

【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 23 年 2 月 3 日 (2011.2.3)

【公開番号】特開 2010-281453 (P2010-281453A)
 【公開日】平成 22 年 12 月 16 日 (2010.12.16)
 【年通号数】公開・登録公報 2010-050
 【出願番号】特願 2010-180685 (P2010-180685)
 【国際特許分類】

F 1 6 H 61/00 (2006.01)

F 1 6 H 61/662 (2006.01)

【F I】

F 1 6 H 61/00

F 1 6 H 61/662

【手続補正書】
 【提出日】平成 22 年 11 月 15 日 (2010.11.15)
 【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】
 【発明の詳細な説明】
 【発明の名称】可変伝動機
 【技術分野】
 【0001】

本発明は一般産業機械、車両、電動機等に使う可変伝動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広帯域高效率伝動を果す可変伝動機に関する。

【背景技術】

【0002】

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 $T [Kgm]$ との伝動関係式 $P = 1.027 \times N \times T$ 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と接触面積で決まる。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との該面積と常時摩擦圧の可変加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の可変加圧制御とを識別適用し相互に同期操作すべき事を上述伝動関係式自体が示す。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 E P 0 9 3 1 9 6 0 A 2 号で入出力の二つの各プーリに可変加圧制御と可変径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

摩擦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ブレーキ発熱と、接触面積の減少側での摩擦力不足でスリップ発熱とが同時発生するのが原因と推測され制御形態を充実する対策が望まれる。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】米国特許第4,973,288号

【特許文献2】米国特許第5,269,726号

【特許文献3】欧州特許出願EP0931960A

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

本発明の共通解決課題は、可変径プーリへの加圧力供給は速比制御を弾性力供給はトルク制御を果す性質を利用して第一、第二加圧装置を入力車、出力車又は入出力車双方に組み特に弾性力でのトルクの変操作を調節装置と該加圧装置でサーボ制御する新たな制御形態又は伝動形態を実現し、特に弾性力によるトルクの変操作を調節装置と該加圧装置とでサーボ制御して伝動負荷に伴って安定トルク伝動と高効率広帯域伝動を果す可変伝動機を提供する。

本発明の第一解決課題は、入出力車の各伝達車機能役割の選択の為、加圧力供給する第一加圧装置と弾性力供給する第二加圧装置とを個別設置し調節装置が実質的に加圧力供給の速比制御又は加圧力と弾性力で速比とトルクの同時制御機能を選択する思想である。

【0006】

本発明の第二解決課題は、例えば入出力車の一方に速比制御を他方にトルク制御を果す際に該一方車の速比制御以外に弾性力供給でトルク制御すると入出力車双方で同時に弾性力を付与できる結果トルク負荷に伴い高精度高効率のトルク伝動制御を施す思想である。

【0007】

本発明の第三解決課題は、弾性体を使う伝動機は弾性力が可変運転時は最適摩擦力による適正トルク制御を果す利点を持つ反面伝動機停止中は常時高加圧印加状態が弾性体やベルトプーリ類に変形劣化を促す欠点を持ち、利点で広帯域高効率の高負荷伝動を促し欠点を解消して長期の高効率安定伝動を果す思想である。

【0008】

本発明の第四解決課題は、対応可動車への加圧力供給系路と弾性力供給系路間に切換器を用いて正確に識別切換操作を実現し結果的に入出力車の一方で速比を他方でトルクを制御する形態と又一方でトルクを他方で速比を制御する形態との二つの伝動形態を実現する思想である。

【0009】

本発明の第五解決課題は、入出力車の一方に加圧力を他方に弾性力を施す一制御形態と一方に弾性力を他方に加圧力を施す他制御形態とは速比対伝動効率特性にズレがあり之を利用し可変域途中で両形態の切換時に円滑トルク伝動を行うパンプレス切換思想である。

【0010】

本発明の第六解決課題は、入力及び出力車が夫々トルク及び速比制御する第一伝動機と夫々速比及びトルク制御する第二伝動機との間を可変域の途中で運転切換して前者の可変域と後者の可変域とを互に連結して広帯域でかつ高効率伝動を確保する伝動思想である。

【0011】

本発明の第七解決課題は、対応可動車への弾性力供給圧を減少すれば実質的に弾性力の供給停止と同様に出来るが加圧力供給の場合には積極的な供給と遮断が必要で加圧力供給系路に切換器を設け対応可動車への加圧力の供給又は停止を外部の速比指令又は制御指令で制御する結果トルク制御機能を選択する思想である。

【 0 0 1 2 】

本発明の第八解決課題は、各加圧装置は対応可動車周囲に大きな弾性装置をもつ第二加圧装置の設置や第一又は第二加圧装置の設置の際全体を簡略化し簡易且つ軽量に構成しかつ各加圧部材が独立してトルク制御や速比制御の加圧操作を可能に構成する思想である。

【 0 0 1 3 】

本発明の第九解決課題は、可変域途中で入力及び出力車を夫々速比及びトルク制御する形態と夫々トルク及び速比制御する形態とを切換える伝動機でも速比とトルクの一方の単独操作時と双方の同期操作時とで各種伝動形態を調節装置の指令で実現した思想である。

【 0 0 1 4 】

本発明の第十解決課題は、通常摩擦伝動機の効率は速比が1付近で最大だがトルク制御を入力車で行う場合と出力車で行う場合とでは速比対効率特性に多少のズレを生じ之を利用して両効率特性の可変域を互に連結する際に切換動作点の領域を定めた思想である。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 1 5 】

本発明の共通解決手段は、可動車に第一及び第二加圧装置の速比及びトルク制御機能の性質を利用し速比及びトルク指令又は制御指令で速比とトルク制御形態の高精度管理思想又各種の伝動形態を選択する制御要素の切換思想を実現した可変伝動機を提供する。

本発明の第一解決手段は、入力又は出力車の制御機能の役割を充実する為対応伝達車に対し加圧力供給する第一加圧装置と弾性力供給する第二加圧装置とを個別設置し、調節装置の指令切換により実質的な加圧力で速比制御を又加圧力と弾性力で速比とトルクの同時付与制御を選択する構成である。

【 0 0 1 6 】

本発明の第二解決手段は、入出力加圧装置の一方は速比制御する第一加圧装置に並設したトルク制御する第二加圧装置とを他方は別途弾性力供給でトルク制御する他方加圧装置とを配してトルク負荷の増減に伴い入出力車に弾性力を同時に可変付与する構成である。

【 0 0 1 7 】

本発明の第三解決手段は、伝動機運転時は出力摩擦圧検出器で算出したトルクでサーボ制御したトルク指令と運転停止中は高加圧状態の弾性力を解放する除加圧指令とを調節装置が第二加圧装置に付与する事で高効率の高負荷伝動を長期間安定維持する構成である。

【 0 0 1 8 】

本発明の第四解決手段は、各対応可動車への速比制御とトルク制御機能の選択には調節装置での供給指令の切換と共に加圧力供給の第一加圧装置と弾性力供給の第二加圧装置間を積極的に動作選択する切換器とを備え切換器又は調節装置で切換制御した構成である。

【 0 0 1 9 】

本発明の第五解決手段は、伝動機は速比とトルクの制御組合せで成り両者の切換時の伝動衝撃を無くす為調節装置が第一加圧装置側の速比又は出力回転数を優先的に固定した基準又は第二加圧装置側のトルクを優先固定した基準の期間中に同期切換する構成である。

【 0 0 2 0 】

本発明の第六解決手段は、入出力車の一方に加圧力供給する第一加圧装置と他方に弾性力供給する第二加圧装置との間の運転切換で入出力車の一方は弾性力でトルクを他方は加圧力で速比を施し又一方は加圧力で速比を他方は弾性力でトルクを施す二つの伝動機の互いの高効率可変域を相互連結する構成である。

【 0 0 2 1 】

本発明の第七解決手段は、第一加圧装置に直列配置する切換器の二つの摺動材が加圧方向に摺動し両者が当接時に加圧力伝達し分離時に伝達停止する操作を調節装置の速比指令又は制御指令での加圧力の供給遮断で行い結果としてトルク制御を選択する構成である。

【 0 0 2 2 】

本発明の第八解決手段は、入力又は出力加圧装置が対応可動車又はプーリ回転軸とそこを貫通配置した弾性装置との間で予め円環状成形した第一又は第二摺動装置の第一又は第二摺動具、或いは第一摺動具と切換器の加圧力供給系路を貫通配置し加圧力又は/及び弾性

力を供給して互に独立して速比とトルクを個別操作した構成である。

【 0 0 2 3 】

本発明の第九解決手段は、第一と第二加圧装置で速比とトルク制御の一方を一定値に固定し他方を単独可変操作すると定トルク型伝動機又はトルク変換型伝動機を又双方を同期可変操作すると定馬力型伝動機を果す調節装置の操作で伝動形態を選択する構成である。

【 0 0 2 4 】

本発明の第十解決手段は、第一伝動機が第二伝動機より高効率トルク伝動する低速域と、第二伝動機が第一伝動機より高効率トルク伝動する高速域との間の中間域の何れかの速比又は出力回転数を動作点に高効率伝動機の低速域と高速域とを相互連結する構成である。

【 発明の効果 】

【 0 0 2 5 】

本発明は、少なくとも入力車又は出力車に加圧力供給する第一加圧装置と弾性力供給する第二加圧装置の一方又は双方を適用し特に弾性力によるトルクの変換操作等を調節装置でサーボ制御して多くの効用を生む思想である。即ち第一に入力又は出力車に第一及び第二加圧装置を設置すると加圧力と弾性力の個別操作又は同時操作が可能になる。第二に入出力車の双方に第二加圧装置を設置すると双方で弾性力によるトルク制御が可能になる。第三に入出力車双方の第一加圧装置に切換器の当接装置を設置すると両車での加圧力の供給と停止の同期切換が出来る結果加圧力供給を停止した対応可動車で可変トルク制御が実現する。第四に入出力車双方に第一及び第二加圧装置を設置すると速比制御とトルク制御間を両車での同期切換により二つの伝動形態が生まれて伝動機能選択が可能になる。更に第五に入出力車の一方に第一加圧装置を他方に第二加圧装置を持つ場合でも弾性装置の設置に起因する利点を促し欠点を解消して長期の安定伝動を維持する等の効用がある。

【 0 0 2 6 】

即ち、第一の効用は、対応可動車に第一及び第二加圧装置が存在すれば当然速比及びトルク制御の個別選択以外に速比制御とトルク制御の同時制御が可能になる。従って、従来変速機は第一加圧装置しか無く変速時に加圧力供給しても非変速時は実質的に非加圧状態しか存在しないが本発明では第一加圧装置による速比制御中に同時に第二加圧装置の設置によるトルク制御を調節装置の指令に応じて別途に個別付与できる利点がある。

【 0 0 2 7 】

第二の効用は、入出力車の双方で高精度の弾性摩擦力の管理が出来るので、高負荷トルク時でもまた低負荷トルク時でも負荷の必要に応じて常時最適の出力トルク値を選定して付与できる。従って通常は図7の様に最高効率域を中心に低速域と高速域での伝動効率が悪化するが、両車での弾性摩擦力管理でこの両端域での効率が大きく改善するため結果的に利用可能な可変速領域が大幅に拡大する効用がある。特に入出力車双方で弾性体による自動調芯機能が働く為にベルトがプーリ内に食込む巻込現象による伝動不能に至る問題も解消する。

【 0 0 2 8 】

第三の効用は、入出力車双方に第一加圧装置の加圧力供給系路に切換器を直列連結すると双方で同時に加圧力の供給と停止を同期操作できるので、調節装置の指令で一方車側で加圧力供給し他方車側で供給停止することが出来、結果として加圧力供給を停止して弾性力供給によるトルク制御を選択する等の制御形態の同期切換制御が実現する利点がある。

【 0 0 2 9 】

第四の効用は、入出力車双方で速比制御とトルク制御を同時に同期切換が可能になるので、入力及び出力車が夫々トルク及び速比制御する第一伝動機の運転形態と、夫々速比及びトルク制御する第二伝動機の運転形態との間を可変域の途中で切換する等で、結果的に両運転形態のより高効率伝動域のみを互に結合させて大幅に広い変速領域が実現する効用がある。従って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の広帯域高効率の伝動機を提供できる効果がある。

【 0 0 3 0 】

第五の効用は、弾性装置を使う伝動機では運転中は弾性力が常時適性トルク制御を果すが停止中は該弾性力の高加圧印加状態が長期継続しベルトプーリ類に変形劣化を促す欠点を持つので、本発明ではこの欠点を解消する為に第二加圧装置に正規運転時のトルク指令の外に停止時の高加圧印加状態を解放する強制的な除加圧指令を施しており、その結果伝動機が常時安定な高効率伝動と同時に高速度の変速応答性とを長期に渡り維持する保証機能を付与できる利点がある。

【 0 0 3 1 】

更に本発明では入力及び出力操作器で第一の伝動形態と第二の伝動形態間を同期切換する時も高効率の定馬力伝動を果すが、速比とトルクの一方のみ可変動作し他方を固定しても運転でき結果的に定トルク伝動機にも又トルク変換伝動機にも利用できる利点がある。その際伝動機停止時に高加圧状態にある弾性装置を解放する為入力又は出力加圧装置に除加圧指令を施しても良い。更に二つの伝動形態の運転切換に際し入出力車の回転数又は摩擦圧を検出してその速比又は出力回転数を基準に或いは出力トルクを基準に運転切換しその基準値を優先的に固定している間に運転切換動作を完了させるので、伝動中の切換にも衝撃が無く負荷の必要に応じた安定かつ安全伝動のバンプレス切換制御が実現する。

【 0 0 3 2 】

また対応可動車周囲の狭い領域に巨大弾性装置を持つ第二圧縮装置や第一、第二圧縮装置双方を設置する必要上、本発明は円環状成形した第一又は第二摺動装置の摺動具と弾性装置とを対応可動車又はプーリ回転軸に同軸同芯円上でかつ該摺動具が弾性装置の中心貫通孔を貫通して又は弾性装置の外周を位置決め配置する事で各加圧装置に安定操作と簡易化軽量化を保証した。更に第一及び第二圧縮装置自体を単一共用化する事で各加圧装置の更なる小型化軽量化を実現した。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 3 3 】

【 図 1 】 本発明の第 1 実施例可変伝動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 実施例可変伝動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 1 0 】 本発明の第 3 実施例可変伝動機の入力車及び入力操作器の断面図を、更に

【 図 1 1 】 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。

【 発明を実施するための形態 】

【 0 0 3 4 】

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。又伝動形態として本発明は特に定馬力伝動型可変伝動機で大きな効力を発揮するが速比制御のみ単独操作して定トルク伝動型可変伝動機に適用してもよい。制御形態として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、入出力両操作器を共に個別加圧装置による加圧方式にしても良く又入力側を複合加圧装置による加圧方式に出力側を個別加圧装置による等各種の加圧方式にしても良い。その際出力車に図 6 B の予備圧は当然可変制御しても良く又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。

【 0 0 3 5 】

操作器の加圧力と弾性力を切換する例では速比 $= 1$ で優先的に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優先的な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衝撃なく安全にパ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該出力回転数が変速する時は可変伝動機の速比制御を或る定速比のままで出力トルクのみを該回転数に応じ入力操作器の単独操作で可変トルク制御を施してトルク変換機にしても良い。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速比及びトルク指令でもあ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。従ってベルトプーリ摩擦面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。

【 0 0 3 6 】

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。圧力伝達装置や第一及び第二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回転軸の中空軸芯内を伝達させても良い。入出力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、駆動源には周知の伝達機や歯車同期嵌合装置等切換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。

【 0 0 3 7 】

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。故に操作器の各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機能をもつ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、基準車機能の出力車移動量 l_0 ではプーリ移動分 $1p$ のみだが追従車機能の入力車移動量 l_1 ではプーリ移動分 $1p$ と弾性体圧縮量 $1s$ 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、ネジ又はカム等の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。

【 0 0 3 8 】

次に調節装置 90 の制御形態は各種考えられ、出力回転数 N_0 又は出力トルク T_0 に精度を要しない時は予め初期設定した操作量として単一の制御指令を供給すれば良い。それ等に高精度を維持し安定伝動させて変速動作の高速応答性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 にて算出加味して入力及び出力操作器に与え実質的な回転数又は摩擦圧の該検出値を帰還させて閉ループにてサーボ制御しても良い。更に、トルクと速比の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実質的に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高負荷伝動にも極めて高い効率の長期運転を果す。

【 実施例 1 】

【 0 0 3 9 】

図 1 乃至図 6 に於いて、車両用の可変伝動機 1 0 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 1 0 A 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 9 0 で調節する変速制御装置 1 0 B 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 1 1 , 5 1 でなる個別加圧装置 5 0 を更に出力操作器 8 は出力加圧装置 2 1 でなる複合加圧装置 4 0 を有し夫々図 4 に示す駆動源 6 0 で付勢される。各加圧装置 1 1 , 5 1 , 2 1 は夫々圧縮装置 1 4 , 5 4 , 2 4 を有し入力弾性装置 3 1 と、入力当接装置 3 5 と、出力複合装置 2 0 とを夫々操作する。入力操作器 9 は入力車 1 に第一及び第二入力加圧装置 1 1 , 5 1 とで調節装置 9 0 が個別に又出力操作器 8 は出力車 2 に加圧装置 2 1 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。

【 0 0 4 0 】

変速伝動装置 1 0 A は夫々可動車 1 a , 2 a と固定車 1 b , 2 b 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 1 c と出力軸 2 c に互に逆向きに配される。各プーリ 1 , 2 は夫々一对の軸受 7 , 6 で軸支されて回転し、更に本体 1 0 と各可動車 1 a , 2 a との間を夫々一对の軸受 5 , 4 で回転力を分離しながら各加圧装置 1 1 , 5 1 , 2 1 で夫々該プーリ可動車を加圧操作している。本体 1 0 は、車両等の他伝動機器等を収める第一本体 1 0 a と、可変伝動機 1 0 を収める第二本体 1 0 b とが分離可能に組付される。

【 0 0 4 1 】

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 , 4 9 3 , 6 8 1 号等で又後者は同第 3 , 9 4 9 , 6 2 1 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 3 a を耐熱樹脂、セラミック、金属等の複合材 3 b 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 1 0 A は次に述べる変速制御装置 1 0 B の操作により図 7 に示す通り広い可変速可変トルク帯域の全帯域で定馬力の動力伝動を高効率で果すものである。

【 0 0 4 2 】

各操作器 9 , 8 は、対応する各伝達車 1 , 2 の可動車 1 a , 2 a 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。即ち第一加圧装置による加圧力供給は対応伝達車を基準車機能に又第二加圧装置による弾性力供給は対応伝達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を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耗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。

【 0 0 4 3 】

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 1 1 と弾性力供給用の第二入力加圧装置 5 1 と夫々個別に持つ個別加圧装置 5 0 の入力加圧装置と駆動源 6 0 a , 6 0 b とで構成される。第一加圧装置 1 1 は入力切換器の当接装置 3 5 と第一圧縮装置 1 4 との直列構造で、又第二加圧装置 5 1 は弾性装置 3 1 と第二圧縮装置 5 4 との直列構造で夫々構成し両者は共用の摺動体 3 6 と軸受 5 を経てプーリ 1 の可動車 1 a を互に回転軸芯方向に平行に加圧する。当接装置 3 5 と弾性装置 3 1 は入力車 1 の軸 1 c 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 1 4 , 5 4 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 1 a に対し装置 1 4 が第二本体 1 0 b の内壁から又装置 5 4 が外壁から図 2 の圧力伝達装置 7 0 を経て弾性装置 3 1 に圧力伝達する。

【 0 0 4 4 】

各加圧装置 1 1 , 5 1 の各圧縮装置 1 4 , 5 4 は共に摺動装置 1 3 , 5 3 とこれを付勢する付勢装置 1 2 , 5 2 とで成る。各摺動装置 1 3 , 5 3 は、二つの摺動具 1 6 , 1 7 と 5 6 , 5 7 並びに両者間を摺動させる押圧装置 1 5 , 5 5 を有し本例ではボールネジである。摺動装置 1 3 は管状形成し入力車 1 の周囲に又摺動装置 5 3 は棒状形成され該軸 1 の延長上に離隔して位置する。付勢装置 1 2 , 5 2 は本例では共にウォーム 1 8 , 5 8 とホイール 1 9 , 5 9 から成るウォーム伝達機で成り、夫々軸 1 8 a , 5 8 a に駆動源 6 0 a , 6 0 b からの速比、トルク指令が入力され摺動装置 1 3 , 5 3 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 1 1 , 5 1 はテーパローラ 5 とスラスト軸受 5 b との間で非回転状態で車 1 を加圧する。歯車 1 9 のキー 1 9 a を経た雄ネジの摺動具 1 6 と歯車 5 9 に直結の雌ネジの摺動具 5 7 とは回転に伴って上下に摺動する事はなく、加圧装置 1 1 では摺動具 1 7 が又加圧装置 5 1 では摺動具 5 6 が上下動する。

【 0 0 4 5 】

第一加圧装置 1 1 の当接装置 3 5 は切換器として働き、間隙 3 8 を経て配される二つの摺動材 3 6 , 3 7 で成り、圧縮装置 1 4 の作動指令の選択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 9 0 の制御指令で加圧力の供給と停止を制御される。当接動作時は圧縮装置 1 4 が摺動材 3 6 , 3 7 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 3 8 を生じ圧縮装置 1 4 は入力車 1 には作用しないので追従車機能のトルク制御が選択できる。本例では摺動材 3 7 は圧縮装置 1 4 の摺動具 1 7 と共用し摺動材 3 6 は弾性装置 3 1 の摺動体 3 4 と共用する。7 7 は自転阻止の回止具である。

【 0 0 4 6 】

第二加圧装置 5 1 の弾性装置 3 1 は中心貫通孔を施され、四枚の皿バネの直列構造で示す弾性体 3 2 と、これを両端で加圧する二つの摺動体 3 3 , 3 4 とで成り、第一摺動装置 1 3 の第一摺動具 1 6 , 1 7 と当接装置 3 5 の外周に該貫通孔が同芯配置される。弾性体は弾性振動の伝達を一端で可能で他端で不能に構成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 3 1 は本例では圧縮装置 5 1 との間に圧力伝達装置 7 0 が配されて弾性体 3 2 を直列圧縮し同時に生じた弾性力を摺動体 3 4 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 1 1 の加圧力と第二加圧装置 5 1 の弾性力とは共に共通の摺動体 3 4 と軸受 5 を経て互に車 1 を並列印加する。

【 0 0 4 7 】

図 2 の圧力伝達装置 7 0 は、圧縮装置 5 4 の摺動具 5 6 の端部 5 6 a 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 7 1 と摺動体 3 3 を兼ねる第二伝達手段 7 4 とでなる横伝達手段 7 8 と、その両端に連結し摺動具 5 6 の軸芯方向に平行に二本の加圧軸 7 2 でなる縦伝達手段 7 3 と、更に弾性装置 3 1 の押圧用加圧軸 7 2 , 7 2 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 7 9 と成る。各手段 7 1 , 7 2 , 7 3 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 7 2 , 7 2 はリニヤボール軸受 7 5 , 7 6 を介して本体 1 0 d で支持し摺動具 5 6 と同方向に加圧する。尚本例では摺動体 3 3 と加圧環 7 4 を共用し弾性装置 3 1 を直列加圧する。

【 0 0 4 8 】

図 3 の出力操作器 8 は、本例では出力車 2 への第一加圧装置の加圧力供給と第二加圧装置の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 と出力切換器である出力当接装置 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 で直列組付した複合加

圧装置 40 である出力加圧装置 21 を持つ。圧縮装置 24 は 2 つ摺動具 26, 27 とボールネジ 26a の押圧装置 25 とでなる摺動装置 23、更にウォーム 28 とホイール 29 で成りセルフロック機能を持つウォーム伝達機の付勢装置 22 で成る。圧縮装置 24 及び 54 の相違点は、摺動装置 53 は右ネジ加圧されるが摺動装置 23 は左ネジ加圧された事と、摺動具 56 は非回転で上下動するが、摺動具 26 は回転しかつ上下動する為軸受 49 が配される事と、更に圧縮装置 54 の全体が振動不能に本体 10b に設置されるが、圧縮装置 24 では摺動装置 23 のみは伝達車 2 と弾性装置 41 との間を弾性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 26 は付勢装置 22 のホイール 29 との間に軸芯方向に摺動可能にスプライン結合 26c を延長配置して回転伝動を可能にした事等がある。

【0049】

軸受 49 を経て加圧される弾性装置 41 は環状鍋に形成した摺動体 43 と、摺動体 44 との間で収納加圧する複数の皿パネでなる弾性体 42 を持つ。本例では図 2 の弾性体 32 は伝達車側に又図 3 の弾性体 42 は本体側に夫々配されるが、共に弾性体 32, 42 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 45 は、二つの摺動材 46, 47 で成り、本例では摺動材 47 が摺動体 43 の鍋状外縁で又摺動材 46 は摺動体 44 で夫々共用している。図 3 は中心線の左半分で弾性装置 41 の軽負荷時には間隙 48 が介在し当接装置 45 が当接解除状態で弾性力を又右半分で弾性装置 41 が所定値を越え当接装置 45 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 42 の弾性力 P_s は加圧力に加わり常時供給する。

【0050】

尚加圧装置 21 でも加圧装置 51 と同一構造の縦伝達手段 83 と横伝達手段 88 と支持装置 89 とで成り左右対称に四角形枠の圧力伝達装置 80 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 2b 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 21 の本体 10d と複合装置 20 の一端間に配した第一検出器の圧力検出器 94 の断面図である。環状の弾性体 42 と摺動材 47 とが液封した主ダイヤフラム 104 を同時に圧縮可能に構成した環状検出端 101 と、この検出端 101 の一箇所から放射状に延長して副ダイヤフラム 106 を変位する導出端 102 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 103 と、更に油媒体 105 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摩擦圧によるトルクの負帰還制御が可能となる。

【0051】

図 4 の通り各操作器 8, 9 は、各加圧装置 11, 51 及び 21 に夫々個別に駆動源 60a, 60b 及び 60c を隣接して施し電子調節装置 90 から制御指令が個別に供給される。各駆動源 60 には夫々にギヤヘッド 64、直流サーボの可逆モータ 65、ブレーキ 66、エンコーダ 67 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 14, 54 及び 24 の移動操作量は夫々異なる為対応の各軸 18a, 58a 及び 28a への制御指令は調節装置 90 から個別に設けた速比の異なる歯車伝達機 61a, 61b, 61c をもち必要に応じ歯車 68, 69 を付設する。

【0052】

調節装置 90 は、CPU 又は演算処理装置 95 及び各種 RAM, ROM でなる記憶装置 96, 97 を中心として A/D 乃至 D/A 等の変換増幅器 98、伝送バスをもつ入出力装置 91 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トスイッチ等の変速機 10 の起動指令と、変速指令又は除加圧指令などの制御指令と、図 1 で第二検出器として伝達車 1, 2 の回転数検出器 92, 93 の回転数と、圧力検出器 94 からフィルタ 99 を経たベルトプーリ摩擦接触圧と、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 98a, 98b, 98c から各モータ 65a, 65b, 65c への操作指令 E_a, E_b, E_c とブレーキ指令 B_a, B_b, B_c である。

【0053】

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。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 が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 の機能切換時の同期操作情報や各操作器 8, 9 を非同期で個別の単独操作した時の定トルク型伝動機、トルク変換型伝動機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。

【0054】

次に第 1 実施例の動作を述べる。本例の思想は、引張型ベルトを用いて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動かせる為に、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 N_1 , N_0 の速比 $(= N_1 / N_0)$ が中間域の $= 1$ を基準に切換える場合を述べる。即ち変速領域が、 > 1 の大速比域又は低速域では入力車 1 に追従車機能を出力車 2 に基準車機能を与え個別操作して成る第一伝動装置 A の伝動形態で、逆に < 1 の小速比域又は高速域では入力車 1 に基準車機能を出力車 2 に追従車機能を与え個別操作して成る第二伝動装置 B の伝動形態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 r_{10} で出力車 2 が最大半径 r_{00} なので、操作器 9 では入力切換器の当接装置 35 は当接解除状態で弾性装置 31 の弾性力を、操作器 8 では出力切換器の当接装置 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。

【0055】

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 の弾性加圧力は軸受 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_{0max} になる。増速指令が加わり三つのモータ 67 が動くとき各軸 18a, 58a, 28a が回動し、入力車側では当接装置 35 の間隙 38 は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 P_{11} に減圧されるのでトルク指令としての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 P_{01} に減圧し同時圧縮装置 21 により複合装置 20 はそのままの状態に圧縮装置 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 を速比指令としての供給加圧力で強制移動しベルト半径を r_{01} 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 r_{10} は増し r_{11} 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。

【0056】

更に増速指令が $\gamma = 1$ に達すると当接装置 35, 45 が両切換器として働き二つの操作器 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 は調節装置 90 の指令で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速比を固定して切換が行われる。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 20 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、切換後は第二伝動装置Bでは出力回転数が操作器9の速比指令で間接制御され出力トルクが操作器8のトルク指令で直接制御される。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。

【0057】

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と圧力検出器94から算出する速比信号とトルク信号を基準に各加圧装置へのトルク及び速比指令の指令供給の切換をする例を述べる。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。尚上述の例では操作器9の弾性装置31又は当接装置35の一方のみしか車1の加圧に影響しないので両圧縮装置14, 54を常に駆動しても良いが必ずしもそうする必要は無く、車1に影響しない圧縮装置は図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また切換時のみだけでなく常時両者を同時駆動させれば良い。更に弾性体31, 41、プーリ1, 2、ベルト3等の伝動部材が長期間の高圧縮圧で磨耗やヘタリ変形劣化した時に各車1, 2で所定摩擦力が継続維持できな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する際でも調節装置90から加圧装置51, 21の高加圧を低加圧に強制的に解除又は加圧する除圧又は加圧指令を与え長期間の運転停止の時の強制解放による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。

【0058】

更に本例では、出力トルクを入力及び出力操作器9、8の間接又は直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がトルクの算出に使用される。出力車2が基準車機能で働く時でも弾性力供給しても良くクサビ摩擦力は同検出器で常時感知できるので、当然サーボ制御させても良い。摩擦力の低下時のトルク補償制御は、予め弾性体31の劣化の検出値からトルクを知りCPU95とメモリ97aとで定めた摩擦力に適するように入力又は出力操作器9、8にサーボ制御すれば良く、これを更に開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での可変トルク制御を任意に利用する事が達成できる。出力回転数を入力又は出力操作器9、8の間接又は直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。

【0059】

本例の効用は、両車1, 2のベルトプーリ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弾性力を全く印加しないか又は可変制御した弾性力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。故に本明細書及び請求項で「実質的な非加圧」とは摩擦伝動に悪影響の無い範囲内で積極的に弾性力を可変制御しても良い事を意味する。その結果図7の通り二つの効率特性の各最高効率域のズレを利用して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とを両最高効率域間の中間域で単に安定連結するだけで無く両変速領域を安定のまま大幅に拡大し広帯域化ができる事を示し、所望摩擦力の安定維持が確立する為に高速度の変速応答性を果しかつ低速域及び高速域の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 $= 1$ に制約されず任意に変更可能である。

【実施例 2】

【0060】

図 8 及び図 9 は第 2 実施例可変伝動機を示す。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、入力操作器 9 が出力操作器 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 は第二入力加圧装置 51 の弾性装置 31 と第一入力加圧装置 11 の当接装置 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 20 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。該室内に複数皿バネの弾性体 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 の各摩擦力特性の実線で示す通り入力弾性体 32 は高加圧域特性 $P_s 1$ を出力弾性体 42 は低加圧域特性 $P_s 0$ 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バネが選定されるがベルトプリー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。

【0061】

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 が基準車機能として作動する。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。

【0062】

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 CPU 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の弾性材を使用して長期伝動に耐えさせ又はネジ 39 で再調整すれば良い。

【実施例 3】

【0063】

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 を構成する可変伝動機の夫々入力車及び出力車断面図である。本例では変速領域の全域で、入力操作器 9 はトルク指令で常時弾性力供給する可変加圧制御によるトルク制御の追従車機能を又出力操作器 8 は変速時の速比指令で加圧力供給し定常時に無加圧の可変位置決め制御による速比制御の基準車機能を夫々果す。ベルトプリー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 N_o の方がより小さくなり逆に出力トルク T_o 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リーの 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效率伝動を果す。

【 0 0 6 4 】

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 3 5 を除去して弾性装置 3 1 を圧縮装置 1 4 が直列圧縮する弾性加圧装置 5 1 と駆動源 6 0 b とでなる。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 2 0 を除去し、摺動装置 2 3 と付勢装置 2 2 を直結した圧縮装置 2 4 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 9 4 の検出端 1 0 1 はホイール 2 9 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 2 a 、圧力伝達装置 8 0 を経て圧縮装置 2 4 と本体 1 0 d 間で常時感知でき他実施例と同様調節装置 9 0 にて操作器 9 にサーボ制御を施しそれを更に開又は閉ループ制御を施す事で適正な摩擦力管理による任意のトルク制御が達成できる。

【 実施例 4 】

【 0 0 6 5 】

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常時安定伝動の維持を果させる為である。従って入力操作器 9 を図 1 0 の構造で又出力操作器 8 を図 3 の構造で夫々組立てた可変伝動機であっても又入力弾性体 3 2 が出力弾性体 4 2 よりバ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。そこで本発明では入力及び出力車に同時に弾性力供給して両車でトルク制御を行ってもよいが少なくとも同時に加圧力供給状態にすべきでは無い。従って、両操作器 8 、 9 の一方を個別加圧装置又は複合加圧装置で他方を圧縮装置が弾性装置を直列圧縮する弾性加圧装置として両操作器でトルク用の可変加圧制御しても良いので負荷に応じた可変トルク制御が可能である。従ってこの時各加圧装置が第 3 実施例等の様に当接装置等の切換器を持つ必要は無く、更に入力車 1 に図 1 0 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ので共に本発明の範囲に含むのは当然である。

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。

【 符号の説明 】

【 0 0 6 6 】

- 1 , 2 プーリ
- 3 ベルト
- 8 , 9 操作器
- 1 0 可変伝動機又は本体
- 1 1 , 2 1 , 5 1 加圧装置
- 1 2 , 2 2 , 5 2 付勢装置又はウォーム伝達機
- 1 3 , 2 3 , 5 3 摺動装置
- 1 4 , 2 4 , 5 4 圧縮装置
- 1 5 , 2 5 , 5 5 押圧装置
- 3 0 , 2 0 複合装置
- 3 1 , 4 1 弾性装置
- 3 5 , 4 5 当接装置又は切換器
- 4 0 複合加圧装置
- 5 0 個別加圧装置
- 6 0 駆動源
- 7 0 , 8 0 圧力伝達装置
- 9 0 調節装置
- 9 2 , 9 3 第二検出器又は回転数検出器
- 9 4 第一検出器又は圧力検出器

【手続補正 2】**【補正対象書類名】**特許請求の範囲**【補正対象項目名】**全文**【補正方法】**変更**【補正の内容】****【特許請求の範囲】****【請求項 1】**

無端 V ベルトを巻掛けた入力及び出力車の各可動車を駆動源の指令で夫々加圧する入力及び出力加圧装置により摩擦伝動を果す可変伝動機において、

少なくとも上記入力又は出力加圧装置は対応可動車に対し第一圧縮装置が加圧力を施し上記ベルトの可変径位置決め制御による速比制御機能を与える第一加圧装置と第二圧縮装置が弾性装置を直列圧縮して生じた弾性力を施し摩擦面の可変加圧制御によるトルク制御機能を与える第二加圧装置とを持ち、速比及びトルク指令又は制御指令に応じて調節装置又は上記第一及び第二加圧装置が該対応可動車に加圧力供給と弾性力供給の一方又は双方を選択付与してなる可変伝動機。

【請求項 2】

無端 V ベルトを巻掛けた入力及び出力車の各可動車を駆動源の指令で夫々加圧する入力及び出力加圧装置により摩擦伝動を果す可変伝動機において、

上記入力及び出力加圧装置の一方は上記入力及び出力車の一方車に一方圧縮装置で一方弾性装置を直列圧縮して生じた弾性力を施しトルク制御を果す一方第二加圧装置と、他方は他方車に他方圧縮装置が他方弾性装置を直列圧縮して生じた弾性力を施し摩擦面の可変加圧操作でトルク制御を果す他方第二加圧装置とを設け、調節装置がトルク負荷の増減に伴い上記一方及び他方第二加圧装置から上記入出力車に同時に弾性力を可変供給してなる可変伝動機。

【請求項 3】

無端 V ベルトを巻掛けた入力及び出力車の各可動車を駆動源の指令で夫々加圧する入力及び出力加圧装置により摩擦伝動を果す可変伝動機において、

上記入力及び出力車の一方に加圧力供給して速比制御する第一加圧装置と、上記入力及び出力車の他方に弾性装置を直列圧縮して得た弾性力供給してトルク制御する第二加圧装置と、上記出力車の摩擦圧検出値を得る第一検出器と、更に上記伝動機の運転時は該検出値からトルクを算出した調節装置でサーボ制御する為のトルク指令とかつ運転停止時は高加圧圧縮状態にある上記弾性装置の高圧縮を解放し起動の際加圧する為の強制的な除圧及び加圧指令とを上記第二加圧装置に施す上記調節装置とを有してなる可変伝動機。

【請求項 4】

無端 V ベルトを巻掛けた入力及び出力車の各可動車を駆動源の指令で夫々加圧する入力及び出力加圧装置により摩擦伝動を果す可変伝動機において、

少なくとも上記入力又は出力加圧装置は対応可動車に対し加圧力を施して速比制御を果す第一加圧装置と弾性装置を直列圧縮して得た弾性力を施してトルク制御を果す第二加圧装置とを持ち、上記第一及び上記第二加圧装置の一方又は双方を動作選択する切換器を備え、速比及びトルク指令又は制御指令に応じて該切換器又は調節装置が可変域の途中で加圧力又は / 及び弾性力の供給を識別選択し伝動形態を切換えてなる可変伝動機。

【請求項 5】

無端 V ベルトを巻掛けた入力及び出力車の各可動車を駆動源の指令で夫々加圧する入力及び出力加圧装置により摩擦伝動を果す可変伝動機において、

対応可動車に加圧力を施して速比制御を果す第一加圧装置と弾性装置を直列圧縮して得た弾性力を施してトルク制御を果す第二加圧装置とを個別に持つ上記入力及び出力加圧装置と、上記第一及び上記第二加圧装置の一方又は双方を動作選択する切換器と、入力及び出力回転数又は / 及び出力摩擦圧の検出値を知る検出器と、更に可変域の途中で速比又は出力回転数を基準に或いはトルクを基準にした間に上記入力及び出力加圧装置間で速比とトルクのサーボ制御のバンプレス切換をする調節装置とを有してなる可変伝動機。

【請求項 6】

加圧力供給時に速比制御を弾性力供給時にトルク制御を果す可変径伝達車の入力及び出力車間に無端 V ベルトを配し入力及び出力加圧装置が摩擦伝動を可変制御してなる可変伝動機において、

上記入力及び出力車の一方に加圧力供給し速比制御する第一加圧装置と、他方に弾性装置を直列経路して弾性力供給しトルク制御する第二加圧装置と、上記入力及び出力車に夫々弾性力及び加圧力供給して摩擦伝動する第一伝動機と上記入力及び出力車に夫々加圧力及び弾性力供給して摩擦伝動する第二伝動機との間を可変域の途中で運転切換する切換器と、更に上記第一及び第二伝動機の切換の前後で上記第一及び第二加圧装置が夫々速比及びトルクを可変制御する調節装置とを有してなる可変伝動機。

【請求項 7】

無端 V ベルトを巻掛けた入力及び出力車の各可動車を駆動源の指令で夫々加圧する入力及び出力加圧装置により摩擦伝動を果す可変伝動機において、

対応可動車に切換器を直列経路した加圧力に応じ速比制御の有無を果す第一加圧装置と弾性装置を直列圧縮して得た弾性力に応じトルク制御を果す第二加圧装置とを並列に持つ上記入力及び出力加圧装置は、該対応可動車の回転軸芯方向に摺動して互に当接分離可能な二摺動材で成る入力及び出力切換器で構成された上記切換器を持つと共に、上記両切換器は一方が当接状態の時に他方が分離解放状態に成るように互に同期切換する入力及び出力当接装置で構成し調節装置の速比指令又は制御指令で切換制御してなる可変伝動機。

【請求項 8】

無端 V ベルトを巻掛けた入力及び出力車の各可動車を駆動源の指令で夫々加圧する入力及び出力加圧装置により摩擦伝動を果す可変伝動機において、

第一圧縮装置の第一摺動装置が加圧力を施して速比制御する第一加圧装置と第二圧縮装置の第二摺動装置が弾性装置を直列圧縮して得た弾性力を施してトルク制御する第二加圧装置とを上記入出力車の一方と他方とに夫々配置し又は互に並設した上記第一及び第二加圧装置を上記入力車と上記出力車とに個別配置した上記入力又は出力加圧装置は、上記対応可動車又はプーリ回転軸と同軸同芯円上に貫通配置した上記弾性装置との間で円環状に成形した上記第一又は第二摺動装置の第一又は第二摺動具或いは該第一摺動具に切換器を直列接続した加圧力供給系路を上記弾性装置の貫通孔内に同芯配置して構成し、調節装置が上記対応可動車への加圧力又は弾性力を可変付与してなる可変伝動機。

【請求項 9】

無端 V ベルトを巻掛けた入力及び出力車の各可動車を駆動源の指令で夫々加圧する入力及び出力加圧装置により摩擦伝動を果す可変伝動機において、

対応可動車に加圧力及び弾性装置を直列経路した弾性力供給による速比及びトルク制御を夫々果す第一及び第二加圧装置を個別に持つ上記入力及び出力加圧装置と、可変域の途中で上記第一又は / 及び上記第二加圧装置を選択する切換器と、更に上記入力及び出力車の一方車側でトルク制御と速比制御の一方を一定値に他方車側で他方を単独可変操作して定トルク型伝動機又はトルク変換型伝動機を或いは上記入出力車双方を同期可変操作して定馬力型伝動機を夫々構成する調節装置とを有してなる可変伝動機。

【請求項 10】

無端 V ベルトを巻掛けた入力及び出力車の各可動車を駆動源の指令で夫々加圧する入力及び出力加圧装置により摩擦伝動を果す可変伝動機において、

対応可動車に加圧力供給し速比制御を果す第一加圧装置と弾性装置を直列圧縮して得た弾性力供給しトルク制御を果す第二加圧装置とを個別に持つ上記入力及び出力加圧装置と、上記第一又は / 及び第二加圧装置を動作選択する切換器と、更に上記入出力車の一方でトルクを他方で速比を制御する第一伝動機が一方で速比を他方でトルクを制御する第二伝動機より高効率になる大速比域と上記第二伝動機が上記第一伝動機より高効率になる小速比域との最高効率域間の任意の速比又は出力回転数に基き上記切換器を同期切換させた調節装置とを有してなる可変伝動機。

【請求項 11】

請求項 1、2、4、5、6、7、8、9 及び 10 において、上記調節装置は、上記伝動機の運転停止時に高加圧圧縮状態にある上記弾性装置の高圧縮を解放し運転時に起動するために高加圧と低加圧間で強制的に切換える除圧及び加圧指令を上記入力又は出力加圧装置に付与してなる可変伝動機。