加圧装置で、上記各圧縮装置は二摺動具間に押圧装置を施した摺動装置と上記押圧装置を動かす付勢装置とでなり上記摺動装置及び付勢装置の一方又は双方に自己反転阻止機能を持たせてなる無段変速機。

【請求項6】 請求項3又は4において、上記調節装置は、上記出力車の可動車での出力摩擦力又は上記入力及び出力車の回転数を夫々感知する圧力検出器又は回転数検出器を有し定馬力伝動又は定トルク伝動の制御してなる無段変速機。

【請求項7】 請求項6において、上記調節装置は、予め出力回転数又は速比対出力摩擦力設定圧を収めた記憶装置と演算処理装置を持つ電子調節装置で上記入力及び出力操作器をサーボ制御した無段変速機。

【請求項8】 請求項7において、上記調節装置は、該摩擦力、該出力回転数又は該速比の検出値と設定基準値との偏差に応じた補償量を上記入力又は/及び出力操作器への操作量に加味して開又は閉ループで補償制御してなる無段変速機。

【請求項9】 入力軸及び出力軸に夫々施され可動車と固定車でなる入力及び出力車と、上記各軸に互に逆向きに夫々配する上記入力及び出力車間に施した無端Vベルトと、入力及び出力加圧装置に夫々設けた入力及び出力圧縮装置が対応する各対応車の可動車を駆動源で夫々変位させる入力及び出力操作器と、上記各対応車に弾性力供給するため入力及び出力弾性体を上記入力及び出力加圧装置に夫々有する入力及び出力弾性装置と、上記各圧縮装置が上記各弾性体を非経由で加圧力を施す第一入力及び出力加圧装置と又上記各弾性体を直列経由で弾性力を施す第二入力及び出力加圧装置とを有し上記各対応車の可動車に弾性力又は加圧力を識別供給する上記入力及び出力加圧装置と、上記第二入力加圧装置で上記入力車に追従車機能を又上記第一出力加圧装置で上記出力車に基準車機能を上記各操作器の操作で夫々施した第一伝動装置と、上記第一入力加圧装置で上記入力車に基準車機能を又上記第二出力加圧装置で上記出力車に追従車機能を上記各操作器の操作で夫々施した第二伝動装置と、上記両操作器の動作形態を変速域の途中で同期切換えし上記第一伝動装置及び上記第二伝動装置の上記対応車を可変制御するため上記入力及び出力操作器に出力回転数又は速比指令と出力トルク指令とを供給する調節装置とを有してなる無段変速機。

【請求項10】 請求項9において、上記調節装置は、上記入力及び出力車の回転数検出器を有し速比 $=1$ 又は該付近にて上記第一及び第二伝動装置を切換える無段変速機。

【請求項11】 入力軸及び出力軸に夫々施され可動車と固定車でなる入力及び出力車と、上記各軸に互に逆向きに夫々配した上記入力及び出力車間に配した無端Vベルトと、入力及び出力加圧装置が上記各対応車の可動車を駆動源で動かす入力及び出力操作器と、第一圧縮装置が当接装置を直列押圧し加圧力による基準車機能を施す第一加圧装置及び第二圧縮装置が弾性装置を直列押圧し弾性力による追従車機能を施す第二加圧装置を個別に有し制御指令に応じ対応車に該各機能を切換供給する個別加圧装置と、単一圧縮装置が夫々直列押圧された当接装置及び弾性装置が更に互に並列連結され上記当接装置は上記弾性装置の圧縮変位を当接動作時は不能に又当接解除時は可能にして制御指令に応じ対応車に加圧力と弾性力を識別供給する複合加圧装置と、上記入力及び出力加圧装置の一方が上記個別加圧装置で又他方が上記複合加圧装置で夫々構成した上記入力及び出力操作器と、更に上記入力及び出力車のそれぞれが基準車機能及び追従車機能の間を変速域の途中で同

期切換作動させるために制御指令を上記各操作器に施す調節装置とを有してなる無段変速機。

【請求項 12】 請求項 3、9 又は 11 において、上記入力又は / 及び出力操作器は、受加圧点から左右に伸びる上側及び下側の横伝達手段と、上記各横伝達手段の端部間を互に繋げた二本の加圧軸でなる縦伝達手段と、更に上記各縦伝達手段を本体及び軸受で摺動可能に支える支持装置とでなる圧力伝達装置を持つ無段変速機。

【請求項 13】 入力軸及び出力軸に夫々施され可動車と固定車でなる入力及び出力車と、上記各軸に互に逆向きに夫々配した上記入力及び出力車間に施した無端 V ベルトと、入力及び出力加圧装置が対応の上記各車の可動車を駆動源で夫々押圧する入力及び出力操作器と、第一圧縮装置が当接装置を直列押圧して生じた加圧力を変速時に施して可変径位置決め制御による基準車機能に対応車の可動車に与える第一加圧装置と、第二圧縮装置が弾性装置を直列押圧して生じた弾性力を常時施して可変加圧制御による追従車機能を上記対応車の可動車に与える第二加圧装置と、上記入力又は / 及び出力車に対し加圧力及び弾性力を夫々供給する上記第一及び第二加圧装置で成る個別加圧装置を有する上記入力又は / 及び出力操作器と、更に上記対応車が変速域の途中で基準車機能又は追従車機能で夫々切換選択の作動をさせるための制御指令を上記駆動源に施す調節装置とを有してなる無段変速機。

【請求項 14】 請求項 9、11 又は 13 において、上記第一及び第二加圧装置は、互に円環状の上記弾性装置と上記当接装置を上記各対応車の軸芯方向に平行に施した無段変速機。

【請求項 15】 請求項 9、11 又は 13 において、上記各操作器は、上記各圧縮装置を上記第一及び第二各加圧装置に対して夫々個別に又は共用単一に構成し上記駆動源を夫々個別に又は共用単一に配してなる無段変速機。

【請求項 16】 入力軸及び出力軸に夫々施され可動車と固定車でなる入力及び出力車と、上記各軸に互に逆向きに夫々配した上記入力及び出力車間に施した無端 V ベルトと、入力及び出力加圧装置が対応する上記各車の可動車を駆動源で夫々変位させる入力及び出力操作器と、圧縮装置と弾性装置を直列押圧し弾性力供給する弾性加圧装置と上記圧縮装置と当接装置を直列押圧し加圧力供給する非弾性加圧装置とを有し上記当接装置は並列連結された上記弾性装置の圧縮変位を当接動作時には不能に又当接解除時は可能にして夫々加圧力と弾性力を識別供給する複合加圧装置と、上記入力又は / 及び出力車に対し制御指令に応じ加圧力及び弾性力を識別し夫々基準車及び追従車機能を切換供給するため上記複合加圧装置を有する上記入力又は / 及び出力操作器と、更に上記複合加圧装置が上記入力又は / 及び出力車に対し変速域を基準車機能の加圧力供給域と追従車機能の弾性力供給域とに識別供給の選択する該制御指令を供給する調節装置とを有してなる無段変速機。

【請求項 17】 請求項 3、9、11、13 又は 16 において、上記入力及び出力操作器は、双方が上記個別加圧装置又は上記複合加圧装置を、一方が上記個別加圧装置で他方が複合加圧装置を、又は上記入力及び出力加圧装置を夫々施し該入力及び出力操作器に個別の又は単一共用の駆動源を有してなる無段変速機。

【請求項 18】 請求項 9、11、13 又は 16 において、上記調節装置は、回転数検出器又は圧力検出器を有し上記入力又は出力操作器が任意の出力回転数、速比又は出力トルクの基準にて上記各操作器の動作形態を同期切換えする無段変速機。

【請求項 19】 請求項 18 において、上記入力及び出力加圧装置は、二摺動材が該相互間隙の有無で当接又は解放状態に応じて上記入力及び出力対応車の可動車に加圧力供給の有無を制御可能にする当該装置を持つ無段変速機。

【請求項 20】 請求項 11 又は 16 において、上記複合加圧装置は、二摺動材間の間隙を制御する上記当接装置と、二摺動体及び弾性体でなる上記弾性装置とを一方の上記摺動体にて一端閉止の円環状型枠に形成した単一複合装置を構成し、上記摺動材の一方を上記型枠摺動体に又他方を上記弾性体と上記一方摺動材間に摺動可能に配し予め最小圧縮圧 P_{s1} で封じた閉止型加圧装置を上記入力操作器に、又は上記摺動材の一方を上記型枠摺動体で又他方を本体で夫々共用し上記両摺動材の当接時に上記弾性体の最大圧縮圧 P_s

0 を供給する開放型加圧装置を上記出力操作器に夫々配してなる無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は一般産業機械、車両、電動機等に使う無段変速機でプーリへ弾性力と加圧力を識別供給して摩擦力安定化と高効率伝動を果す無段変速機に関する。

【0002】

【従来の技術】

定馬力型ベルト無段変速機の動作は、米国特許第 4, 973, 288 号又は同第 5, 269, 726 号等で開発中だが満足な商品の実現に至らない。入出力車を後者は油圧でまた前者はネジ巻上機で夫々同時加圧する思想である。然しこれ等の思想は決定的かつ重大な機能上乃至原理上の欠陥を持つ。通常出力車が負荷に伝える出力馬力 $P [W]$ は該回転数 $N [rpm]$ とトルク $T [Kgm]$ との関係式 $P = 1.027 \times N \times T$ で決る。回転数はベルトプーリ間接触位置即ち半径比で決まるのに対しトルクは両者間の接触摩擦圧で決まる。この事は回転数がプーリ内ベルトの位置決め制御だけで決まるのに対し軸トルクが該プーリの常時摩擦圧制御だけで決まる事を意味する。従って無段変速機での所望回転数とトルクの確保策は各プーリに可変径位置決め制御と摩擦圧制御とを識別適用し相互に同期操作すべき事を上述関係式自体が示す。然し上述米国特許思想は仮に入出力車に同期した加圧力の位置決め機能を与えても常時適正なベルト位置を維持する保証は無くまして両車に常時所定摩擦力付与のトルク保証機能は全く無い。この事は上述両特許思想では適正な回転数とトルクの確保と維持ができず定馬力伝動が原理的に不可能な事を示す。

【0003】

これに対し本件出願人は欧州特許出願 EP 0931960 A2 号で入出力の二つの各プーリに加圧制御と位置決め制御の各機能役割の分化を提案した。然しまだ幾つかの未解決な問題が残る。その第一はベルトプーリ間摩擦力の不安定性であり第二はそれに伴う伝動効率の悪化の問題である。前者は引張型ベルトの低速伝動を不能に到らせる。その原因は直接にプーリへの外部加圧による摩擦力確保策では接触半径又は面積の増大時に伝動面の摩擦係数が不安定化し摩擦力過剰を招く為である。後者では押込型ベルトでも伝動効率は速比 = 1 付近で最大だがそれ以外の速比域は両プーリの接触面積の平衡が崩れて悪化する。即ち両プーリ中接触面積の増大側での摩擦力過剰でベルト食込みによる発熱と、接触面積の減少側での摩擦力不足でスリップ発熱が同時発生するのが原因と推測され対策が望まれる。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

本発明の共通解決課題は、可変径車 V 溝と V ベルト間摩擦力を操作器の外部加圧力供給で制御する際入出力車中一方車の軸トルク確保の為他方車摩擦力を外部弾性力供給で制御しベルト張力を経て該一方車軸トルクを間接調節してベルト種類に制約されず特に定馬力型に適する無段変速機を提供する事である。

【0005】

本発明の第一解決課題は、特に出力車トルク確保の為、調節装置が入力操作器の操作で入力車の摩擦力不足を償い且つ入力車に常時弾性力供給し入力車摩擦力を可変制御しベルト張力を経て出力車を間接的に可変トルク制御する無段変速機を提供する事である。

【0006】

本発明の第二解決課題は、出力車への直接加圧に伴うベルト巻込を避け出力摩擦力の安定確保の為調節装置が入力車に常時弾性力供給すべき加圧値を可変加圧制御して間接的に出力車 V 溝のクサビ効果を利用し出力摩擦力を調整して可変トルク制御する事で、引張型又は押込型ベルト等ベルト種類に制約されず特に大きい速比域で高効率で安定な定馬力伝動を達成する無段変速機を提供する事である。

【0007】

本発明の第三解決課題は、大速比域に於ける入力車の摩擦力不足と出力車の摩擦力過剰

を抑制すると同時に小速比域に於いても入力車の摩擦力過剰と出力車の摩擦力不足を抑制して全変速域で最適伝動効率の無段変速機を提供する事である。

【 0 0 0 8 】

本発明の第四解決課題は、上述第三解決課題の具体化の際入出力車の一方には加圧力と弾性力の識別可能な個別操作機構を、他方には加圧力と弾性力の識別供給可能な簡易な複合加圧機構を夫々配して高効率を果たす無段変速機を提供する事である。

【 0 0 0 9 】

本発明の第五解決課題は、無段変速機の入力車と出力車の一方又は双方の可動車にプーリV溝の正確な位置決めを果す非弾性加圧力と、誤差・振動等の吸収整定を果す弾性力とを調節装置からの夫々回転数及びトルク指令に応じ識別供給可能な個別操作機構で高効率伝動を果す無段変速機を提供する事です。

【 0 0 1 0 】

本発明の第六解決課題は、上述第五解決課題を更に簡略化し入出力車の一方又は双方の可動車に対し簡易かつ軽量に非弾性の加圧力と、弾性体による弾性力とを単一の制御指令に応じて識別供給可能な加圧機構で高効率を果す無段変速機を提供する事である。

【 0 0 1 1 】

【課題を解決するための手段】

本発明の共通解決手段は、互に定馬力伝動する入出力車中、一方車のトルク確保の為他方車に該操作器が弾性装置を圧縮装置で直列圧縮して生じた弾性力を常時供給制御し且つ該一方車を出力回転数又は速比の指令に応じて可変加圧制御し、調節装置が該他方車摩擦力の操作でベルトを経て間接的に該一方車軸トルクを調節する事により可変トルク制御を果した無段変速機を提供する事である。

【 0 0 1 2 】

本発明の第一解決手段は、弾性装置を圧縮装置で直列圧縮して生じた弾性力を入力車に常時供給する加圧装置と、更に調節装置の指令により該加圧装置を経て可変加圧制御する駆動源とでなる入力操作器で入力車摩擦力を可変加圧制御する事でベルトを経て該出力車軸トルクを間接的に可変トルク制御する構成である。

【 0 0 1 3 】

本発明の第二解決手段は入力車に常時弾性力供給で可変加圧制御する追従車機能を又出力車に変速時に加圧力で非変速時に実質的に非加圧で可変位置決め制御する基準車機能を夫々与え調節装置が入力操作器で入力車摩擦力からVベルトと出力車V溝で作るクサビ摩擦力で間接的に出力軸の可変トルク制御し出力操作器で出力回転数又は速比を直接制御した事である。

【 0 0 1 4 】

本発明の第三解決手段は、無段変速機の入力車に追従車機能を又出力車に基準車機能を与えた第一伝動装置と、更に入力車に基準車機能を又出力車に追従車機能を与えた第二伝動装置とを有し、各操作器が各車の操作機能を変速域の途中で切換えた事である。

【 0 0 1 5 】

本発明の第四解決手段は、入出力車の可動車の一方は二つの圧縮装置が弾性装置と当接装置を夫々個別に直列連結する個別操作器で又他方は単一圧縮装置が弾性装置と当接装置の並列体を直列連結する識別操作器で夫々同期して各車の操作機能を切換した事である。

【 0 0 1 6 】

本発明の第五解決手段は、入出力車の可動車の一方又は双方に、弾性装置と第一圧縮装置を直列重畳した第一加圧装置と、当接装置と第二圧縮装置を直列連結した第二加圧装置とをもち調節装置が夫々弾性力と加圧力を個別供給する個別操作器を施す事である。

【 0 0 1 7 】

本発明の第六解決手段は、入出力車の可動車の一方又は双方に、弾性装置と圧縮装置に直列重畳しかつ当接装置と該弾性装置を並列連結して成る複合加圧装置が制御指令に応じ変速域を弾性力域と加圧力域に識別供給する識別操作器を施す事である。

【 0 0 1 8 】

【発明の実施の形態】

本発明思想は変速伝動装置と変速制御装置を共に油層に納めた湿式型に限定されず、両者を空中に納めた乾型でも又夫々を個別収納しても良い。又本発明は特に定馬力伝動型変速機で大きな効力を発揮するが定トルク伝動型変速機に適用してもよい。変速制御装置の操作器は、加圧力と弾性力の識別に際し第一及び第二加圧装置で成る個別加圧方式と、複合装置による複合加圧方式とを開示したが、入出力両操作器を個別加圧方式にしても良く又入力側を複合加圧方式に出力側を個別加圧方式にしても良い。その際出力車に図6Bの予備圧 P_{s0} を必ずしも与える事を要しない。プーリを押圧する加圧装置、複合装置、圧縮装置、弾性装置又は当接装置は全て非回転配置の例を示したが回転状態で使用しても良く、取付位置もプーリの周囲に制約されず油圧ジャッキや梃子の圧力伝達装置にて任意位置に配しても良い。

【0019】

操作器の加圧力を弾性力の切換する例では速比 $= 1$ で切換える例を示したが任意の速比の時点で切換えを行っても良く、切換操作の基準を速比で無く出力回転数又は出力トルクを基準に切換えても良い。その際望ましくは該出力回転数とトルクとが共に瞬時のバンプレス切換させる事が好ましい。更に入力動力が内燃機関や直流電動機等の如き変速する時は無段変速機を或る定速比のままで出力トルクのみを入力又は出力操作器で可変トルク制御を施しても良い。尚基準車機能のプーリは回転数制御をまた追従車機能のそれはトルク制御を夫々果すので、操作器が各機能切換した時は当然調節装置から供給される制御指令も同時切換えるべきは明白で該指令も増速・減速の回転数指令と、増圧・減圧のトルク指令とを夫々識別選択して供給制御すべきは当然である。従ってベルト劣化等には該補償した回転数指令を弾性体劣化等には該補償したトルク指令を夫々識別供給すべきである。

【0020】

次に、各装置、部品等の代替化、兼用共用化は各種変更が可能である。加圧装置は圧縮装置が弾性装置又はノ及び当接装置と直列連結ならば配列順序は任意である。圧縮装置は指令信号の供給停止後も該押圧位置を安定保持できるなら他の巻上機や油圧ジャッキ又はカム機構等でも良い。弾性装置も皿バネに限る事なく他の如何なる型でも良い。当接装置も他形態で良く例えば各弾性体自体に当接具をもたせ直列配列させても良い。尚夫々の加圧手段である摺動具、摺動体、摺動材等は相互に兼用、共用したり本体、車、圧力伝達装置等の他部材類と代替兼用しても良い。圧力伝達装置や検出器も他の如何なる型式でも良く、例えば圧力伝達装置はプーリの中空軸芯内を伝達させても良い。駆動源の制御モータは入力及び出力側の各加圧装置毎に個別配置の例を示したが、駆動源は周知の伝達機や歯車同期嵌合装置等切替器を用いて共用化又は単一化できモータ種類も交流又はステップモータでも良い。尚可動車と弾性体の同時加圧装置では圧縮装置操作量と円板車相対距離間で比例又は反比例し且つ弾性体と弾性力間で夫々反比例又は比例する構成であれば良い。また各操作器は、該各圧縮装置を該第一及び第二各加圧装置に対して夫々個別に又は共用単一に持っても良い。

【0021】

該モータと圧縮装置をもつ加圧装置では、プーリ高圧力に耐えて長期間の高精度の位置決めと加圧値の供給制御を要する。故に加圧系路にセルフロック機能即ち逆転阻止機能とモータのオーバラン阻止機能等各制御指令への誤信号要因を積極的に排除する事を要す。従って台形ネジ等金属面接触摩擦手段やウォーム伝達機等一方向伝達機を用いたり、更にクラッチ、ブレーキ機能付モータや逆転阻止ステップモータの適用がされるべきである。尚圧縮装置の摺動量は、基準車機能ではプーリ移動分 $1p$ のみだが追従車機能では弾性体圧縮量 $1s$ が加わり合計移動量は $1p + 1s$ となる。従って回転数指令とトルク指令では操作量も操作方向も互に異なるため、巻上摺動装置の場合は巻上ピッチ、回転方向、右ネジ・左ネジ等のネジ溝加工方向、歯車伝達機の速比等周知要素を設計に応じて選択すれば良い。

【0022】

次に調節装置 90 の制御形態は各種考えられ、出力回転数 $N0$ 又は出力トルク $T0$ に精

度を要しない時は予め初期設定した操作量を供給すれば良い。それ等に高精度を維持し変速動作の高速応答を優先する時はベルト周長又は弾性体ヘタリの劣化誤差を定期感知し劣化量に応じて回転数又はトルクの各指令に、予めメモリに定めた値となる様に補償量をCPUにて算出加味して各操作器に与え該検出値を帰還させず開ループにてサーボ制御しても良い。更に、高精度管理を要する場合には、各検出値と予めメモリに定めた基準値とを比較し負帰還制御を入力又は出力側の各操作器に供給する事により極めて高い効率の長期運転を果す。

【0023】

【実施例】

(第1実施例)

図1乃至図6に於いて、無段変速機10は、入力車1と出力車2間に施すベルト3で成る変速伝動装置10Aと、該同一平面側に入力操作器9と出力操作器8を図4で示す調節装置90で調節する変速制御装置10Bとで構成される。本例では入力操作器9は第一及び第二入力加圧装置11, 51でなる個別加圧装置50を更に出力操作器8は出力加圧装置21でなる複合加圧装置40を有し夫々図4に示す駆動源60で付勢される。各加圧装置11, 51, 21は夫々圧縮装置14, 54, 24を有し入力弾性装置31と、入力当接装置35と、出力複合装置20とを夫々操作する。入力操作器9は入力車1に各加圧装置11, 51とで調節装置90が個別に又出力操作器8は出力車2に加圧装置21が単一で速比に応じ夫々弾性力と加圧力を識別供給する能力を有する。尚入出力側に略同等機能部品が存在する為本明細書では各部品名称に「入力」、「出力」の区別を要す時は付すが、前後の記述や図面等で解る時は省く。

【0024】

変速伝動装置10Aは夫々可動車1a, 2aと固定車1b, 2bを相対向しキーを経て前者が後者に対し軸芯方向に摺動可能に配された可変径プーリ1, 2を含み、夫々入力軸1cと出力軸2cに互に逆向きに配される。各プーリ1, 2は夫々一対の軸受7, 6で軸支されて回転し、更に本体10と各可動車1a, 2aとの間を夫々一対の軸受5, 4で回転力を分離しながら各加圧装置11, 51, 21で夫々該プーリ可動車を加圧操作している。本体10は、車両等の他伝動機器等を収める第一本体10aと、無段変速機10を収める第二本体10bとが分離可能に組付される。

【0025】

Vベルト3は、入力車が出力車を引張伝動する引張型と押込伝動する押込型との二種類のベルトが周知で本発明にはこの両者が適用可能である。その構造説明は省略し例えば前者は米国特許第4, 493, 681号等で又後者は同第3, 949, 621号等の例示を記述するに留める。尚本実施例思想は特に引張ベルトでもカム機構等の不安定摩擦力の補償対策を付せず安定伝動を果すので、金属芯体3aを耐熱樹脂、セラミック、金属等の複合材3bを囲む構造の引張型ベルト3で図示する。本発明の変速伝動装置10Aは次に述べる変速制御装置10Bの操作により図7に示す通り広い変速比域の全域で定馬力の動力伝動を高効率で果すものである。

【0026】

各操作器9, 8は、対応する各伝達車1, 2の可動車1a, 2aに加圧力又は弾性力を制御指令に応じて個別に識別供給可能に構成されている。即ち加圧力供給は対応伝達車を基準車機能に又弾性力供給は同車を追従車機能に夫々働かせる。ここで、基準車・追従車機能とは、摩擦伝動時の安定要因の設定を基準車側で定め又不安定要因を追従車側で自己収束し整定する機能を云う。即ち基準車機能は摩擦伝動時のベルトの基準位置を定めて出力回転数や速比を決定する機能で、ベルト接触半径を定めるプーリV溝の位置決め制御を意味する。変速操作時はプーリからベルトに加圧力付与して可変径位置決め制御するが速比が決まると実質的に加圧力印加も停止し可動車によるV溝位置は固定されるので通常の定速比プーリと同一条件のV溝を形成する。追従車機能はベルト・プーリの接触面摩擦や内外の外乱振動等の誤差要因が生じてても上述位置決め制御とは全く無関係に両者間に常時所定摩擦力の供給維持しその誤差要因を正規伝動状態に瞬時に復帰させる自己整定乃至自

動調芯機能を弾性力の働きで果し各軸の軸トルクを決定する機能である。

【0027】

入力操作器 9 は、本例では入力車 1 への加圧力供給用の第一入力加圧装置 11 と弾性力供給用の第二入力加圧装置 51 と夫々個別に持つ個別加圧装置 50 の入力加圧装置と駆動源 60a, 60b とで構成される。第一加圧装置 11 は当接装置 35 と第一圧縮装置 14 との直列構造で、又第二加圧装置 51 は弾性装置 31 と第二圧縮装置 54 との直列構造で夫々構成し両者は共用の摺動体 36 と軸受 5 を経てプーリ 1 の可動車 1a を加圧する。当接装置 35 と弾性装置 31 は入力車 1 の軸 1c の外周に同軸で同芯円上に並列で軸芯方向に平行に配され、又各圧縮装置 14, 54 は同軸上に縦続配列される。従って各加圧装置の加圧形態は、車 1a に対し装置 14 が第二本体 10b の内壁から又装置 54 が外壁から図 2 の圧力伝達装置 70 を経て弾性装置 31 に圧力伝達する。

【0028】

各加圧装置 11, 51 の各圧縮装置 14, 54 は共に摺動装置 13, 53 とこれを付勢する付勢装置 12, 52 とで成る。各摺動装置 13, 53 は、二つの摺動具 16, 17 と 56, 57 並びに両者間を摺動させる押圧装置 15, 55 を有し本例ではボールネジである。摺動装置 13 は管状形成し入力車 1 の周囲に又摺動装置 53 は棒状形成され該軸 1 の延長上に位置する。付勢装置 12, 52 は本例では共にウォーム 18, 58 とホイール 19, 59 から成るウォーム伝達機で成り、夫々軸 18a, 58a に指令が入力され摺動装置 13, 53 が一旦位置決めされると制御指令の供給を停止しても該位置を保つセルフロック機能を果す。各加圧装置 11, 51 はテーパローラ 5 とスラスト軸受 5b との間で非回転状態で車 1 を加圧する。歯車 19 のキー 19a を経た雄ネジの摺動具 16 と歯車 59 に直結の雌ネジの摺動具 57 とは回転に伴って上下に摺動する事はなく、加圧装置 11 では摺動具 17 が又加圧装置 51 では摺動具 56 が上下動する。

【0029】

第一加圧装置 11 の当接装置 35 は、間隙 38 を経て配される二つの摺動材 36, 37 で成り、圧縮装置 14 の作動に応じ両者を互に当接する当接動作時と、両者間を離隔させる当接解除時とを調節装置 90 で制御される。当接動作時は圧縮装置 14 が摺動材 36, 37 と軸受 5 を介し、入力車 1 に直接加圧力を与えるので該車 1 が可変径位置決め制御の基準車機能を果す事になる。当接解除時は間隙 38 を生じ圧縮装置 14 は入力車 1 には作用しない。本例では摺動材 37 は圧縮装置 14 の摺動具 17 と共用し摺動材 36 は弾性装置 31 の摺動体 34 と共用する。77 は自転阻止の回止具である。

【0030】

第二加圧装置 51 の弾性装置 31 は、四枚の皿バネの直列構造で示す弾性体 32 と、これを両端で加圧する二つの摺動体 33, 34 とで成り、当接装置 35 の外周に同芯配置される。弾性体は弾性振動の伝達を一端で可能で他端で不能にし且つ両端が摺動可能な為浮遊状態に支持される。図 2 の通り弾性装置 31 は本例では圧縮装置 51 との間に圧力伝達装置 70 が配されて弾性体 32 を直列圧縮し同時に生じた弾性力を摺動体 34 と軸受 5 を介し供給するので、この時該車 1 が可変加圧制御の追従車機能を果す事になる。従って第一加圧装置 11 の加圧力と第二加圧装置 51 の弾性力とは共に共通の摺動体 34 と軸受 5 を経て互に車 1 を並列印加する。

【0031】

図 2 の圧力伝達装置 70 は、圧縮装置 54 の摺動具 56 の端部 56a に連結しこれを中心受加圧点から左右対称に延長した第一伝達手段 71 と摺動体 33 を兼ねる第二伝達手段 74 とでなる横伝達手段 78 と、その両端に連結し摺動具 56 の軸芯方向に平行に二本の加圧軸 72 でなる縦伝達手段 73 と、更に弾性装置 31 の押圧用加圧軸 72, 72 の摺動方向を円滑案内する軸受と本体貫通孔でなる支持装置 79 と成る。各手段 71, 72, 73 は四角形枠を形成し高加圧でも四角形を保守させる為各軸 72, 72 をリニヤボール軸受 75, 76 を介して本体 10d で支持し摺動具 56 と同方向に加圧する。尚本例では摺動体 33 と加圧環 74 を共用し弾性装置 31 を直列加圧する。

【0032】

図 3 の出力操作器 8 は、本例では出力車 2 への加圧力供給と弾性力供給とを単一の出力加圧装置 2 1 が駆動源 6 0 c への制御指令に応じて両者を夫々識別供給する。操作器 9 と異なり、出力弾性装置 4 1 と出力当接装置 4 5 を並列組付した複合装置 2 0 を更に単一の出力圧縮装置 2 4 で直列組付した出力加圧装置 2 1 を持つ。圧縮装置 2 4 は 2 つ摺動具 2 6 , 2 7 とボールネジ 2 6 a の押圧装置 2 5 とでなる摺動装置 2 3、更にウォーム 2 8 とホイール 2 9 のウォーム伝達機の付勢装置 2 2 で成る。圧縮装置 2 4 及び 5 4 の相違点は、摺動装置 5 3 は右ネジ加圧されるが摺動装置 2 3 は左ネジ加圧された事と、摺動具 5 6 は非回転で上下動するが、摺動具 2 6 は回転しかつ上下動する為軸受 4 9 が配される事と、更に圧縮装置 5 4 の全体が振動不能に本体 1 0 b に設置されるが、圧縮装置 2 4 では摺動装置 2 3 のみは伝達車 2 と弾性装置 4 1 との間を振動伝達可能な連動状態又は浮遊状態に支持する為摺動具 2 6 は付勢装置 2 2 のホイール 2 9 との間にスプライン結合 2 6 c を延長配置して回転伝動を可能にした事等がある。

【 0 0 3 3 】

軸受 4 9 を経て加圧される弾性装置 4 1 は環状鍋に形成した摺動体 4 3 と、摺動体 4 4 との間で収納加圧する複数の皿バネでなる弾性体 4 2 を持つ。本例では図 2 の弾性体 3 2 は伝達車側に又図 3 の弾性体 4 2 は本体側に夫々配されるが、共に弾性体 3 2 , 4 2 の一端は弾性振動可能に他端は振動不能に支持させて摩擦伝動面での振動抑制を効果的に実施する。当接装置 4 5 は、二つの摺動材 4 6 , 4 7 で成り、本例では摺動材 4 7 が摺動体 4 3 の鍋状外縁で又摺動材 4 6 は摺動体 4 4 で夫々共用している。図 3 は中心線の左半分で弾性装置 4 1 の軽負荷時には間隙 4 8 が介在し当接装置 4 5 が当接解除状態で弾性力を又右半分で弾性装置 4 1 が所定値を超え当接装置 4 5 が当接動作状態で加圧力を夫々伝達車 2 に識別供給する状態を示す。尚本例の当接動作状態では弾性体 4 2 の弾性力 P_s は加圧力に加わり常時供給する。

【 0 0 3 4 】

尚加圧装置 2 1 でも加圧装置 5 1 と同一構造の縦伝達手段 8 3 と横伝達手段 8 8 と支持装置 8 9 とで成り左右対称に四角形枠の圧力伝達装置 8 0 を持つ為類似参照符号を付し説明を省く。相違点は本例では全加圧機構を固定車 2 b の裏側に配し弾性振動も相互に伝える事である。又図 5 は加圧装置 2 1 の本体 1 0 d と複合装置 2 0 の一端間に配した圧力検出器 9 4 の断面図である。環状の弾性体 4 2 と摺動材 4 7 とが液封した主ダイヤフラム 1 0 4 を同時に圧縮可能に構成した環状検出端 1 0 1 と、この検出端 1 0 1 の一箇所から放射状に延長して副ダイヤフラム 1 0 6 を変位する導出端 1 0 2 と、この端部に配し半導体歪ゲージをもった圧力 - 電気信号変換部 1 0 3 と、更に油媒体 1 0 5 とで成る。単に印加弾性力又は加圧力だけで無く定速比運転時での出力摩擦伝達面での摩擦力の値を適正に感知し且つ制御可能となる。

【 0 0 3 5 】

図 4 の通り各操作器 8 , 9 は、各加圧装置 1 1 , 5 1 及び 2 1 に夫々個別に駆動源 6 0 a , 6 0 b 及び 6 0 c を施し電子調節装置 9 0 から制御指令が個別に供給される。各駆動源 6 0 には夫々にギヤヘッド 6 4、直流サーボの可逆モータ 6 5 , ブレーキ 6 6 , エンコーダ 6 7 を持ち各対応する参照部品番号に符号 a , b , c を付して示す。両操作器には互に同期したサーボ制御を要するが、各圧縮装置 1 4 , 5 4 及び 2 4 の移動操作量は夫々異なる為対応の各軸 1 8 a , 5 8 a 及び 2 8 a への制御指令は調節装置 9 0 から個別に設けた速比の異なる歯車伝達機 6 1 a , 6 1 b , 6 1 c をもち必要に応じ歯車 6 8 , 6 9 を付設する。

【 0 0 3 6 】

調節装置 9 0 は、CPU 又は演算処理装置 9 5 及び各種 RAM , ROM でなる記憶装置 9 6 , 9 7 を中心として A / D 乃至 D / A 等の変換増幅器 9 8、伝送バスをもつ入出力装置 9 1 を経て入力及び出力情報を導出入する。入力情報はエンジン等のスタータスイッチ等の変速機 1 0 の起動指令と、変速又は加圧制御指令と、図 1 の伝達車 1 , 2 の回転数検出器 9 2 , 9 3 の回転数と、圧力検出器 9 4 からフィルター 9 9 を経たベルトプーリ接触圧と、更に各エンコーダ操作量 R_a , R_b , R_c 等である。出力情報は変換増幅器 9 8 a

、98b、98cから各モータ65a、65b、65cへの操作指令Ea、Eb、Ecとブレーキ指令Ba、Bb、Bcである。

【0037】

記憶装置96は演算処理装置95がプログラマブル制御を実行する基礎情報を持つ。又記憶装置97は三つの処理情報で成りメモリ97aはプーリ1で追従車機能でプーリ2が基準車機能で作動する時の制御情報を、メモリ97bはプーリ1が基準車機能でプーリ2が追従車機能で作動する時の制御情報を、メモリ97cは両プーリ1、2の機能切換時の操作情報や各操作器8、9を個別の単独操作時の制御情報を予め記憶される。フィルタ99は弾性力から弾性振動分を除く。上述の各駆動源60および調節装置90の各機器は例えば山洋電気(株)出版「1998～99サーボシステム総合カタログ」等で既に開示され市販中なので詳細説明は省く。

【0038】

次に第1実施例の動作を述べる。本例の基本理念は、入力又は出力車のいずれの伝達車に対してもベルトプーリ間の接触半径が大きい時は常に該伝達車を基準車機能に、接触半径が小さい時は常に該伝達車を追従車機能に夫々働かせる為に、対応する各操作器からの加圧力又は弾性力を識別して供給制御する事である。本例では入力及び出力回転数 $N1$ 、 $N0$ の速比 $(=N1/N0)$ が $=1$ を基準に切換える。即ち変速領域が、 >1 の大速比域では入力車1に追従車機能を出力車2に基準車機能を与えて成る第一伝動装置Aで、逆に <1 の小速比域では入力車1に基準車機能を出力車2に追従車機能を与えて成る第二伝動装置Bで夫々作動する様に、両操作器8、9と伝動装置の動作形態を切換える。図1は入力車1が最小半径 $r10$ で出力車2が最大半径 $r00$ なので、操作器9では当接装置35は当接解除状態で弾性装置31の弾性力を、操作器8では当接装置45が当接動作状態で加圧力を夫々供給し第一伝動装置Aを成し、この伝動中に増速指令が供給されたとする。

【0039】

図6は、変速域の速比 γ を横軸に、ベルトプーリ間摩擦力 P と接触半径 r を夫々左右の縦軸に示す動作特性図で、図6Aは入力車の又図6Bは出力車の各特性を示す。起動時は図1の最大速比 γ_{max} の為に入力車1には弾性体32の最大圧縮圧により最大摩擦力が施される。最大張力のVベルト3を経て出力車2のV溝には張力による最大摩擦力が保証される。本例の場合は出力当接装置45が当接動作中でも弾性体42の加圧力は軸受49、摺動装置23及び圧力伝達装置80を経て、図6Bの二点鎖線の基礎圧 P_{s0} は供給され続ける。従って出力車2の摩擦力はベルト張力と基礎圧 P_{s0} が重畳した最大値 P_{0m} になる。増速指令が加わり三つのモータ67が動くと各軸18a、58a、28aが回動し、入力車側では当接装置35の間隙38が挟まるが影響は無く、弾性体32が圧縮装置54により図6Aの通り圧縮が $P11$ に減圧されるので供給弾性力も減り入力摩擦力も減る。出力車側ではベルト張力による摩擦力分が減少する為出力摩擦力も $P01$ に減圧し同時圧縮装置21により複合装置40はそのままの状態で圧縮装置21の摺動具26、27間のみが相対変位し、圧力伝達装置80を経て可動車2aを供給加圧力で強制移動しベルト半径を $r01$ に減ずる。この時同時に弾性力の働きで減圧に拘わらず入力車1の半径 $r10$ は増し $r11$ に移動する。この一連の動作が同時に同期して行われる。以下同様に再度増速指令が加わると同じ動作を繰返し、速比 $\gamma = 1$ に達するまで繰返す。

【0040】

更に増速指令が $\gamma = 1$ に達すると二つの操作器8、9の動作が瞬時に切換わる。即ち入力側では当接装置35の僅かに残された間隙38は瞬時に消去し摺動材36、37は当接動作状態に入り弾性体32の弾性力は当接装置35の加圧力に優先的に切換えられる。出力側では同時に付勢装置22の働きで摺動具26は上昇し複合装置40を減圧するので当接装置45は圧力検出器94から当接解除状態に入り、弾性体42の弾性力が摺動装置23、圧力伝達装置80を経て車2に伝えられる。従って <1 の小速比域では、入力車1が接触半径を増大し基準車機能で又出力車2が接触半径を減少し追従車機能で成る第二伝動装置Bとして働く事になる。第一伝動装置Aでは出力回転数は出力操作器8で直接制御

し、出力トルクは入力操作器 9 でベルト張力を経て間接制御したのに比し、第二伝動装置 B では出力回転数が操作器 9 で間接制御され出力トルクが操作器 8 で直接制御される。従って以後は調節装置 90 による各制御指令と該各補償信号の供給切換がある以外は全く同様に安定伝動を続ける。図 3 の左半分は増速指令が更に加わり出力回転数での速比 s の出力車 2 及び加圧装置 21 の状態を示す。最小速比 min まで同じ動作をする。

【0041】

逆に再び最大速比 max に復帰するには上述と逆回転の減速指令を各モータ 65 に与える事で上述と逆の動作手順で達成できる。速比 $= 1$ での機能切換は、ベルト 3 の長手方向の伸びと幅方向の厚味の経年変化の悪影響を無くす為に本例では調節装置 90 が常時入出力車回転数検出器 92, 93 から算出する速比信号を基準に各加圧装置に指令を供給する。然も実際には速比 $= 1$ 付近での伝動装置 A 及び B 間のハンチングを阻止する為各指令は図 6A, 6B に示す通り動作スキ間 (Differential) を施して制御される。尚上述では操作器 9 の弾性装置 31 又は当接装置 35 の一方のみが車 1 の加圧に影響しないので両圧縮装置 11, 51 を常に駆動する必要は無く、車 1 に影響しない装置は図 2 の左側摺動体の如くその期間の制御指令の供給を停止し待機しても良く切換時のみ両者を同時駆動させれば良い。更に弾性体 31, 41 の圧縮値がヘタリ劣化した時に各車 1, 2 で所定摩擦力が継続維持でき無くなる恐れが残るが、本例では図 1 の最大速比状態で伝動運転を停止中でも加圧装置 51, 21 の高加圧を低加圧に強制的に解除する除圧指令を与え長期間の運転停止の時の経年劣化の阻止対策を施し得る。又各増幅器 98 は両操作器の切換時のみ直流モータ 65 を供給電圧又はパルス量操作で急速切換動作でき瞬時速動指令を供給して機能切換しても良い。

【0042】

更に本例では、出力トルクを入力操作器 9 の間接加圧制御で果す場合を持つが、各弾性体 32, 42 の劣化した時にも高精度の所望摩擦力を出力車 2 で保証する為圧力検出器 94 が使用される。出力車 2 が基準車機能で働く時でもクサビ摩擦力は同検出器で常時感知できる。摩擦力の低下の補償制御は、予め弾性体 31 の劣化を検出し CPU 95 とメモリ 97a とで定めた摩擦力に適するように入力操作器 9 に関ループ乃至閉ループ制御を施すことによって所定摩擦力供給を達成できる。その具体策は本発明の要旨では無いので説明を省く。出力回転数を入力操作器 9 の間接位置決め制御で行う際回転数検出器 93 を用いた時も同様である。

【0043】

本例の効用は、両車 1, 2 のベルトプリー間の接触半径又は面積が減少時は高圧の弾性力の常時供給を維持し続けるので加圧不足に因る滑りを解消し、接触半径又は面積が増大時は変速動作時以外には加圧力を全く印加しないか又は僅かな加圧力 P_s を加えるだけなので摩擦係数変動や摩擦力過剰の不安定化を招く事が無く、必要以上の外部加圧に因るベルトの巻込み現象に伴う伝動不良が解消する。故に本明細書で「実質的な非加圧」とは摩擦伝動に悪影響の無い範囲内の加圧力を施しても良い事を意味する。その結果図 7 の通り大速比域での第一伝動装置 A と小速比域での第二伝動装置 B を単に安定連結するだけで無く両変速領域を大幅に拡大できる事を示し、所望摩擦力の安定維持が確立する為該変速領域の両端域でも高効率伝動を果す。然も最大の利点はベルト巻込み現象が解消する為従来周知の押込型ベルトだけで無く引張型ベルトを、カム機構等の調整装置を全く付さずに適用できる点に有る。尚各操作器の機能切換位置は必ずしも速比 $= 1$ に制約されず任意変更可能である。

【0044】

(第 2 実施例)

図 8 及び図 9 は第 2 実施例無段変速機を示す。第 2 実施例が第 1 実施例との相違点は入力操作器 9 の構成のみにあり実質的な第一及び第二伝動装置 A, B の機能切換による可変トルク制御及び可変径位置決め制御動作は全く同一である。そこで同一又は類似機能の部材には第 1 実施例と同じ参照番号を付し相違点を述べる。構造上の相違点は、操作器 8 と同様に単一の圧縮装置 14 と複合装置 30 の直列連結で複合加圧装置 50 の入力加圧

装置 11 を形成した点である。複合装置 30 は弾性装置 31 と当接装置 35 とを予め並列に圧縮組付してある。本例では摺動装置 13 の摺動具 17 と、弾性装置 31 の摺動体 33 と、更に当接装置 35 の摺動材 37 が一体共用化して複合装置 40 に相異し圧縮状態で両端閉止した円環鍋型収納枠を成す。該室内に複数皿パネの弾性体 32 を収め摺動体 34 を兼用する摺動材 36 及び 37 とで弾性体 32 を圧縮収納してある。図 6 A , 6 B の各摩擦特性の実線で示す通り入力弾性体 32 は高加圧域特性 P1 を出力弾性体 42 は低加圧域特性 P0 を夫々担うので、第 1 実施例と同様に通常は前者が後者より大きい弾性圧縮圧の皿パネが選定されるがベルトプーリ間摩擦係数によっても変化する。摺動材 37 は可動材 37 a と可動材 37 b との間でネジ 39 が施され当接装置 35 の当接又は解除状態の動作点を可調整にしてある。当接装置 45 も同様に構成しても良い。

【 0045 】

複合装置 30 と 20 の相違点は弾性体の圧縮動作方向が互に逆である。複合装置 30 が予め圧縮収納した弾性体閉止型だが同装置 20 では開放型である。動作上も図 6 A , 6 B と同様に変速機 10 が第一伝動装置 A で作動中は操作器 8 が加圧力でベルト 3 を位置決め制御する為、当接装置 35 では図 8 の間隙 38 が生じ弾性体 32 が有効に働く。然し第二伝動装置 B に移ると、操作器 8 が弾性力の可変加圧制御域に入り同時に当接装置 35 も間隙 38 は消失し操作器 9 が図 9 の当接動作状態に移るので、小速比域では実質的に弾性体 32 の機能は無効になり、入力車 1 が基準車機能して作動する。尚ベルト 3 は無端帯体 3 a と多数ブロック 3 b との押込型で示す。

【 0046 】

本例の効用は第 1 実施例と略同様だが更に小型軽量化が果せる。然し複合装置 30 が閉止型の為変速機の停止中に劣化防止策用の弾性体 32 を除圧操作できないが弾性体 32 に圧縮圧に経年変化が生じて出力トルク制御に圧力検出器 94 を使う為 C P U 95 とメモリ 97 c が出力車 2 での所定摩擦力を常時調節するので弾性力の劣化減少分は入力操作器 9 の操作量を増す補償操作で障害を克服できる。検出器無しでも少ない劣化弾性材で長期伝動に耐えさせ又はネジ 39 で再調整すれば良い。

【 0047 】

(第 3 実施例)

図 10 及び 11 は、本発明の共通ベース思想を示す第 3 実施例であり、両操作器とも常時機能切換せずに第一伝達装置 A を構成する。本例では変速領域の全域で、入力操作器 9 は常時弾性力供給する可変加圧制御の追従車機能を又出力操作器 8 は変速時加圧力供給し定常時に無加圧の可変位置決め制御の基準車機能を夫々果す。ベルトプーリ間で大摩擦力を得る為に伝達車に巨大外部圧を施す方法は摩擦係数が安定せず摩擦力過剰による伝動不能に到る。特にこの傾向は入力車 1 よりも出力車 2 で生じ易い。その理由は出力回転数の方がより小さくなり逆に出力トルク T0 はその分増大する事を要するからである。本例では制御指令供給時は加圧力供給してもそれ以外の定速比運転時は出力車 2 の V 溝に対し加圧装置による外部圧を全く与えず単に定速比プーリの V 溝と同等の構成である。所定出力トルクの確保は入力操作器 9 で追従車機能する入力車 1 の弾性摩擦力にて与えたベルト張力のみで決定させた思想である。図中のチェーンベルト 3 の様にプーリ内巻込現象が生じ易い引張型ベルトでも又生じ難い押込型ベルトでもその型式に因らず、大速比域での安定伝動と高効率伝動を果す。

【 0048 】

構造的には入力操作器 9 は、図 9 の操作器 9 から当接装置 35 を除去したものである。出力操作器 8 は、図 1 , 3 又は図 8 の操作器 8 から複合装置 20 を除去し、摺動装置 23 と付勢装置 22 を直結した圧縮装置 24 にて変速動作時だけ加圧力を施し出力車 2 を可変径位置決め制御の基準車機能を果す構造である。他の構造は第 1 , 第 2 実施例と同一なので同一の参照符号を付して詳細な説明を省く。尚圧力検出器 94 の検出端 101 はホイール 29 のスラスト軸受 4 b での圧力を感知する為摩擦力の値は可動車 2a、圧力伝達装置 80 を経て圧縮装置 24 と本体 10 d 間で常時感知でき他実施例と同様調節装置 90 にて適正な摩擦力管理によるトルク制御が達成できる。

【 0 0 4 9 】

(その他の実施例)

上述実施例で入出力車のいずれか一方が弾性力による追従車機能を持つ理由はベルトの周長伸びや厚味摩耗等の誤差要因の吸収能力を弾性力自体に持たせて安定伝動を果す為である。従って入力操作器 9 を図 10 の構造で又出力操作器 8 を図 3 の構造で夫々組立てた無段変速機であっても又入力弾性体 32 が出力弾性体 42 よりパネ圧を大きく選定し実質的に加圧力として機能する時は安定伝動を果す為入力及び出力車に同時に弾性力供給してもよいが同時に加圧力供給状態すべきでは無い。更に入力車 1 に図 10 の操作器 9 を又出力車に図示しない定速比プーリを施しても出力トルクを入力操作器で調節する本発明思想は達成できると共に本発明の範囲に含む。

従って本発明は「特許請求の範囲」から当業者が容易に創作しうる範囲内に於いて各種の変更、変形を加えても該範囲に包含される。

【 0 0 5 0 】

【発明の効果】

本発明は所定出力トルクを確保するのに、出力車への直接的な外部加圧に依らず入力車を外部可変加圧制御しベルトを経て間接的に出力摩擦力を得るので、出力軸トルクを創出する構成は如何なる構造でも良く入力車での摩擦力不足も無くす事ができる。特に可変径プーリを入出力車に用いる無段変速機では、ベルトプーリ間の接触半径又は面積が増大した時に、プーリ可動車に変速動作時以外は実質的な加圧力を供給せず相手プーリ摩擦力で生じたベルト張力に基き V ベルトとプーリ V 溝間のクサビ効果で間接的に接触摩擦力を作り出すので、外部加圧力に応じて変化する摩擦係数の不安定性を解消し、高負荷トルク時にも安定かつ高効率伝動を達成する。特にベルトがプーリ内に食い込む謂所巻込現象が生じ易い引張型ベルトでも伝達不能に到る事が無く、ベルトプーリの材質、湿式乾式等潤滑性、温度等の周囲条件の変化に拘わらず安定したクサビ摩擦力を創出できる為、従来の不安定なカム機構等の巻込防止対策を別途に施す事なく安定伝動を実現する。ベルト接触半径の増減は入出力車で発生し各操作器が対応プーリへの基準車又は追従車機能の切換能力をもたせる事で安定伝動可能な変速領域を大幅に拡大でき然もその両端部領域で高効率伝動を維持するので、車両や発電設備等の分野では低燃費、低価格かつ低運転コスト高効率の伝動機を実現する効果がある。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

本発明の第 1 実施例無段変速機の全体構成断面図を、

【図 2】

同第 1 実施例の入力車及び入力操作器の断面図を、

【図 3】

同第 1 実施例の出力車及び出力操作器の断面図を、

【図 4】

同第 1 実施例の各操作器用の駆動源及び調節装置の構成図を、

【図 5】

同第 1 実施例の出力操作器に施した圧力検出器の断面図を、

【図 6】

同第 1 実施例の速比対接触半径・摩擦力特性で図 6 A は入力車側の図 6 B は出力車側の夫々の動作特性説明図を、さらに

【図 7】

同第 1 実施例の速比対伝動効率特性図を夫々示す。

【図 8】

本発明の第 2 実施例無段変速機の全体構成断面図を、さらに

【図 9】

同第 2 実施例の入力車及び入力操作器の断面図を夫々示す。

【図 10】

本発明の第３実施例無段変速機の入力車及び入力操作器の断面図を、さらに

【図１１】

同第３実施例の出力車及び出力操作器の断面図を夫々示す。

【符号の説明】

１，２ プーリ

３ ベルト

８，９ 操作器

１０ 無段変速機又は本体

１１，２１，５１ 加圧装置

１２，２２，５２ 付勢装置又はウォーム伝達機

１３，２３，５３ 摺動装置

１４，２４，５４ 圧縮装置

１５，２５，５５ 押圧装置

３０，２０ 複合装置

３１，４１ 弾性装置

３５，４５ 当接装置

６０ 駆動源

７０，８０ 圧力伝達装置

９０ 調節装置

【手続補正２】

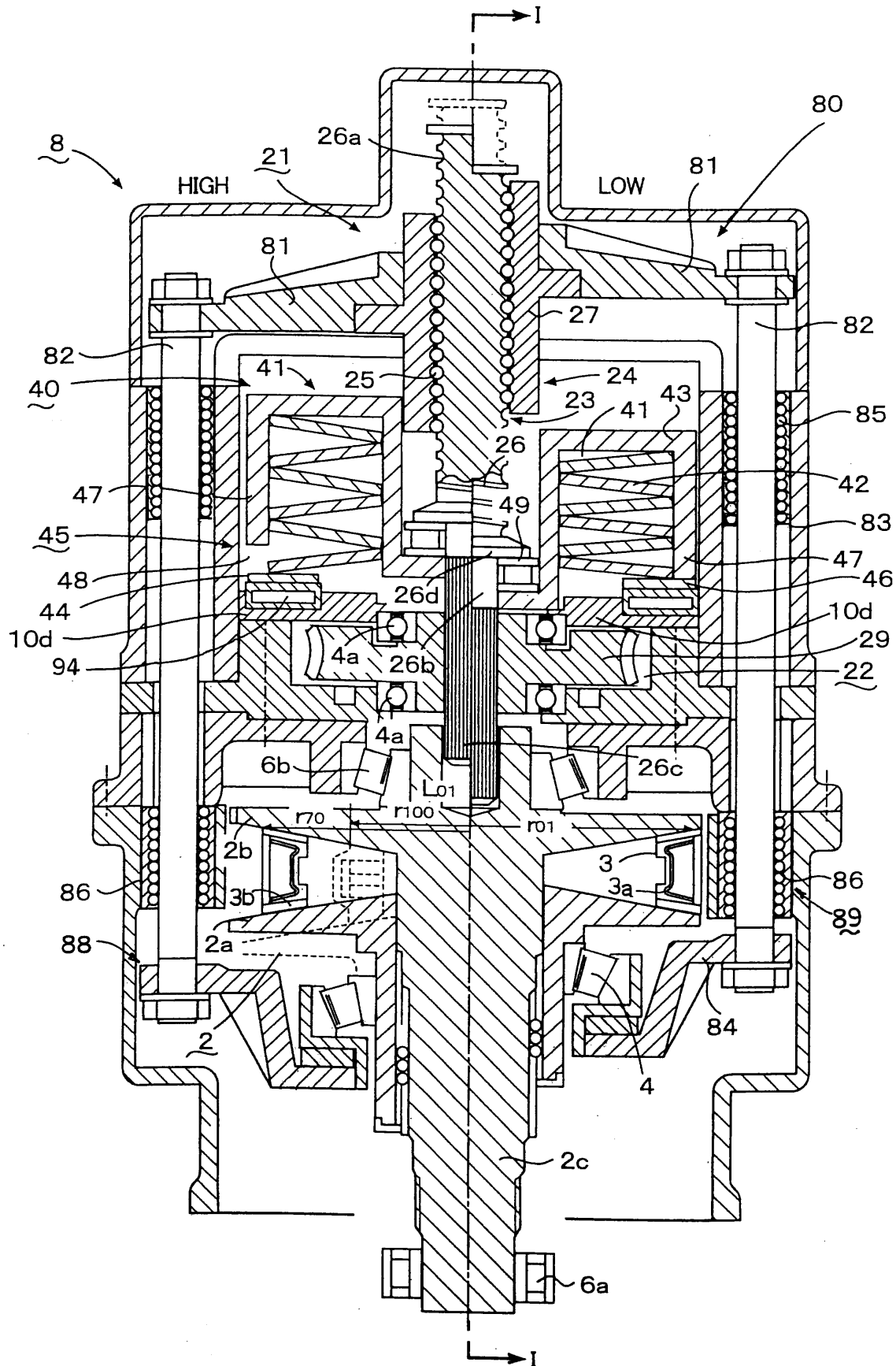
【補正対象書類名】図面

【補正対象項目名】図３

【補正方法】変更

【補正の内容】

【補正対象書類名】図面

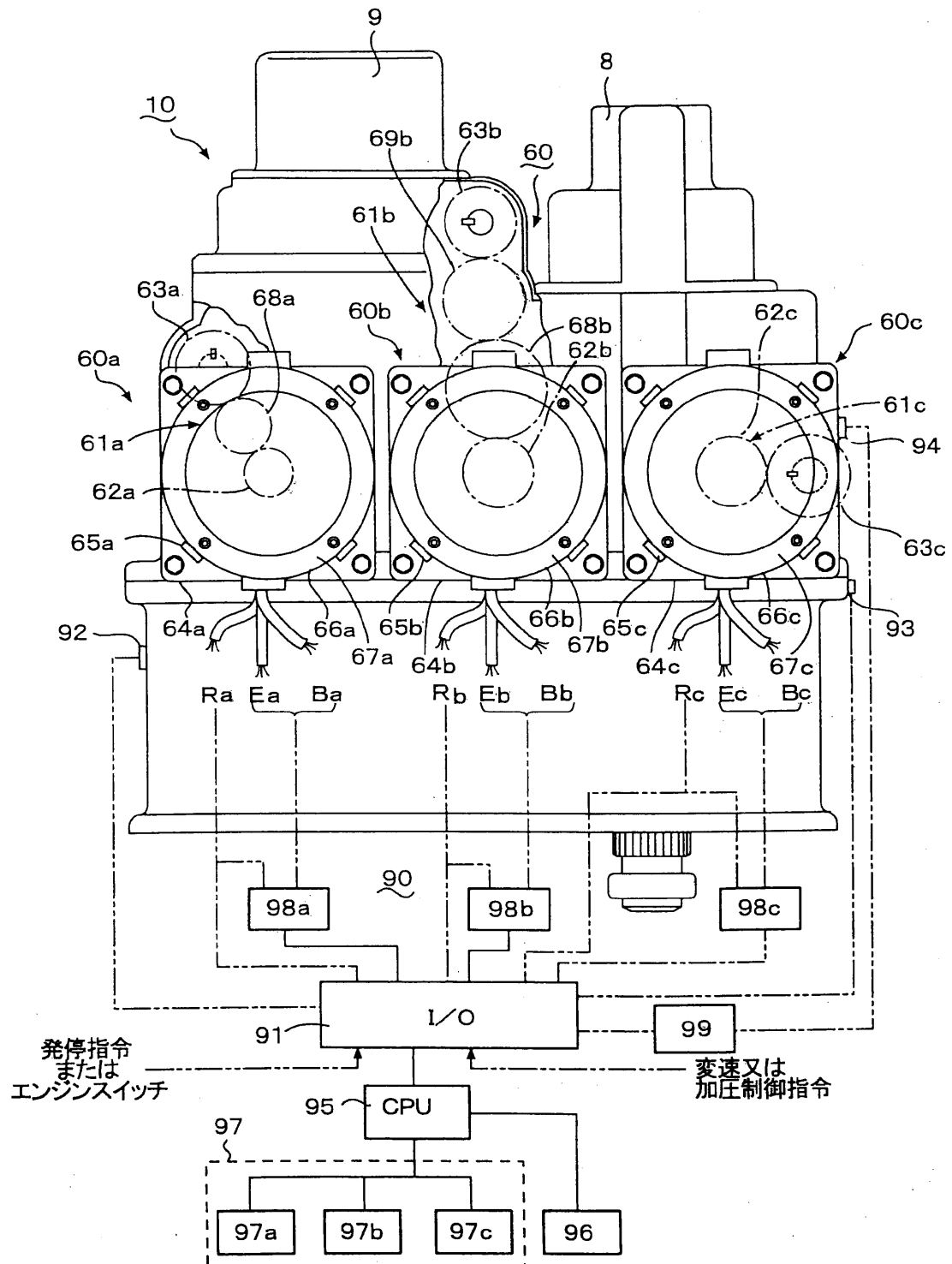


【補正対象項目名】図 4

【補正方法】変更

【補正の内容】

【図 4】



【手続補正 4】

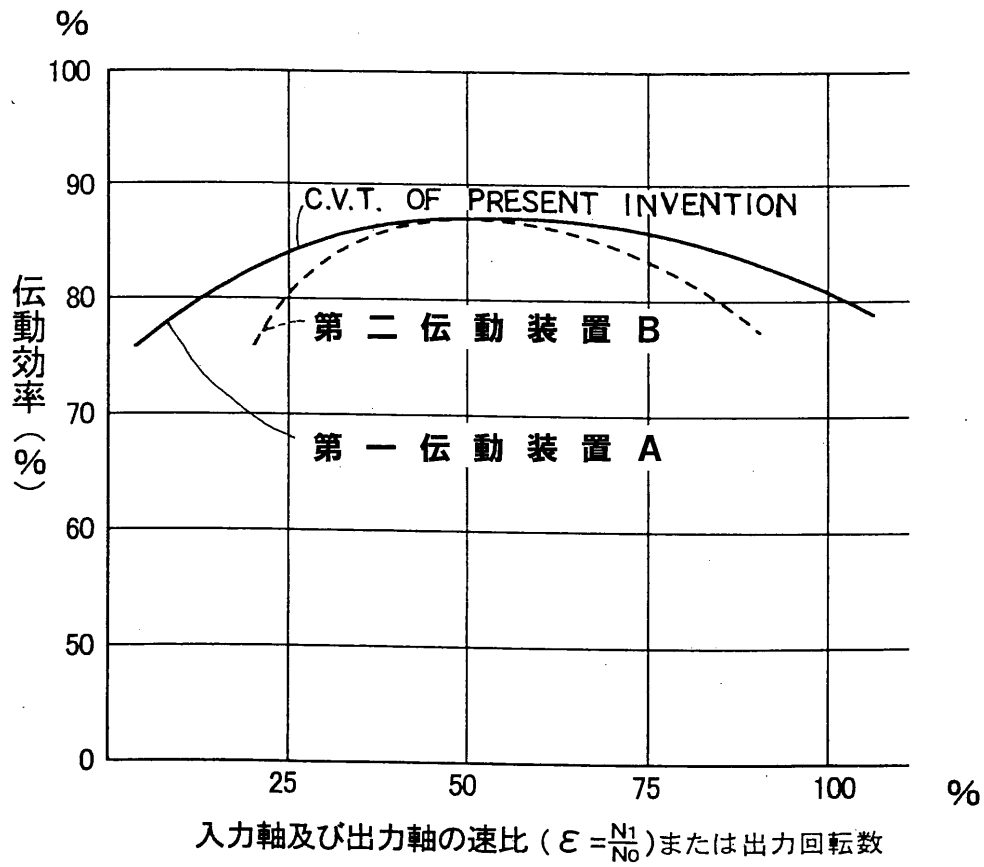
【補正対象書類名】図面

【補正対象項目名】図 7

【補正方法】変更

【補正の内容】

【図 7】



【手続補正 5】

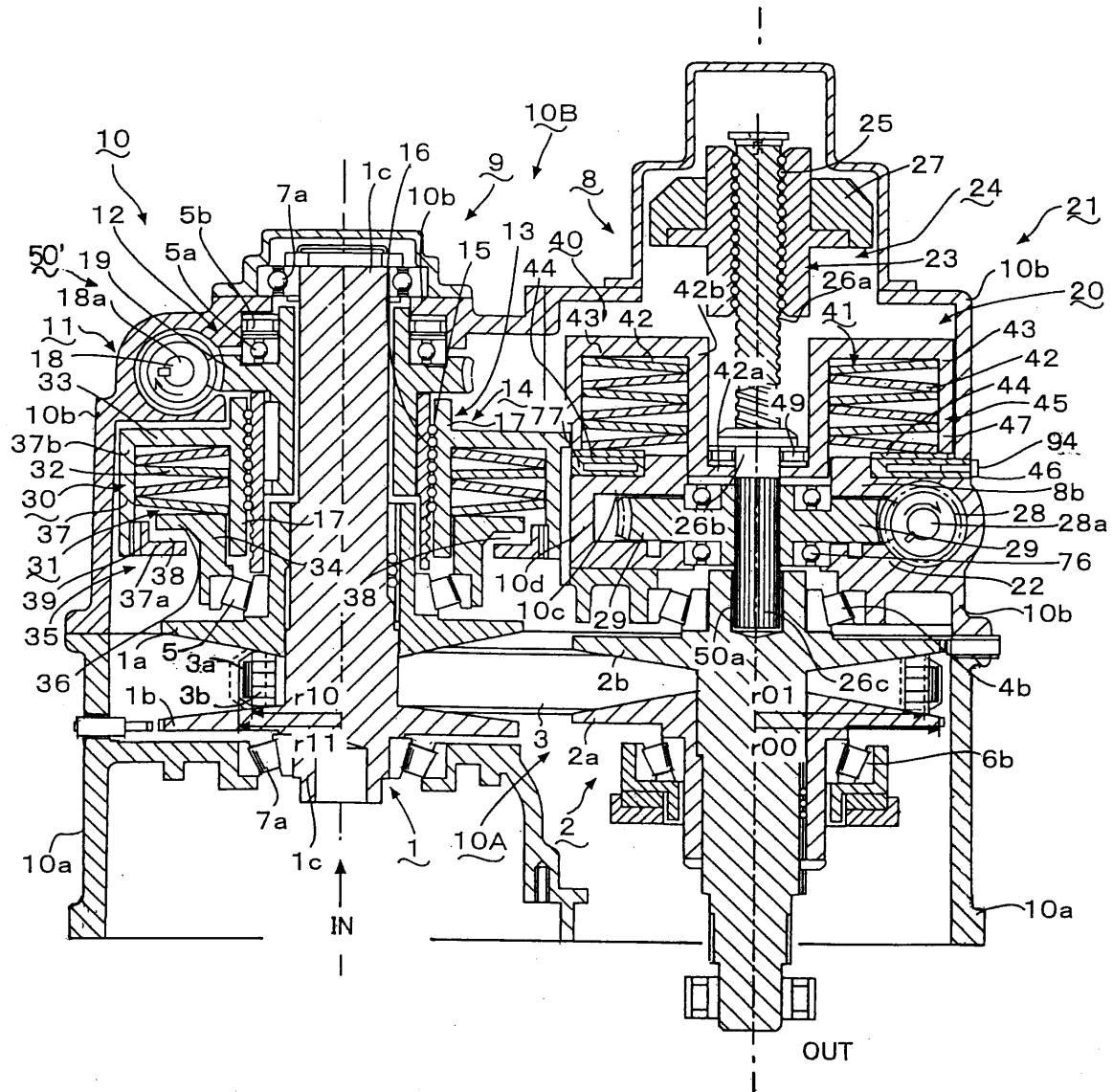
【補正対象書類名】図面

【補正対象項目名】図 8

【補正方法】変更

【補正の内容】

【 図 8 】



【 手続補正 6 】

【 補正対象書類名 】 図面

【 補正対象項目名 】 図 1 1

【 補正方法 】 変更

【 補正の内容 】

【図 11】

