

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4918705号
(P4918705)

(45) 発行日 平成24年4月18日(2012.4.18)

(24) 登録日 平成24年2月10日(2012.2.10)

(51) Int.Cl.		F 1
F 1 6 H	3/089	(2006.01)
F 1 6 H	3/10	(2006.01)
F 1 6 H	3/12	(2006.01)

F 1 6 H	3/089
F 1 6 H	3/10
F 1 6 H	3/12

請求項の数 12 (全 30 頁)

(21) 出願番号 特願2008-545377 (P2008-545377)
 (86) (22) 出願日 平成19年11月15日(2007.11.15)
 (86) 国際出願番号 PCT/JP2007/072215
 (87) 国際公開番号 W02008/062718
 (87) 国際公開日 平成20年5月29日(2008.5.29)
 審査請求日 平成21年5月20日(2009.5.20)
 (31) 優先権主張番号 特願2006-316164 (P2006-316164)
 (32) 優先日 平成18年11月22日(2006.11.22)
 (33) 優先権主張国 日本国(JP)

(73) 特許権者 504132272
 国立大学法人京都大学
 京都府京都市左京区吉田本町36番地1
 (74) 代理人 100114502
 弁理士 山本 俊則
 (72) 発明者 小森 雅晴
 京都府京都市左京区吉田本町 国立大学法
 人京都大学大学院工学研究科内
 審査官 小林 忠志

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 変速機及び変速方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

回転可能に支持された入力部材と出力部材との間にそれぞれ配置された、少なくとも2組の歯車要素対である第1の歯車要素対及び第2の歯車要素対と、

前記入力部材と前記出力部材との間に、少なくとも2組の前記歯車要素対をそれぞれ解除可能に連結する、少なくとも2組のクラッチである第1のクラッチ及び第2のクラッチと、

を備える変速機において、

前記入力部材と前記出力部材との間に配置された、少なくとも1組の非円形歯車要素対と、

前記入力部材と前記出力部材との間に、少なくとも1組の前記非円形歯車要素対を解除可能に連結する、少なくとも1組の非円形歯車要素対用クラッチと、

を備え、

前記非円形歯車要素対は、前記入力部材と前記出力部材との間の減速比が、前記入力部材と前記出力部材との間に前記第1の歯車要素対が連結されたときの前記第1の歯車要素対の少なくとも一部の噛み合い区間における第1の減速比と等しくなる第1の噛み合い区間と、前記入力部材と前記出力部材との間の減速比が、前記入力部材と前記出力部材との間に前記第2の歯車要素対が連結されたときの前記第2の歯車要素対の少なくとも一部の噛み合い区間における第2の減速比と等しくなる第2の噛み合い区間とを含むことを特徴とする、変速機。

【請求項 2】

少なくとも 3 組の前記歯車要素対と、
 少なくとも 3 組の前記クラッチと、
 少なくとも 2 組の前記非円形歯車要素対と、
 少なくとも 2 組の前記非円形歯車要素対用クラッチと、
 を備えたことを特徴とする、請求項 1 に記載の変速機。

【請求項 3】

前記歯車要素対は、円形歯車要素同士が噛み合うことを特徴とする、請求項 1 又は 2 に記載の変速機。

【請求項 4】

前記歯車要素対の一方の歯車要素は、前記入力部材又は前記出力部材のいずれか一方に相対回転可能な状態で支持され、

前記歯車要素対の他方の歯車要素は、前記入力部材又は前記出力部材のいずれか他方に相対回転不可能な状態で固定され、

前記クラッチは、前記歯車要素対の前記一方の歯車要素を、前記入力部材又は前記出力部材の前記いずれか一方に、解除可能に結合し、

前記非円形歯車要素対の一方の非円形歯車要素は、前記入力部材又は前記出力部材のいずれか一方に相対回転可能な状態で支持され、

前記非円形歯車要素対の他方の非円形歯車要素は、少なくとも前記入力部材と前記出力部材との間に連結される前記歯車要素対が切り替えられるときに前記入力部材又は前記出力部材のいずれか他方に相対回転不可能な状態で固定され、

前記非円形歯車要素対用クラッチは、少なくとも、前記非円形歯車要素対の前記一方の非円形歯車要素を、前記入力部材又は前記出力部材の前記いずれか一方に、解除可能に結合し、

前記クラッチ及び前記非円形歯車要素対用クラッチの少なくとも一つが、噛み合いクラッチであることを特徴とする、請求項 1、2 又は 3 に記載の変速機。

【請求項 5】

前記クラッチ及び前記非円形歯車要素対用クラッチをそれぞれ駆動するアクチュエータと、

前記アクチュエータの動作を制御する制御装置と、
 をさらに備えたことを特徴とする、請求項 1 ないし 4 のいずれか一項に記載の変速機。

【請求項 6】

前記非円形歯車要素対を構成する各非円形歯車要素に並列して摺接部材を設け、

前記摺接部材は、それぞれ、前記各非円形歯車要素と一体となって回転し、かつ、外周面同士が摩擦接触することを特徴とする、請求項 1 ないし 5 のいずれか一項に記載の変速機。

【請求項 7】

前記非円形歯車要素対用クラッチは、前記入力部材と前記非円形歯車要素対との間の結合と、前記非円形歯車要素対と前記出力部材との間の結合とを、両方同時に解除可能であることを特徴とする、請求項 1 ないし 6 のいずれか一項に記載の変速機。

【請求項 8】

回転する入力部材と出力部材との間の減速比を変える変速方法であって、

前記入力部材と前記出力部材との間に、少なくとも一部の噛み合い区間で第 1 (又は第 2) の減速比で噛み合う第 1 (又は第 2) の歯車要素対を連結している状態において、前記入力部材と前記出力部材との間に、前記第 1 (又は第 2) の歯車要素対と同時に前記第 1 (又は第 2) の減速比で噛み合う状態で非円形歯車要素対を連結する、第 1 の工程と、

前記非円形歯車要素対と前記第 1 (又は第 2) の歯車要素対とが同時に前記第 1 (又は第 2) の減速比の噛み合いを継続している間に、前記第 1 (又は第 2) の歯車要素対について、前記入力部材と前記出力部材との間の連結を解除する、第 2 の工程と、

前記非円形歯車要素対が第 2 (又は第 1) の減速比で噛み合う状態において、前記入力

10

20

30

40

50

部材と前記出力部材との間に、少なくとも一部の噛み合い区間で前記第 2（又は第 1）の減速比で噛み合う第 2（又は第 1）の歯車要素対を、前記非円形歯車要素対と同時に前記第 2（又は第 1）の減速比で噛み合う状態で連結する、第 3 の工程と、

前記非円形歯車要素対と前記第 2（又は第 1）の歯車要素対とが同時に前記第 2（又は第 1）の減速比の噛み合いを継続している間に、前記非円形歯車要素対について、前記入力部材と前記出力部材との間の連結を解除する、第 4 の工程と、
を備えたことを特徴とする、変速方法。

【請求項 9】

前記歯車要素対の一方の歯車要素が配置される前記入力部材の第 1 部分と前記非円形歯車要素対の一方の非円形歯車要素が配置される前記入力部材の第 2 部分との間を回転伝達可能に結合する入力側増減速装置と、

前記歯車要素対の他方の歯車要素が配置される前記出力部材の第 1 部分と前記非円形歯車要素対の他方の非円形歯車要素が配置される前記出力部材の第 2 部分との間を回転伝達可能に結合する出力側増減速装置と、

を備えたことを特徴とする、請求項 1 ないし 7 のいずれか一項に記載の変速機。

【請求項 10】

前記クラッチは、ワンウェイクラッチを含むことを特徴とする、請求項 1 ないし 7、9 のいずれか一項に記載の変速機。

【請求項 11】

前記歯車要素対のうち最も減速比が大きい前記歯車要素対を前記入力部材と前記出力部材との間に解除可能に連結する前記クラッチが、ワンウェイクラッチであることを特徴とする、請求項 10 に記載の変速機。

【請求項 12】

回転可能に支持された入力部材と出力部材との間にそれぞれ配置された、少なくとも 2 組の歯車要素対である第 1 の歯車要素対及び第 2 の歯車要素対と、

前記入力部材と前記出力部材との間に、少なくとも 2 組の前記歯車要素対をそれぞれ解除可能に連結する、少なくとも 2 組のクラッチである第 1 のクラッチ及び第 2 のクラッチと、

前記入力部材と前記出力部材との間に配置された、少なくとも 1 組の非円形歯車要素対と、

前記入力部材と前記出力部材との間に、少なくとも 1 組の前記非円形歯車要素対を解除可能に連結する、少なくとも 1 組の非円形歯車要素対用クラッチと、

前記歯車要素対の一方の歯車要素が配置される前記入力部材の第 1 部分と前記非円形歯車要素対の一方の非円形歯車要素が配置される前記入力部材の第 2 部分との間を回転伝達可能に結合する入力側増減速装置と、

前記歯車要素対の他方の歯車要素が配置される前記出力部材の第 1 部分と前記非円形歯車要素対の他方の非円形歯車要素が配置される前記出力部材の第 2 部分との間を回転伝達可能に結合する出力側増減速装置と、

を備え、

前記非円形歯車要素対は、第 1 の減速比になる第 1 の噛み合い区間と、第 2 の減速比になる第 2 の噛み合い区間とを含み、

前記非円形歯車要素対の前記第 1 の減速比と前記入力側増減速装置の減速比と前記出力側増減速装置の減速比との積が、前記入力部材と前記出力部材との間に前記第 1 の歯車要素対が連結されたときの前記第 1 の歯車要素対の少なくとも一部の噛み合い区間における減速比と等しく、

前記非円形歯車要素対の前記第 2 の減速比と前記入力側増減速装置の減速比と前記出力側増減速装置の減速比との積が、前記入力部材と前記出力部材との間に前記第 2 の歯車要素対が連結されたときの前記第 2 の歯車要素対の少なくとも一部の噛み合い区間における減速比と等しいことを特徴とする、変速機。

【発明の詳細な説明】

10

20

30

40

50

【技術分野】

【0001】

本発明は変速機及び変速方法に関し、詳しくは、減速比を切り替える変速機及び変速方法に関する。なお、本明細書中において、「減速比」は、駆動側回転速度/被動側回転速度（あるいは、入力側回転速度/出力側回転速度）で表され、駆動側回転速度よりも被動側回転速度の方が小さくなる場合（いわゆる減速の場合）には1より大きい値となる。「減速比」は、駆動側回転速度よりも被動側回転速度の方が大きい場合（いわゆる増速の場合）についても同じ定義を用いて表し、この場合には、1より小さい値となる。

【背景技術】

【0002】

現在では、例えば、自動車のオートマチックトランスミッションなど、減速比を多段階に変えることが可能な変速機はすでに数多く開発され、確立された機械となりつつある（例えば、特許文献1、非特許文献1参照）。

【特許文献1】特開2001-146964号公報

【非特許文献1】社団法人日本機械学会編、「機械工学便覧 デザイン編 4 機械要素・トライボロジー」、初版、社団法人日本機械学会、2005年10月25日、p.83

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

現在、大多数のロボットは、減速比が一定の減速機を装備した電動モータによって駆動されている。この電動モータは、大トルク発生時には低速回転し、低トルク発生時には高速回転する特性を有しているが、その対応範囲は狭い。また、減速比が一定の場合、この減速比は、通常、最大負荷時においても作業可能なように大きいものが選択されるため、無負荷時においても速度が制限されてしまい、作業効率が落ちるといった問題があった。そのため、広い速度範囲で効率よくモータを駆動させるためには、必要に応じて減速比を変える変速機が必要である。

【0004】

ロボットにおいては、負荷状態において減速比を変えることが求められ、減速比を変える過程においても負荷を支持し続けることが必要である。さらに、高精度に作業を行う必要があることから、減速比を変えるときにおいても正確な回転角度の伝達が求められている。また、回転を止めることなく減速比を変えることが要求されている。

【0005】

一方、自動車、自転車では、すでに変速機が使われているが、減速比を変える際に動力を効率よく伝達することが課題となっている。

【0006】

通常、減速比の異なる歯車対を同時に噛み合わせて回転させることはできないため、回転を止めることなく負荷を支持しつつ、減速比を変えることはできない。また、通常の自動車などの変速機では、減速比を変える前には、これから締結する歯車と軸の回転速度が異なるため、摩擦を利用してこれらを一致させていることから、歯車と軸の間には大きな滑りが生じ、正確な回転角度の伝達は困難であり、動力の伝達効率も悪い。

【0007】

本発明は、かかる実情に鑑み、回転を止めることなく負荷を支持しつつ減速比を変えることができ、正確に回転角度を伝達し、かつ動力を効率的に伝達することができる、変速機及び変速方法を提供しようとするものである。

【課題を解決するための手段】

【0008】

本発明は、上記技術的課題を解決するために、以下のように構成した変速機を提供する。

【0009】

10

20

30

40

50

変速機は、回転可能に支持された入力部材と出力部材との間にそれぞれ配置された、少なくとも2組の歯車要素対である第1の歯車要素対及び第2の歯車要素対と、前記入力部材と前記出力部材との間に、少なくとも2組の前記歯車要素対をそれぞれ解除可能に連結する、少なくとも2組のクラッチである第1のクラッチ及び第2のクラッチとを備える。この変速機は、前記入力部材と前記出力部材との間に配置された、少なくとも1組の非円形歯車要素対と、前記入力部材と前記出力部材との間に、少なくとも1組の前記非円形歯車要素対を解除可能に連結する、少なくとも1組の非円形歯車要素対用クラッチとを備える。前記非円形歯車要素対は、(a)前記入力部材と前記出力部材との間の減速比が、前記入力部材と前記出力部材との間に前記第1の歯車要素対が連結されたときの前記第1の歯車要素対の少なくとも一部の噛み合い区間における第1の減速比と等しくなる第1の噛み合い区間と、(b)前記入力部材と前記出力部材との間の減速比が、前記入力部材と前記出力部材との間に前記第2の歯車要素対が連結されたときの前記第2の歯車要素対の少なくとも一部の噛み合い区間における第2の減速比と等しくなる第2の噛み合い区間とを含む。

10

【0010】

この変速機は、例えば、(1)前記第1(又は第2)のクラッチが前記入力部材と前記出力部材との間に前記第1(又は第2)の歯車要素対を連結し、前記第1(又は第2)の減速比で噛み合う状態において、前記非円形歯車要素対が前記第1(又は第2)の噛み合い区間で噛み合うときに、前記非円形歯車要素対用クラッチが前記入力部材と前記出力部材との間に前記非円形歯車要素対を連結し、(2)次いで、前記第1(又は第2)の歯車要素対が前記第1(又は第2)の減速比で噛み合いを継続している間に、かつ、前記非円形歯車要素対が前記第1(又は第2)の噛み合い区間で噛み合いを継続している間に、前記第1(又は第2)のクラッチが前記第1(又は第2)の歯車要素対の連結を解除し、(3)次いで、前記非円形歯車要素対が前記第2(又は第1)の噛み合い区間で噛み合う状態において、かつ、前記第2(又は第1)の歯車要素対が前記第2(又は第1)の減速比で噛み合う状態において、前記第2(又は第1)のクラッチが前記入力部材と前記出力部材との間に前記第2(又は第1)の歯車要素対を連結し、(4)次いで、前記非円形歯車要素対が前記第2(又は第1)の噛み合い区間で噛み合いを継続している間に、かつ、前記第2(又は第1)の歯車要素対が前記第2(又は第1)の減速比で噛み合いを継続している間に、前記非円形歯車要素対用クラッチが前記非円形歯車要素対の連結を解除することにより、前記入力部材と前記出力部材との間の減速比が変わる。

20

30

【0011】

上記構成において、歯車要素対と非円形歯車要素対とが入力部材と出力部材との間に同時に連結されているときにそれぞれの減速比が同じであれば、回転を止めることなく負荷を支持しつつ、入力部材と出力部材との間に連結される歯車要素対を切り替えることが可能であるので、歯車要素対と非円形歯車要素対とが同時に入力部材と出力部材との間に連結されているときのそれぞれの減速比は、同期しながら変化してもよい。すなわち、第1の減速比や第2の減速比は一定でなくてもよい。

【0012】

上記構成によれば、入力部材と出力部材との間に第1(又は第2)の歯車要素対が連結された第1(又は第2)の減速比の状態と、入力部材と出力部材との間に第2(又は第1)の歯車要素対が連結された第2(又は第1)の減速比の状態とを切り替える際に、過渡的に入力部材と出力部材との間に非円形歯車要素対が連結されるようにすることで、回転を止めることなく負荷を支持しつつ減速比を変えることができ、正確に回転角度を伝達し、かつ動力を効率的に伝達することができる。

40

【0013】

なお、本発明において、「歯車要素」は広く歯を有する要素を意味し、歯車だけでなく、スプロケットやプーリ等も含まれる。「歯車要素対」は、歯車要素の歯が直接噛み合う場合に限らず、中間歯車、歯付きベルトやチェーン等を介して間接的に噛み合い、連動する場合も含まれる。「歯車要素対」は、平歯車、はすば歯車、やまば歯車、スプロケット

50

等に限らず、かさ歯車や内歯歯車、遊星歯車装置等によって構成することも可能である。遊星歯車装置で歯車要素対を構成する場合、太陽歯車、内歯歯車、キャリアの内、いずれか一つを固定し、他の一つに入力部材の回転を伝達し、別の一つの回転を出力部材に伝達すればよい。

【 0 0 1 4 】

好ましい一態様としては、少なくとも 3 組の前記歯車要素対と、少なくとも 3 組の前記クラッチと、少なくとも 2 組の前記非円形歯車要素対と、少なくとも 2 組の前記非円形歯車要素対用クラッチとを備える。

【 0 0 1 5 】

この場合、3 組以上の歯車要素対によって、例えば、入力部材と出力部材との間の減速比を 3 段以上（例えば、小減速比、中減速比、大減速比）とすることができ、少なくとも 2 組の非円形歯車要素対を用いて円滑に減速比を切り替えることができる。例えば、ある回転方向に入力部材が回転する場合に、第 1 の非円形歯車要素対は、小減速比、中減速比、大減速比の順に噛み合い区間を有し、この順に減速比の変化を繰り返す。第 2 の非円形歯車要素対は、大減速比、中減速比、小減速比の順に噛み合い区間を有し、この順に減速比の変化を繰り返すようにしておき、小減速比から中減速比、中減速比から大減速比に減速比を変えるときには第 1 の非円形歯車要素対を用い、大減速比から中減速比、中減速比から小減速比に減速比を変えるときには第 2 の非円形歯車要素対を用いる。あるいは、第 1 の非円形歯車要素対は、小減速比と中減速比となる噛み合い区間を有し、第 2 の非円形歯車要素対は、大減速比と中減速比となる噛み合い区間を有するようにしておき、小減速比から中減速比、中減速比から小減速比に減速比を変えるときには第 1 の非円形歯車要素対を用い、大減速比から中減速比、中減速比から大減速比に減速比を変えるときには第 2 の非円形歯車要素対を用いる。

【 0 0 1 6 】

好ましくは、前記歯車要素対は、円形歯車要素同士が噛み合う。

【 0 0 1 7 】

この場合、入力部材と出力部材との間に歯車要素対が連結されているときの減速比が変化する場合、すなわち歯車要素対が非円形歯車要素で構成される場合よりも、構成が簡単になり、入力部材と出力部材との間の減速比の切り替えも容易である。

【 0 0 1 8 】

好ましくは、前記歯車要素対の一方の歯車要素は、前記入力部材又は前記出力部材のいずれか一方に相対回転可能な状態で支持される。前記歯車要素対の他方の歯車要素は、前記入力部材又は前記出力部材のいずれか他方に相対回転不可能な状態で固定される。前記クラッチは、前記歯車要素対の前記一方の歯車要素を、前記入力部材又は前記出力部材の前記いずれか一方に、解除可能に結合する。前記非円形歯車要素対の一方の非円形歯車要素は、前記入力部材又は前記出力部材のいずれか一方に相対回転可能な状態で支持される。前記非円形歯車要素対の他方の非円形歯車要素は、少なくとも前記入力部材と前記出力部材との間に連結される前記歯車要素対が切り替えられるときに前記入力部材又は前記出力部材のいずれか他方に相対回転不可能な状態で固定される。前記非円形歯車要素対用クラッチは、少なくとも、前記非円形歯車要素対の前記一方の非円形歯車要素を、前記入力部材又は前記出力部材の前記いずれか一方に、解除可能に結合する。前記クラッチ及び前記非円形歯車要素対用クラッチの少なくとも一つが、噛み合いクラッチである。

【 0 0 1 9 】

入力部材と出力部材との間に第 1（又は第 2）の歯車要素対が連結され、第 1（又は第 2）の減速比で噛み合うとき、非円形歯車要素対は、入力部材と出力部材との間に連結されていなくても、第 1（又は第 2）の噛み合い区間において第 1（又は第 2）の減速比となり、非円形歯車要素対用クラッチの駆動側と被動側との回転速度が等しくなる。非円形歯車要素対が入力部材と出力部材との間に連結され、第 1（又は第 2）の噛み合い区間において噛み合っているとき、入力部材と出力部材との間に第 1（又は第 2）の歯車要素対が連結されていなくても、第 1（又は第 2）の歯車要素対は少なくとも一部の噛み合い区

10

20

30

40

50

間において第1（又は第2）の減速比で回転し、第1（又は第2）のクラッチの駆動側と被動側との回転速度が等しくなる。したがって、クラッチ及び非円形歯車要素対用クラッチに、例えば駆動側と被動側とが軸方向に接離して駆動側と被動側とが機械的に噛み合うドグクラッチのような噛み合いクラッチを用いることが可能であり、クラッチの滑りが発生しないようにすることができる。

【0020】

好ましくは、前記クラッチ及び前記非円形歯車要素対用クラッチをそれぞれ駆動するアクチュエータと、前記アクチュエータの動作を制御する制御装置とを備える。

【0021】

この場合、制御装置により、入力部材と出力部材との間の減速比の切り替えを自動化することができる。

10

【0022】

好ましくは、前記非円形歯車要素対の各非円形歯車要素に並列して摺接部材を設ける。前記摺接部材は、それぞれ、前記各非円形歯車要素と一体となって回転し、かつ、外周面同士が摩擦接触する。

【0023】

この場合、非円形歯車要素のバックラッシ分の自由な動きを、摺接部材の外周面同士の摩擦接触によって、ある程度制限する。これにより、非円形歯車要素の振動を低減することができる。

【0024】

20

好ましくは、前記非円形歯車要素対用クラッチは、前記入力部材と前記非円形歯車要素対との間の結合と、前記非円形歯車要素対と前記出力部材との間の結合とを、両方同時に解除可能である。

【0025】

この場合、非円形歯車要素対への入力部材と出力部材の両方からの回転の伝達を遮断することにより、非円形歯車要素対を使用しない場合には、非円形歯車要素対の回転を停止させ、非円形歯車要素対の回転に起因する振動が発生しないようにすることができる。

【0026】

また、本発明は、上記課題を解決するために、以下のように構成した変速方法を提供する。

30

【0027】

変速方法は、回転する入力部材と出力部材との間の減速比を変える変速方法である。変速方法は、（1）前記入力部材と前記出力部材との間に、少なくとも一部の噛み合い区間で第1（又は第2）の減速比で噛み合う第1（又は第2）の歯車要素対を連結している状態において、前記入力部材と前記出力部材との間に、前記第1（又は第2）の歯車要素対と同時に前記第1（又は第2）の減速比で噛み合う状態で非円形歯車要素対を連結する、第1の工程と、（2）前記非円形歯車要素対と前記第1（又は第2）の歯車要素対とが同時に前記第1（又は第2）の減速比の噛み合いを継続している間に、前記第1（又は第2）の歯車要素対について、前記入力部材と前記出力部材との間の連結を解除する、第2の工程と、（3）前記非円形歯車要素対が第2（又は第1）の減速比で噛み合う状態において、前記入力部材と前記出力部材との間に、少なくとも一部の噛み合い区間で前記第2（又は第1）の減速比で噛み合う第2（又は第1）の歯車要素対を、前記非円形歯車要素対と同時に前記第2（又は第1）の減速比で噛み合う状態で連結する、第3の工程と、（4）前記非円形歯車要素対と前記第2（又は第1）の歯車要素対が同時に前記第2（又は第1）の減速比の噛み合いを継続している間に、前記非円形歯車要素対について、前記入力部材と前記出力部材との間の連結を解除する、第4の工程と、を備える。

40

【0028】

上記方法によれば、入力部材と出力部材との間に第1（又は第2）の歯車要素対が連結された第1（又は第2）の減速比の状態と、入力部材と出力部材との間に第2（又は第1）の歯車要素対が連結された第2（又は第1）の減速比の状態とを切り替える際に、過渡

50

的に入力部材と出力部材との間に非円形歯車要素対が連結されるようにすることで、回転を止めることなく負荷を支持しつつ減速比を変えることができ、正確に回転角度を伝達し、かつ動力を効率的に伝達することができる。

【0029】

なお、歯車要素対と非円形歯車要素対とが入力部材と出力部材との間に同時に連結されているときにそれぞれの減速比が同じであれば、回転を止めることなく負荷を支持しつつ、入力部材と出力部材との間に連結される歯車要素対を切り替えることが可能であるので、歯車要素対と非円形歯車要素対とが同時に入力部材と出力部材との間に連結されるときに、それぞれの減速比は同期しながら変化してもよい。すなわち、第1の減速比や第2の減速比は一定でなくてもよい。

10

【0030】

好ましくは、前記歯車要素対の一方の歯車要素が配置される前記入力部材の第1部分と前記非円形歯車要素対の一方の非円形歯車要素が配置される前記入力部材の第2部分との間を回転伝達可能に結合する入力側増減速装置と、前記歯車要素対の他方の歯車要素が配置される前記出力部材の第1部分と前記非円形歯車要素対の他方の非円形歯車要素が配置される前記出力部材の第2部分との間を回転伝達可能に結合する出力側増減速装置とを備える。

【0031】

上記構成において、入力部材の第1部分の回転は、入力部材の第1部分と入力部材の第2部分との間に配置された入力側増減速装置により減速（又は、増速）され、非円形歯車要素対側の入力部材の第2部分に伝達される。入力部材の第2部分の回転は、非円形歯車要素対を介して、出力部材の第2部分に伝達される。出力部材の第2部分の回転は、出力部材の第2部分と出力部材の第1部分との間に配置された出力側増減速装置により増速（又は、減速）され、歯車要素対側の出力部材の第1部分に伝達される。

20

【0032】

上記構成において、増減速装置により、入力部材と出力部材との間に連結する歯車要素対を切り換える際に、非円形歯車要素対が入力部材と出力部材との間に連結されている時間を長く（又は、短く）することができ、それに伴って、クラッチを作動させる時間を長く（又は、短く）することができる。

【0033】

上記構成によれば、入力が高速度回転であっても、適宜な減速比の増減速装置により非円形歯車要素対の回転を遅くすることで、クラッチの切り換え動作をすべき時間を長くすることができるので、容易に減速比を変えることができる。入力が低速回転である場合には、適宜な減速比の増減速装置により非円形歯車要素対の回転を速くすることで、減速比の切り換えに要する時間を短縮することができる。

30

【0034】

好ましくは、前記クラッチは、ワンウェイクラッチを含む。

【0035】

ワンウェイクラッチは、ある方向の回転を正方向回転とする場合に、入力側が出力側よりも正方向に速く回転しようとするときに、入力側の回転を出力側に伝達する。すなわち、ワンウェイクラッチはONになる。一方、入力側が出力側よりも正方向に遅く回転するときには、入力側と出力側とはそれぞれ独立に回転する。すなわち、ワンウェイクラッチはOFFになる。

40

【0036】

ワンウェイクラッチを用いると、クラッチのON/OFF切り換えが自動的に行われるようにすることができるので、クラッチ制御を簡単にすることができる。

【0037】

好ましくは、前記歯車要素対のうち最も減速比が大きい前記歯車要素対を前記入力部材と前記出力部材との間に解除可能に連結する前記クラッチが、ワンウェイクラッチである。

50

【0038】

上記構成において、最も減速比が大きい歯車要素対のワンウェイクラッチがONになった状態、すなわち、変速機の減速比が最も大きい状態で変速機の減速比を切り換えると、減速比が小さくなるため、ワンウェイクラッチの出力側の回転が入力側よりも速くなり、ワンウェイクラッチは自動的にOFFとなる。逆に、変速機の減速比を最も大きくする場合、減速比の切り換えに用いた非円形歯車要素対のクラッチをOFFにした段階で、ワンウェイクラッチは自動的にONになる。

【0039】

上記構成によれば、最も減速比が大きい歯車要素対についてクラッチのON/OFFが自動的に行われるので、クラッチ制御を簡単にすることができる。

10

【0040】

また、本発明は、以下のように構成した変速機を提供する。

【0041】

変速機は、(a)回転可能に支持された入力部材と出力部材との間にそれぞれ配置された、少なくとも2組の歯車要素対である第1の歯車要素対及び第2の歯車要素対と、(b)前記入力部材と前記出力部材との間に、少なくとも2組の前記歯車要素対をそれぞれ解除可能に連結する、少なくとも2組のクラッチである第1のクラッチ及び第2のクラッチと、(c)前記入力部材と前記出力部材との間に配置された、少なくとも1組の非円形歯車要素対と、(d)前記入力部材と前記出力部材との間に、少なくとも1組の前記非円形歯車要素対を解除可能に連結する、少なくとも1組の非円形歯車要素対用クラッチと、(e)前記歯車要素対の一方の歯車要素が配置される前記入力部材の第1部分と前記非円形歯車要素対の一方の非円形歯車要素が配置される前記入力部材の第2部分との間を回転伝達可能に結合する入力側増減速装置と、(f)前記歯車要素対の他方の歯車要素が配置される前記出力部材の第1部分と前記非円形歯車要素対の他方の非円形歯車要素が配置される前記出力部材の第2部分との間を回転伝達可能に結合する出力側増減速装置とを備える。前記非円形歯車要素対は、第1の減速比になる第1の噛み合い区間と、第2の減速比になる第2の噛み合い区間とを含む。前記非円形歯車要素対の前記第1の減速比と前記入力側増減速装置の減速比と前記出力側増減速装置の減速比との積が、前記入力部材と前記出力部材との間に前記第1の歯車要素対が連結されたときの前記第1の歯車要素対の少なくとも一部の噛み合い区間における減速比と等しい。前記非円形歯車要素対の前記第2の減速比と前記入力側増減速装置の減速比と前記出力側増減速装置の減速比との積が、前記入力部材と前記出力部材との間に前記第2の歯車要素対が連結されたときの前記第2の歯車要素対の少なくとも一部の噛み合い区間における減速比と等しい。

20

30

【0042】

上記構成において、増減速装置により、入力部材と出力部材との間に連結する歯車要素対を切り換える際に、非円形歯車要素対が入力部材と出力部材との間に連結されている時間を長く(又は、短く)することができ、それに伴って、クラッチを作動させる時間を長く(又は、短く)することができる。

【0043】

上記構成によれば、入力が高速回転であっても、適宜な減速比の増減速装置により非円形歯車要素対の回転を遅くすることで、クラッチの切り換え動作をすべき時間を長くすることができるので、容易に減速比を変えることができる。入力が低速回転である場合には、適宜な減速比の増減速装置により非円形歯車要素対の回転を速くすることで、減速比の切り換えに要する時間を短縮することができる。

40

【0044】

また、非円形歯車要素対や増減速装置の設計や選択の自由度を高くできる。

【発明の効果】

【0045】

本発明によれば、非円形歯車要素を用いることにより、入力部材と出力部材との間に常に歯車要素対が連結されている状態にすることができるので、入力部材と出力部材との間

50

の減速比を変える際に、回転を止めることなく負荷を支持しつつ減速比を変えることができ、正確に回転角度を伝達し、かつ動力を効率的に伝達することができる。また、変速機の構造が簡易で小型軽量、低コストを図ることができる。

【図面の簡単な説明】

【0046】

【図1】変速機の構成を模式的に示す機構図である。(実施例1)

【図2】変速機の歯車のピッチ円あるいはピッチ曲線を模式的に示す図である。(実施例1)

【図3】(a)非円形歯車対の減速比の変化を模式的に示すグラフ、(b)クラッチのONとOFFを示す表である。(実施例1)

10

【図4】(a)非円形歯車対の減速比の変化を模式的に示すグラフ、(b)クラッチのONとOFFを示す表である。(実施例1)

【図5】変速機の構成を示す断面図である。(実施例1)

【図6】変速機の動作を示す断面図である。(実施例1)

【図7】変速機の動作を示す断面図である。(実施例1)

【図8】変速機の構成を模式的に示す機構図である。(実施例2)

【図9】変速機の歯車のピッチ円あるいはピッチ曲線を模式的に示す図である。(実施例2)

【図10】変速機の構成を模式的に示す機構図である。(変形例2)

【図11】変速機の構成を模式的に示す機構図である。(実施例3)

20

【符号の説明】

【0047】

10 変速機

12 入力軸(入力部材)

14 出力軸(出力部材)

16 第1の歯車対(第1の歯車要素対)

17 第2の歯車対(第2の歯車要素対)

18 非円形歯車対(非円形歯車要素対)

20, 22, 24 入力側歯車

25 第1の区間(第1の噛み合い区間)

26 第2の区間

27 第3の区間(第2の噛み合い区間)

28 第4の区間

30, 32, 34 出力側歯車

35 第1の区間(第1の噛み合い区間)

36 第2の区間

37 第3の区間(第2の噛み合い区間)

38 第4の区間

40 クラッチ(第1のクラッチ)

41 シフター

42 クラッチ(第2のクラッチ)

44 クラッチ(非円形歯車要素対用クラッチ)

45 シフター

50, 50a 変速機

52, 52a 入力軸(入力部材)

52s 入力軸(入力部材)の第1部分

52t 入力軸(入力部材)の第2部分

54, 54a 出力軸(出力部材)

54s 出力軸(出力部材)の第1部分

54t 出力軸(出力部材)の第2部分

30

40

50

- 5 5 第 1 の歯車対 (3 組の歯車要素対)
 5 6 第 2 の歯車対 (3 組の歯車要素対)
 5 7 第 3 の歯車対 (3 組の歯車要素対)
 5 8 第 1 の非円形歯車対 (2 組の非円形歯車要素対)
 5 9 第 2 の非円形歯車対 (2 組の非円形歯車要素対)
 6 9 , 7 9 増減速装置
 8 0 , 8 2 , 8 4 , 8 6 , 8 8 クラッチ
 1 1 0 変速機
 1 4 4 クラッチ (非円形歯車要素対用クラッチ)
 5 0 0 円形歯車用クラッチ (第 1 のクラッチ、第 2 のクラッチ) 10
 5 0 2 非円形歯車用クラッチ (非円形歯車要素対用クラッチ)
 【発明を実施するための最良の形態】
 【 0 0 4 8 】
 以下、本発明の実施の形態について、図 1 ~ 図 1 1 を参照しながら説明する。
 【 0 0 4 9 】
 < 実施例 1 > 実施例 1 について、図 1 ~ 図 7 を参照しながら説明する。
 【 0 0 5 0 】
 まず、実施例 1 の変速機の基本的な構成について、図 1 及び図 2 を参照しながら説明する。
 【 0 0 5 1 】 20
 図 1 の機構図に模式的に示すように、変速機 1 0 は、回転可能に支持されている入力軸 1 2 及び出力軸 1 4 と、第 1 の歯車対 1 6 と、第 2 の歯車対 1 7 と、非円形歯車対 1 8 と、クラッチ 4 0 , 4 2 , 4 4 とを備えている。
 【 0 0 5 2 】
 各歯車対 1 6 , 1 7 , 1 8 は、それぞれ、一对の歯車 2 0 , 3 0 ; 2 2 , 3 2 ; 2 4 , 3 4 が噛み合い、回転角度の遅れがない。すなわち、回転角度を正確に伝達し、かつ動力を効率的に伝達する。
 【 0 0 5 3 】
 入力軸 1 2 には、各歯車対 1 6 , 1 7 , 1 8 の一方の歯車 (入力側歯車) 2 0 , 2 2 , 2 4 が固定され、これらの歯車 2 0 , 2 2 , 2 4 は入力軸 1 2 と一体となって回転する。 30
 【 0 0 5 4 】
 出力軸 1 4 には、各歯車対 1 6 , 1 7 , 1 8 の他方の歯車 (出力側歯車) 3 0 , 3 2 , 3 4 が、相対回転可能な状態に支持されている。出力側歯車 3 0 , 3 2 , 3 4 は、クラッチ 4 0 , 4 2 , 4 4 により、選択的に出力軸 1 4 に結合される。すなわち、クラッチ 4 0 , 4 2 , 4 4 がつながっている ON のときには、対応する出力側歯車 3 0 , 3 2 , 3 4 は出力軸 1 4 に対して結合され、結合された出力側歯車 3 0 , 3 2 , 3 4 と出力軸 1 4 とは一体となって回転する。クラッチ 4 0 , 4 2 , 4 4 が切れている OFF のときには、出力側歯車 3 0 , 3 2 , 3 4 は、出力軸 1 4 の軸方向の移動が拘束されながら、出力軸 1 4 に対して相対回転可能となる。
 【 0 0 5 5 】 40
 クラッチ 4 0 , 4 2 , 4 4 が ON のとき、クラッチ 4 0 , 4 2 , 4 4 での滑り等がなければ、クラッチ 4 0 , 4 2 , 4 4 が ON となっている出力側歯車 3 0 , 3 2 , 3 4 から出力軸 1 4 に、回転角度を正確に伝達し、かつ動力を効率的に伝達することができる。
 【 0 0 5 6 】
 クラッチ 4 0 , 4 2 , 4 4 には、ドグクラッチ、ジョークラッチ、歯形クラッチ等の噛み合いクラッチを用いることが好ましい。円板クラッチ、ドラムクラッチなどの摩擦クラッチでは滑りが発生する可能性があるのに対して、噛み合いクラッチでは、駆動側と被動側とに形成された突起や穴等の機械的構造が噛み合い、摩擦クラッチのような滑りが発生しないので、噛み合いクラッチを用いると、回転角度を極めて正確に伝達し、かつ動力を極めて効率的に伝達することができるからである。なお、クラッチ 4 0 , 4 2 , 4 4 は、 50

ドグクラッチ等の噛み合いクラッチに限定されるものではなく、噛み合いクラッチ以外の摩擦クラッチなどを用いてもよい。

【 0 0 5 7 】

図示していないが、クラッチ 4 0 , 4 2 , 4 4 はアクチュエータによって駆動され、アクチュエータの動作は、制御装置によって制御される。また、非円形歯車対 1 8 の位相は不図示のセンサにより検出され、検出信号は制御装置に入力される。制御装置は、回転を止めることなく減速比を切り替え、回転角度を正確に伝達し、かつ動力を効率的に伝達することができるように、クラッチ 4 0 , 4 2 , 4 4 の ON / OFF を制御する。

【 0 0 5 8 】

各歯車対 1 6 , 1 7 , 1 8 は、クラッチ 4 0 , 4 2 , 4 4 の ON によって、入力軸 1 2 と出力軸 1 4 との間に選択的に連結される。クラッチ 4 0 の ON により第 1 の歯車対 1 6 が入力軸 1 2 と出力軸 1 4 との間に連結されたとき、入力軸 1 2 と出力軸 1 4 との間の減速比は、相対的に大きい一定の減速比 R_H となる。クラッチ 4 2 の ON により第 2 の歯車対 1 7 が入力軸 1 2 と出力軸 1 4 との間に連結されたとき、入力軸 1 2 と出力軸 1 4 との間の減速比は、相対的に小さい一定の減速比 R_L となる。クラッチ 4 4 の ON により非円形歯車対 1 8 が入力軸 1 2 と出力軸 1 4 との間に連結されたとき、入力軸 1 2 と出力軸 1 4 との間の減速比は、少なくとも減速比 R_H と R_L とを含む範囲内で変化する。

【 0 0 5 9 】

例えば図 2 に示すように各歯車対 1 6 , 1 7 , 1 8 の歯車をかみ合いピッチ円 (以下、単に「ピッチ円」という。) あるいはかみ合いピッチ曲線 (以下、単に「ピッチ曲線」という。) で表し、歯面の図示を省略すると、第 1 及び第 2 の歯車対 1 6 , 1 7 は、対をなす歯車 2 0 , 3 0 ; 2 2 , 3 2 のピッチ円 2 0 p , 3 0 p ; 2 2 p , 3 2 p が互いに接する円形歯車である。

【 0 0 6 0 】

非円形歯車対 1 8 の対をなす歯車 2 4 , 3 4 は非円形歯車であり、非円形歯車対 1 8 の対をなす歯車 2 4 , 3 4 のピッチ曲線は、減速比 R_H の第 1 の歯車対 1 6 のピッチ円 2 0 p , 3 0 p の円弧と等しい第 1 の区間 2 5 , 3 5 と、減速比 R_L の第 2 の歯車対のピッチ円 2 2 p , 3 2 p の円弧と等しい第 3 の区間 2 7 , 3 7 と、減速比が R_H と R_L との間で変化する第 2 及び第 4 の区間 2 6 , 3 6 ; 2 8 , 3 8 とを有する。非円形歯車対 1 8 の対をなす歯車 2 4 , 3 4 は、図 2 において矢印で示す方向に回転するとき、歯車 2 4 , 3 4 のピッチ曲線の各区間 2 5 , 3 5 ; 2 6 , 3 6 ; 2 7 , 3 7 ; 2 8 , 3 8 同士が噛み合う。

【 0 0 6 1 】

非円形歯車対 1 8 が入力軸 1 2 と出力軸 1 4 との間に連結されている状況において、非円形歯車対 1 8 が、図 2 (a) に示すように、第 3 の区間 2 7 , 3 7 で噛み合う場合は、入力軸 1 2 と出力軸 1 4 との間の減速比は R_L となり、図 2 (b) で示すように、第 1 の区間 2 5 , 3 5 で噛み合う場合は、入力軸 1 2 と出力軸 1 4 との間の減速比は R_H となる。第 2 の区間 2 6 , 3 6、第 4 の区間 2 8 , 3 8 で噛み合う場合は、入力軸 1 2 と出力軸 1 4 との間の減速比は、 R_L と R_H の間で変化する。

【 0 0 6 2 】

次に、変速機 1 0 の動作について、図 3 及び図 4 を参照しながら説明する。図 3 (a) 及び図 4 (a) は、非円形歯車対 1 8 の減速比のグラフである。横軸は入力軸 1 2 の回転角度、縦軸は入力側歯車 2 4 と出力側歯車 3 4 との間の減速比である。図 3 (b) 及び図 4 (b) の表では、クラッチ 4 0 , 4 2 , 4 4 の ON の状態を印で示し、クラッチ 4 0 , 4 2 , 4 4 の OFF の状態は空欄としている。図 3 (b) 及び図 4 (b) において、減速比 R_H の第 1 の歯車対 1 6 のクラッチ 4 0 を「クラッチ (R_H)」、減速比 R_L の第 2 の歯車対 1 7 のクラッチ 4 2 を「クラッチ (R_L)」、減速比が変化する非円形歯車対 1 8 のクラッチ 4 4 を「クラッチ (変速)」と表している。

【 0 0 6 3 】

減速比 R_H の第 1 の歯車対 1 6 のクラッチ 4 0 が ON、クラッチ 4 2 , 4 4 が OFF の

10

20

30

40

50

ときには、入力軸 1 2 と出力軸 1 4 との間は、一定の減速比 R_H となる。減速比 R_L の第 2 の歯車対 1 7 のクラッチ 4 2 が ON、クラッチ 4 0, 4 4 が OFF のときには、入力軸 1 2 と出力軸 1 4 との間は、一定の減速比 R_L となる。非円形歯車対 1 8 の減速比は、図 3 (a) 及び図 4 (a) に示すように、入力軸 1 2 の回転に伴って減速比 R_H と R_L とを含む所定範囲内で変化する。なお、図 3 (a) 及び図 4 (a) において、非円形歯車対 1 8 の減速比が変化するときの曲線は模式的に図示されている。

【 0 0 6 4 】

入力軸 1 2 と出力軸 1 4 との間の減速比を R_H から R_L に変える場合には、以下のようにクラッチ 4 0, 4 2, 4 4 を動作させる。

【 0 0 6 5 】

図 3 (a) に示すように、減速比 R_H の第 1 の歯車対 1 6 のクラッチ 4 0 が ON の状態で、非円形歯車対 1 8 の減速比が R_L から R_H に変化する区間 3 0 1 を通過し、一定の減速比 R_H となる区間 3 0 2 に入ったら、図 3 (b) に示すように、減速比 R_H の第 1 の歯車対 1 6 のクラッチ 4 0 に加え、減速比が変化する非円形歯車対 1 8 のクラッチ 4 4 を ON にする。そして、区間 3 0 2 において非円形歯車対 1 8 のクラッチ 4 4 が ON になった後、かつ、非円形歯車対 1 8 の減速比が R_H から R_L に変化する区間 3 0 3 に入る前に、減速比 R_H の第 1 の歯車対 1 6 のクラッチ 4 0 を OFF にする。

【 0 0 6 6 】

そして、非円形歯車対 1 8 の減速比が R_H から R_L に変化する区間 3 0 3 では、非円形歯車対 1 8 のクラッチ 4 4 のみが ON である。区間 3 0 3 では、入力軸 1 2 と出力軸 1 4 との間に非円形歯車対 1 8 が連結されているので、入力軸 1 2 と出力軸 1 4 との間の減速比は、 R_H から R_L に変化する。この間、クラッチ 4 4 の滑りがなければ、非円形歯車対 1 8 の噛み合いによって、入力軸 1 2 から出力軸 1 4 に、回転角度を正確に伝達し、かつ動力を効率的に伝達することができる。

【 0 0 6 7 】

非円形歯車対 1 8 の減速比が R_H から R_L に変化する区間 3 0 3 を通過して、一定の減速比 R_L となる区間 3 0 4 に入ったら、図 3 (b) に示すように、減速比 R_L の第 2 の歯車対 1 7 のクラッチ 4 2 を ON にする。そして、区間 3 0 4 において第 2 の歯車対 1 7 のクラッチ 4 2 が ON になった後、かつ、非円形歯車対 1 8 の減速比が R_L から R_H に変化する区間 3 0 5 に入る前に、非円形歯車対 1 8 のクラッチ 4 4 を OFF にする。このようにして、入力軸 1 2 と出力軸 1 4 との間に第 2 の歯車対 1 7 のみが連結された後は、入力軸 1 2 と出力軸 1 4 との間の減速比は R_L 一定となり、第 2 の歯車対 1 7 の噛み合いによって、入力軸 1 2 から出力軸 1 4 に、回転角度を正確に伝達し、かつ動力を効率的に伝達することができる。

【 0 0 6 8 】

クラッチ 4 0, 4 2, 4 4 は、駆動側と被動側とが同じ速度のときに ON / OFF の切り替えを行うので、クラッチ 4 0, 4 2, 4 4 に、ドグクラッチ等の噛み合いクラッチを問題なく用いることができる。

【 0 0 6 9 】

入力軸 1 2 と出力軸 1 4 との間の減速比を R_L から R_H に変える場合も、上記と同様である。

【 0 0 7 0 】

すなわち、図 4 (a) に示すように、非円形歯車対 1 8 の減速比が R_H から R_L に変化する区間 4 0 1 を通過し、一定の減速比 R_L となる区間 4 0 2 に入ったら、図 4 (b) に示すように、第 2 の歯車対 1 7 のクラッチ 4 2 に加え、非円形歯車対 1 8 のクラッチ 4 4 を ON にする。そして、区間 4 0 2 において非円形歯車対 1 8 のクラッチ 4 4 が ON になった後、かつ、非円形歯車対 1 8 の減速比が R_L から R_H に変化する区間 4 0 3 に入る前に、減速比 R_L の第 2 の歯車対 1 7 のクラッチ 4 2 を OFF にする。

【 0 0 7 1 】

そして、非円形歯車対 1 8 の減速比が R_L から R_H に変化する区間 4 0 3 では、非円形

10

20

30

40

50

歯車対 18 のクラッチ 44 のみが ON である。区間 403 では、入力軸 12 と出力軸 14 との間に非円形歯車対 18 のみが連結されているので、入力軸 12 と出力軸 14 との間の減速比は、 R_L から R_H に変化する。この間、クラッチ 44 の滑りがなければ、非円形歯車対 18 の噛み合いによって、入力軸 12 から出力軸 14 に、回転角度を正確に伝達し、かつ動力を効率的に伝達することができる。

【0072】

非円形歯車対 18 の減速比が R_L から R_H に変化する区間 403 を通過して、一定の減速比 R_H となる区間 404 に入ったら、図 4 (b) に示すように、減速比 R_H の第 1 の歯車対 16 のクラッチ 40 を ON にする。そして、この区間 404 において第 1 の歯車対 16 のクラッチ 40 が ON になった後、かつ、非円形歯車対 18 の減速比が R_H から R_L に変化する区間 405 に入る前に、非円形歯車対 18 のクラッチ 44 を OFF にする。このようにして、入力軸 12 と出力軸 14 との間に第 1 の歯車対 16 のみが連結された後は、入力軸 12 と出力軸 14 との間は一定の減速比 R_H となり、第 1 の歯車対 16 の噛み合いによって、入力軸 12 から出力軸 14 に、回転角度を正確に伝達し、かつ動力を効率的に伝達することができる。

【0073】

次に、変速機 10 の具体的な構成例について、図 5 ~ 図 7 を参照しながら説明する。

【0074】

図 5 の断面図に示すように、入力軸 12 に、各歯車対 16, 17, 18 の入力側歯車 20, 22, 24 が順に固定されている。出力軸 14 には、各歯車対 16, 17, 18 の出力側歯車 30, 32, 34 が相対回転可能かつ、軸方向移動不可能な状態で順に支持されている。第 1 の歯車対 16 の出力側歯車 30 と第 2 の歯車対 17 の出力側歯車 32 との間には、円形歯車用クラッチ 500 のシフター 41 が配置されている。円形歯車用クラッチ 500 は、シフター 41 を兼用することで、第 1 の歯車対 16 用の第 1 のクラッチと第 2 の歯車対 17 用の第 2 のクラッチとの両方の機能を実現している。第 2 の歯車対 17 の出力側歯車 32 と非円形歯車対 18 の出力側歯車 34 との間には、非円形歯車用クラッチ 502 のシフター 45 が配置されている。円形歯車用及び非円形歯車用クラッチ 500, 502 のシフター 41, 45 は、出力軸 14 に形成されたスプライン溝に摺動自在に支持されており、出力軸 14 に沿って軸方向には移動自在であるが、出力軸 14 に対する相対回転はできない状態であり、出力軸 14 と一体となって回転するようになっている。

【0075】

円形歯車用及び非円形歯車用クラッチ 500, 502 のシフター 41, 45 の外周面には、不図示のアクチュエータが嵌合する溝 41x, 45x が形成されている。円形歯車用クラッチ 500 のシフター 41 は、溝 41x に嵌合する不図示のアクチュエータの駆動によって、図 5 に示した中間位置から、矢印 41s, 41t に示すように両側に移動する。非円形歯車用クラッチ 502 のシフター 45 は、溝 45x に嵌合する不図示のアクチュエータの駆動によって、図 5 に示した待機位置から、矢印 45t で示す片側だけに移動する。

【0076】

円形歯車用クラッチ 500 のシフター 41 は、第 1 の歯車対 16 の出力側歯車 30 に対向する側面と、第 2 の歯車対 17 の出力側歯車 32 に対向する側面に、所定のピッチで突起 (ドグ) 41a, 41b が形成されている。第 1 の歯車対 16 の出力側歯車 30 と第 2 の歯車対 17 の出力側歯車 32 には、円形歯車用クラッチ 500 の構成要素として、円形歯車用クラッチ 500 のシフター 41 に対向する側面に、円形歯車用クラッチ 500 のシフター 41 の突起 41a, 41b に対応して、所定のピッチで凹部 (ドグ穴) 31, 33 が形成されている。矢印 41s, 41t で示す方向に円形歯車用クラッチ 500 のシフター 41 が移動したとき、円形歯車用クラッチ 500 のシフター 41 の突起 41a, 41b が、出力側歯車 30, 32 の凹部 31, 33 に嵌合し、円形歯車用クラッチ 500 のシフター 41 を介して出力軸 14 と出力側歯車 30, 32 とが一体となって回転する。すなわち、入力軸 12 と出力軸 14 との間に第 1 又は第 2 の歯車対 16, 17 が連結され、入力

10

20

30

40

50

軸 1 2 から、第 1 又は第 2 の歯車対 1 6 , 1 7 を介して出力軸 1 4 に、回転角度を正確に伝達し、かつ動力を効率的に伝達することができる。

【 0 0 7 7 】

非円形歯車用クラッチ 5 0 2 のシフター 4 5 は、非円形歯車対 1 8 の出力側歯車 3 4 に対向する側面に、所定のピッチで突起（ドグ）4 5 b が形成されている。非円形歯車対 1 8 の出力側歯車 3 4 には、非円形歯車用クラッチ 5 0 2 の構成要素として、非円形歯車用クラッチ 5 0 2 のシフター 4 5 に対向する側面に、非円形歯車用クラッチ 5 0 2 のシフター 4 5 の突起 4 5 b に対応して、所定のピッチで凹部（ドグ穴）3 5 が形成されており、矢印 4 5 t で示す方向に非円形歯車用クラッチ 5 0 2 のシフター 4 5 が移動したとき、非円形歯車用クラッチ 5 0 2 のシフター 4 5 の突起 4 5 b が、非円形歯車対 1 8 の出力側歯車 3 4 の凹部 3 5 に嵌合し、非円形歯車用クラッチ 5 0 2 のシフター 4 5 を介して出力軸 1 4 と出力側歯車 3 4 とが一体となって回転する。すなわち、入力軸 1 2 と出力軸 1 4 との間に非円形歯車対 1 8 が連結され、入力軸 1 2 から、非円形歯車対 1 8 を介して出力軸 1 4 に、回転角度を正確に伝達し、かつ動力を効率的に伝達することができる。

【 0 0 7 8 】

次に、この変速機 1 0 の動作について、図 6 ~ 図 7 を参照しながら説明する。

【 0 0 7 9 】

図 6 (a) に示すように、円形歯車用クラッチ 5 0 0 のシフター 4 1 が矢印 4 1 s で示す方向に移動して第 1 の歯車対 1 6 の出力側歯車 3 0 に嵌合し、非円形歯車用クラッチ 5 0 2 のシフター 4 5 が待機位置にあるとき、入力軸 1 2 と出力軸 1 4 との間には、第 1 の歯車対 1 6 のみが連結される。このとき、回転角度及び動力は、図において破線で示すように、入力軸 1 2 から第 1 の歯車対 1 6 の入力側歯車 2 0、出力側歯車 3 0、円形歯車用クラッチ 5 0 0 のシフター 4 1 を介して、出力軸 1 4 に伝達され、減速比は R_H となる。

【 0 0 8 0 】

減速比を R_H から R_L に切り替える場合には、まず、図 6 (b) に示すように、非円形歯車対 1 8 の減速比が R_H になる状態で、非円形歯車用クラッチ 5 0 2 のシフター 4 5 が矢印 4 5 t で示す方向に移動して非円形歯車対 1 8 の出力側歯車 3 4 に嵌合し、入力軸 1 2 と出力軸 1 4 との間に、第 1 の歯車対 1 6 と非円形歯車対 1 8 とが連結される。このとき、回転角度及び動力は、図において破線で示すように、入力軸 1 2 から、(a) 第 1 の歯車対 1 6 の入力側歯車 2 0、出力側歯車 3 0、円形歯車用クラッチ 5 0 0 のシフター 4 1 を介して、及び (b) 非円形歯車対 1 8 の入力側歯車 2 4、出力側歯車 3 4、非円形歯車用クラッチ 5 0 2 のシフター 4 5 を介して、出力軸 1 4 に伝達される。

【 0 0 8 1 】

次いで、非円形歯車対 1 8 の減速比が R_H から変化する前に、図 6 (c) に示すように、円形歯車用クラッチ 5 0 0 のシフター 4 1 が中間位置に移動し、第 1 の歯車対 1 6 の出力側歯車 3 0 との嵌合が解除され、入力軸 1 2 と出力軸 1 4 との間に、非円形歯車対 1 8 のみが連結される。このとき、回転角度及び動力は、図において破線で示すように、入力軸 1 2 から、非円形歯車対 1 8 の入力側歯車 2 4、出力側歯車 3 4、非円形歯車用クラッチ 5 0 2 のシフター 4 5 を介して、出力軸 1 4 に伝達される。そして、非円形歯車対 1 8 のみが連結された状態で、非円形歯車対 1 8 の減速比が R_H から R_L に変化する。

【 0 0 8 2 】

次いで、非円形歯車対 1 8 の減速比が R_L になると、図 7 (d) に示すように、円形歯車用クラッチ 5 0 0 のシフター 4 1 が矢印 4 1 t で示す方向に移動して第 2 の歯車対 1 7 の出力側歯車 3 2 に嵌合し、入力軸 1 2 と出力軸 1 4 との間に、第 2 の歯車対 1 7 と非円形歯車対 1 8 とが連結される。このとき、回転角度及び動力は、図において破線で示すように、入力軸 1 2 から、(a) 第 2 の歯車対 1 7 の入力側歯車 2 2、出力側歯車 3 2、円形歯車用クラッチ 5 0 0 のシフター 4 1 を介して、及び (b) 非円形歯車対 1 8 の入力側歯車 2 4、出力側歯車 3 4、非円形歯車用クラッチ 5 0 2 のシフター 4 5 を介して、出力軸 1 4 に伝達される。

【 0 0 8 3 】

10

20

30

40

50

次いで、非円形歯車対 18 の減速比が R_L から変化する前に、図 7 (e) に示すように、非円形歯車用クラッチ 502 のシフター 45 が待機位置に移動し、非円形歯車対 18 の出力側歯車 34 との嵌合が解除され、入力軸 12 と出力軸 14 との間に、第 2 の歯車対 17 のみが連結される。このとき、回転角度及び動力は、図において破線で示すように、入力軸 12 から、第 2 の歯車対 17 の入力側歯車 22、出力側歯車 32、円形歯車用クラッチ 500 のシフター 41 を介して、出力軸 14 に伝達され、一定の減速比 R_L となり、減速比の切り替えが完了する。

【 0 0 8 4 】

次に、具体的な設計例について説明する。

【 0 0 8 5 】

ここでは、簡単のため、非円形歯車対 18 の減速比は最大値 R_H と最小値 R_L との間で変化し、非円形歯車対 18 の減速比の平均が 1 (入力側歯車 24 が 1 回転すると、出力側歯車 34 も 1 回転する) であるとする。また、非円形歯車対 18 は、減速比が R_H (又は R_L) となる噛み合い区間の中心位置で噛み合う状態から、入力軸 12 が (ラジアン) 回転すると、減速比が R_L (又は R_H) となる噛み合い区間の中心位置で噛み合う状態となるとする。

【 0 0 8 6 】

(1) 減速比が R_L から R_H に変わる過程、(2) 減速比が R_H から R_L に変わる過程、(3) 減速比が R_L で一定、(4) 減速比が R_H で一定の各状態において、入力軸 12 が (ラジアン) 回転すると、入力軸 12、出力軸 14、第 1 及び第 2 の歯車対 16、17 の出力側歯車 30、32、非円形歯車対 18 の出力側歯車 34 の回転角は次の表 1 のようになる。

【表 1】

	入力軸	出力軸	第 1 の歯車対 出力側歯車	第 2 の歯車対 出力側歯車	非円形歯車対 出力側歯車
(1) $R_L \rightarrow R_H$ 変化過程	π	π	$\frac{\pi}{R_H}$	$\frac{\pi}{R_L}$	π
(2) $R_H \rightarrow R_L$ 変化過程	π	π	$\frac{\pi}{R_H}$	$\frac{\pi}{R_L}$	π
(3) R_L 一定	π	$\frac{\pi}{R_L}$	$\frac{\pi}{R_H}$	$\frac{\pi}{R_L}$	π
(4) R_H 一定	π	$\frac{\pi}{R_H}$	$\frac{\pi}{R_H}$	$\frac{\pi}{R_L}$	π

【 0 0 8 7 】

出力軸 14 と各出力側歯車 30、32、34 との位相差は、出力軸 14 を基準とすると、表 1 の各出力側歯車 30、32、34 の回転角から出力軸 14 の回転角を差し引いた値であり、次の表 2 のようになる。

【表 2】

	第1の歯車対 出力側歯車	第2の歯車対 出力側歯車	非円形歯車対 出力側歯車
(1) $R_L \rightarrow R_H$ 変化過程	$\pi \left(\frac{1}{R_H} - 1 \right)$	$\pi \left(\frac{1}{R_L} - 1 \right)$	0
(2) $R_H \rightarrow R_L$ 変化過程	$\pi \left(\frac{1}{R_H} - 1 \right)$	$\pi \left(\frac{1}{R_L} - 1 \right)$	0
(3) R_L 一定	$\pi \left(\frac{1}{R_H} - \frac{1}{R_L} \right)$	0	$\pi \left(1 - \frac{1}{R_L} \right)$
(4) R_H 一定	0	$\pi \left(\frac{1}{R_L} - \frac{1}{R_H} \right)$	$\pi \left(1 - \frac{1}{R_H} \right)$

10

【0088】

ここで、次の状態を想定する。 m_{LH} 、 m_{HL} 、 m_L 、 m_H は全て整数である。

(a) 減速比を R_L から R_H に変えることを m_{LH} 回行う。すなわち、「 $R_L \rightarrow R_H$ 変化過程」の状態を入力軸12が回転した角度の合計は、 $\pi \cdot m_{LH}$ である。

(b) 減速比を R_H から R_L に変えることを m_{HL} 回行う。すなわち、「 $R_H \rightarrow R_L$ 変化過程」の状態を入力軸12が回転した角度の合計は、 $\pi \cdot m_{HL}$ である。

20

(c) 減速比が R_L 一定の状態、入力軸12が回転した角度の合計は、 $\pi \cdot m_L$ である。

(d) 減速比が R_H 一定の状態、入力軸12が回転した角度の合計は、 $\pi \cdot m_H$ である。

この場合、制約条件は、 $m_{LH} = m_{HL}$ 、 $m_{HL} - 1$ 、 $m_{HL} + 1$ のいずれかである。

【0089】

表2の各項目に、上記(a)~(d)を考慮して、 m_{LH} 、 m_{HL} 、 m_L 、 m_H を掛け合わせて加算すると、次の値が求まる。

(i) 出力軸14と第1の歯車対16の出力側歯車30との位相差の合計 K_H は、
 $K_H = \left(\frac{1}{R_H} - 1 \right) m_{LH} + \left(\frac{1}{R_H} - 1 \right) m_{HL} + \left(\frac{1}{R_H} - \frac{1}{R_L} \right) m_L$

30

(ii) 出力軸14と第2の歯車対17の出力側歯車32との位相差の合計 K_L は、
 $K_L = \left(\frac{1}{R_L} - 1 \right) m_{LH} + \left(\frac{1}{R_L} - 1 \right) m_{HL} + \left(\frac{1}{R_L} - \frac{1}{R_H} \right) m_H$

(iii) 出力軸14と非円形歯車対18の出力側歯車34との位相差の合計 K_{LH} は、
 $K_{LH} = \left(1 - \frac{1}{R_L} \right) m_L + \left(1 - \frac{1}{R_H} \right) m_H$

【0090】

ここで、第2の歯車対をON/OFFするためのクラッチ500の突起41b(ドグ穴33)の個数をnとする。突起(ドグ穴)は、一つの円周上に等間隔に位置しているとする。例えば、 $K_L / (2 \cdot \pi)$ が、どんな m_{LH} 、 m_{HL} 、 m_L 、 m_H に対しても、(整数)/nとなれば、クラッチ500の突起41bとドグ穴33を嵌合させることが可能となるので、第2の歯車対17の出力側歯車32について、ドグクラッチが使える。この場合、次の式を満たせばよい。

40

$$\begin{aligned} (\text{整数}) / n &= K_L / (2 \cdot \pi) \\ &= (1/2) \{ (\frac{1}{R_L} - 1) m_{LH} + (\frac{1}{R_L} - 1) m_{HL} \\ &\quad + (\frac{1}{R_L} - \frac{1}{R_H}) m_H \} \cdot \dots (1) \end{aligned}$$

【0091】

ここで、具体的な一例を取り上げる。すなわち、初期状態として、非円形歯車対18が、非円形歯車対18の減速比が R_H となる噛み合い区間の中心位置で噛み合う状態にある

50

とする。また、この時、どのクラッチも、突起とドグ穴を嵌合させることが可能であるとする。さらに、入力軸 1 2 と出力軸 1 4 との間に第 1 の歯車対 1 6 のみが連結され、減速比が R_H で一定の状態での回転から開始する場合を取り上げる。

【 0 0 9 2 】

ここで、次の状態を想定する。 m_{LH} 、 m_{HL} 、 m_L 、 m_H は全て整数であり、さらに m_L 、 m_H は偶数、すなわち、 $m_L = 2 m_L'$ 、 $m_H = 2 m_H'$ (m_L' 、 m_H' は整数) である。

(a) 減速比を R_L から R_H に変えることを m_{LH} 回行う。すなわち、「 $R_L \rightarrow R_H$ 変化過程」の状態を入力軸 1 2 が回転した角度の合計は、 $2\pi \cdot m_{LH}$ である。

(b) 減速比を R_H から R_L に変えることを m_{HL} 回行う。すなわち、「 $R_H \rightarrow R_L$ 変化過程」の状態を入力軸 1 2 が回転した角度の合計は、 $2\pi \cdot m_{HL}$ である。

(c) 減速比が R_L 一定の状態、入力軸 1 2 が回転した角度の合計は、 $2\pi \cdot 2 m_L'$ である。

(d) 減速比が R_H 一定の状態、入力軸 1 2 が回転した角度の合計は、 $2\pi \cdot 2 m_H'$ である。

この場合、制約条件は、 $m_{LH} = m_{HL}$ 、 $m_{HL} - 1$ のいずれかである。

【 0 0 9 3 】

表 2 の各項目に、上記 (a) ~ (d) を考慮して、 m_{LH} 、 m_{HL} 、 $2 m_L'$ 、 $2 m_H'$ を掛け合わせて加算すると、次の値が求まる。

(i) 出力軸 1 4 と第 1 の歯車対 1 6 の出力側歯車 3 0 との位相差の合計 K_H は、

$$K_H = (1/R_H - 1) m_{LH} + (1/R_H - 1) m_{HL} + 2 (1/R_H - 1/R_L) m_L'$$

(ii) 出力軸 1 4 と第 2 の歯車対 1 7 の出力側歯車 3 2 との位相差の合計 K_L は、

$$K_L = (1/R_L - 1) m_{LH} + (1/R_L - 1) m_{HL} + 2 (1/R_L - 1/R_H) m_H'$$

(iii) 出力軸 1 4 と非円形歯車対 1 8 の出力側歯車 3 4 との位相差の合計 K_{LH} は、

$$K_{LH} = 2 (1 - 1/R_L) m_L' + 2 (1 - 1/R_H) m_H'$$

【 0 0 9 4 】

ここで、第 2 の歯車対を ON/OFF するためのクラッチ 5 0 0 の突起 4 1 b (ドグ穴 3 3) の個数を n とする。突起 (ドグ穴) は、一つの円周上に等間隔に位置しているとする。例えば、 $K_L / (2\pi)$ が、どんな m_{LH} 、 m_{HL} 、 m_L' 、 m_H' に対しても、(整数) / n となれば、クラッチ 5 0 0 の突起 4 1 b とドグ穴 3 3 を嵌合させることが可能となるので、第 2 の歯車対 1 7 の出力側歯車 3 2 について、ドグクラッチが使える。この場合、次の式を満たせばよい。

$$\begin{aligned} (\text{整数}) / n &= K_L / (2\pi) \\ &= (1/2) \{ (1/R_L - 1) m_{LH} + (1/R_L - 1) m_{HL} \\ &\quad + 2 (1/R_L - 1/R_H) m_H' \} \cdots (1') \end{aligned}$$

【 0 0 9 5 】

上述の式 (1) あるいは式 (1') について可能な解の一例として、

(a) $n = 2 n'$ (n' は整数。すなわち、 n は偶数) であり、かつ、

(b) $1/R_L$ 、 $1/R_H$ とともに (整数) / n' で表現できる

場合が考えられる。

【 0 0 9 6 】

例えば、

(1) $n' = 10$ 、 $n = 20$ 、 $1/R_H = 8/10$ 、 $1/R_L = 12/10$

(2) $n' = 10$ 、 $n = 20$ 、 $1/R_H = 8/10$ 、 $1/R_L = 14/10$

であれば、式を満たす。

【 0 0 9 7 】

(1) の解は、 $(1/R_L + 1/R_H) / 2 = 1$ の例である。(2) の解は、 $(1/R_L + 1/R_H) / 2 = 1$ の例である。(2) については、非円形歯車対 1 8 の減速比の平

10

20

30

40

50

均が1となるように、例えば、非円形歯車対18の減速比 R_L の区間は短く、減速比 R_H の区間は長くする。

【0098】

したがって、ドグクラッチを用いて変速機10を構成することが可能である。

【0099】

非円形歯車対18の減速比の平均が2（入力側歯車24が2回転すると、出力側歯車34が1回転する）、3（入力側歯車24が3回転すると、出力側歯車34が1回転する）、4、5、・・・の場合も同様に、ドグクラッチを用いて変速機10を構成することが可能である。例えば、減速比 R_H の区間と減速比 R_L の区間とを1組有する入力側歯車24と、減速比 R_H の区間と減速比 R_L の区間とを2組有する出力側歯車34とを用いて、非円形歯車対18の減速比の平均を2とすることができる。また、減速比 R_H の区間と減速比 R_L の区間とを1組有する入力側歯車24と、減速比 R_H の区間と減速比 R_L の区間とを3組有する出力側歯車34とを用いて、非円形歯車対18の減速比の平均を3とすることができる。

10

【0100】

<作製例> 実施例1の作製例について、説明する。

【0101】

第1及び第2の歯車対に用いた歯車の諸元を、次の表3に示す。第1の歯車対では、歯車(1)を入力側、歯車(2)を出力側とし、第2の歯車対では、歯車(1)を出力側、歯車(2)を入力側とした。第1及び第2の歯車対の減速比は、1.25、0.8である。

20

【表3】

	歯車(1)	歯車(2)
モジュール	2	2
圧力角	20°	20°
ねじれ角	0°	0°
歯数	32	40
基準円直径	64mm	80mm
歯先円直径	68mm	84mm
歯幅	20mm	20mm
中心距離	72mm	

30

【0102】

非円形歯車対は、同一形状の2つの非円形歯車を噛み合わせた。非円形歯車は、モジュール2、圧力角20°の工具を用いて、歯数36、0°±約38°の噛み合い区間の基準円半径が32mm、180°±約30°の噛み合い区間の基準円半径が40mmとなるように作製し、中心距離72mmで噛み合わせた。作製した非円形歯車対は、一方の非円形歯車の回転角度が0°±約38°の区間では減速比が1.25、180°±約30°の区間では減速比が0.8となる。

40

【0103】

第1及び第2の歯車対と非円形歯車対の出力側に、それぞれ、歯(突起)の数が200の噛み合いクラッチを設けた。

【0104】

作製例の変速機は、噛み合いクラッチをON/OFFすることにより、回転と動力を伝達しながら、減速比を円滑に切り換えることができた。

【0105】

<変形例1> 実施例1(図1参照)において、非円形歯車対18は、クラッチ44がOFFの状態のときには、無負荷状態で、減速比が増減しながら回転するため、非円形歯

50

車 24, 34 がバックラッシの範囲で相対運動をし、これによる振動が問題となる可能性がある。そのような場合には、外周面の軸直角断面がそれぞれの非円形歯車 24, 34 のピッチ曲線と略一致する摺接部材を非円形歯車 24, 34 に並列して設け（例えば、摺接部材を非円形歯車 24, 34 に固定し）、摺接部材の外周面同士が常に摩擦接触しながら、摺接部材が非円形歯車 24, 34 と一体となって回転するようにすればよい。これによって、非円形歯車 24, 34 のバックラッシ分の自由な動きを、摺接部材の外周面同士の摩擦接触によってある程度制限して、振動・騒音を低減することができる。

【0106】

<変形例 2> 実施例 1（図 1 参照）において、非円形歯車対 18 は、質量のアンバランス等に起因する振動が発生する可能性がある。このような振動は、減速比を変化させる過程においてクラッチ 44 が ON の状態のときには避けられないが、一定の減速比で回転するとき、すなわち、クラッチ 44 が OFF の状態のときには、非円形歯車対 18 が回転しないようにすることで回避することができる。

10

【0107】

例えば図 10 に示す変速機 110 のように、図 1 の実施例 1 の構成に加え、非円形歯車対 18 の一方の歯車（入力側歯車）24 と入力軸 12 との間にもクラッチ 144 を設ける。そして、一定の減速比で回転するときには、クラッチ 44, 144 を OFF にして、非円形歯車対 18 への入力軸 12 と出力軸 14 の両方からの回転の伝達を遮断するとともに、不図示のブレーキを作動させて非円形歯車対 18 の回転を停止させる。これによって、非円形歯車対 18 の回転に起因する振動が発生しないようにすることができる。

20

【0108】

一方、減速比を変化させる場合には、クラッチ 144 を ON にした後、実施例 1 と同様にクラッチ 40, 42, 44 を動作させる。クラッチ 144 の ON により、停止していた非円形歯車対 18 が回転するようにしてもよいが、クラッチ 144 が OFF の状態で、不図示のモータ等によって非円形歯車対 18 を回転駆動し、非円形歯車対 18 の一方の歯車（入力側歯車）24 の回転速度が入力軸 12 の回転速度と略一致した後、クラッチ 144 を ON にするようにしてもよい。前者の場合には、クラッチ 144 の駆動側と被動側の回転速度に差があるため、クラッチ 144 には摩擦クラッチを用いることが必要となる可能性があるが、後者の場合には、クラッチ 144 に三角形の歯を有する歯形クラッチ等を用いて、正確に回転角度を伝達することが可能である。

30

【0109】

また、非円形歯車対 18 の位相を検出するための不図示のセンサを設け、不図示の制御装置に検出信号を入力するようにする。これによって、制御装置は、クラッチ 144 を ON にした後の非円形歯車対 18 の位相に応じてクラッチ 40, 42, 44 のアクチュエータを作動させ、減速比の切り替え制御を行うことができる。

【0110】

<実施例 2> 実施例 2 について、図 8 及び図 9 を参照しながら説明する。

【0111】

図 8 の機構図に模式的に示すように、実施例 2 の変速機 50 は、入力軸 52 と、出力軸 54 と、第 1 の歯車対 55 と、第 2 の歯車対 56 と、第 3 の歯車対 57 と、第 1 の非円形歯車対 58 と、第 2 の非円形歯車対 59 と、クラッチ 80, 82, 84, 86, 88 とを備えている。第 1 ~ 第 3 の歯車対 55, 56, 57 の減速比は、それぞれ、 R_1 , R_2 , R_3 であり、 $R_1 > R_2 > R_3$ である。

40

【0112】

各歯車対 55 ~ 59 は、それぞれ、一对の歯車 60, 70; 62, 72; 64, 74; 66, 76; 68, 78 が噛み合う。

【0113】

入力軸 52 には、各歯車対 55 ~ 59 の一方の歯車（入力側歯車）60, 62, 64, 66, 68 が固定され、入力側歯車 60, 62, 64, 66, 68 は入力軸 52 と一体となって回転する。

50

【 0 1 1 4 】

出力軸 5 4 には、各歯車対 5 5 ~ 5 9 の他方の歯車（出力側歯車）7 0 , 7 2 , 7 4 , 7 6 , 7 8 が、相対回転可能な状態で支持されている。出力側歯車 7 0 , 7 2 , 7 4 , 7 6 , 7 8 は、クラッチ 8 0 , 8 2 , 8 4 , 8 6 , 8 8 により、解除可能に出力軸 5 4 に結合される。すなわち、クラッチ 8 0 , 8 2 , 8 4 , 8 6 , 8 8 がつながっている ON のときには、対応する出力側歯車 7 0 , 7 2 , 7 4 , 7 6 , 7 8 は出力軸 5 4 に対して結合され、結合された出力側歯車 7 0 , 7 2 , 7 4 , 7 6 , 7 8 と出力軸 5 4 とは一体となって回転する。クラッチ 8 0 , 8 2 , 8 4 , 8 6 , 8 8 が切れている OFF のときには、出力側歯車 7 0 , 7 2 , 7 4 , 7 6 , 7 8 は、出力軸 5 4 の軸方向の移動が拘束されながら、出力軸 5 4 に対して相対回転可能となる。

10

【 0 1 1 5 】

図 9 に模式的に示すように各歯車対 5 5 , 5 6 , 5 7 , 5 8 , 5 9 の歯車 6 0 , 7 0 ; 6 2 , 7 2 ; 6 4 , 7 4 ; 6 6 , 7 6 ; 6 8 , 7 8 をピッチ円あるいはピッチ曲線で表し、歯面の図示を省略すると、第 1 ~ 第 3 の歯車対 5 5 , 5 6 , 5 7 は、対をなす歯車 6 0 , 7 0 ; 6 2 , 7 2 ; 6 4 , 7 4 のピッチ円 6 0 p , 7 0 p ; 6 2 p , 7 2 p ; 6 4 p , 7 4 p が互いに接する円形歯車である。

【 0 1 1 6 】

第 1 の非円形歯車対 5 8 の対をなす歯車 6 6 , 7 6 は非円形歯車であり、ピッチ曲線は、図 9 (a) に示すように、減速比 R_3 の第 3 の歯車対 5 7 のピッチ円 6 4 p , 7 4 p の円弧と等しい第 1 の区間 1 0 1 , 1 1 1 と、減速比 R_2 の第 2 の歯車対 5 6 のピッチ円 6 2 p , 7 2 p の円弧と等しい第 3 の区間 1 0 3 , 1 1 3 と、減速比 R_1 の第 1 の歯車対 5 5 のピッチ円 6 0 p , 7 0 p の円弧と等しい第 5 の区間 1 0 5 , 1 1 5 と、減速比が R_3 と R_2 との間で変化する第 2 の区間 1 0 2 , 1 1 2 と、減速比が R_2 と R_1 との間で変化する第 4 の区間 1 0 4 , 1 1 4 と、減速比が R_1 と R_3 との間で変化する第 6 の区間 1 0 6 , 1 1 6 とを有する。第 1 の非円形歯車対 5 8 は、図 9 (a) において矢印で示す方向に回転するとき、各区間 1 0 1 , 1 1 1 ; 1 0 2 , 1 1 2 ; 1 0 3 , 1 1 3 ; 1 0 4 , 1 1 4 ; 1 0 5 , 1 1 5 ; 1 0 6 , 1 1 6 の順に噛み合う。すなわち、第 1 の非円形歯車対 5 8 の減速比は、 R_3 R_2 R_1 と変化する状態が繰り返される。

20

【 0 1 1 7 】

第 2 の非円形歯車対 5 9 の対をなす歯車 6 8 , 7 8 は非円形歯車であり、ピッチ曲線は、図 9 (b) に示すように、減速比 R_3 の第 3 の歯車対 5 7 のピッチ円 6 4 p , 7 4 p の円弧と等しい第 1 の区間 2 0 1 , 2 1 1 と、減速比 R_1 の第 1 の歯車対 5 5 のピッチ円 6 0 p , 7 0 p の円弧と等しい第 3 の区間 2 0 3 , 2 1 3 と、減速比 R_2 の第 2 の歯車対 5 6 のピッチ円 6 2 p , 7 2 p の円弧と等しい第 5 の区間 2 0 5 , 2 1 5 と、減速比が R_3 と R_1 との間で変化する第 2 の区間 2 0 2 , 2 1 2 と、減速比が R_1 と R_2 との間で変化する第 4 の区間 2 0 4 , 2 1 4 と、減速比が R_2 と R_3 との間で変化する第 6 の区間 2 0 6 , 2 1 6 とを有する。第 2 の非円形歯車対 5 9 は、図 9 (b) において矢印で示す方向に回転するとき、各区間 2 0 1 , 2 1 1 ; 2 0 2 , 2 1 2 ; 2 0 3 , 2 1 3 ; 2 0 4 , 2 1 4 ; 2 0 5 , 2 1 5 ; 2 0 6 , 2 1 6 の順に噛み合う。すなわち、第 2 の非円形歯車対 5 9 の減速比は、 R_3 R_1 R_2 と変化する状態が繰り返される。

30

40

【 0 1 1 8 】

第 1 の非円形歯車対 5 8 は、減速比を R_3 から R_2 に切り替える場合と、減速比を R_2 から R_1 に切り替える場合とに用いる。減速比を R_3 から R_1 に切り替える場合には、例えば、まず減速比を R_3 から R_2 に切り替え、次いで減速比を R_2 から R_1 に切り替えるようにする。

【 0 1 1 9 】

例えば、減速比を R_3 から R_2 に切り替える場合には、減速比 R_3 の第 3 の歯車対 5 7 のクラッチ 8 4 が ON の状態で、第 1 の非円形歯車対 5 8 の減速比が R_1 から R_3 に変化する第 6 の区間 1 0 6 , 1 1 6 を通過し、一定の減速比 R_3 となる第 1 の区間 1 0 1 , 1 1 1 に入ったら、減速比 R_3 の第 3 の歯車対 5 7 のクラッチ 8 4 に加え、第 1 の非円形歯

50

車対 5 8 のクラッチ 8 6 を ON にする。そして、第 1 の区間 1 0 1 , 1 1 1 において第 1 の非円形歯車対 5 8 のクラッチ 8 6 が ON になった後、かつ、第 1 の非円形歯車対 5 8 の減速比が R_3 から R_2 に変わる第 2 の区間 1 0 2 , 1 1 2 に入る前に、減速比 R_3 の第 3 の歯車対 5 7 のクラッチ 8 4 を OFF にする。その後、第 1 の非円形歯車対 5 8 の減速比が R_3 から R_2 に変わる第 2 の区間 1 0 2 , 1 1 2 では、第 1 の非円形歯車対 5 8 のクラッチ 8 6 のみが ON である。

【 0 1 2 0 】

第 1 の非円形歯車対 5 8 の噛み合いが、第 2 の区間 1 0 2 , 1 1 2 を通過して、一定の減速比 R_2 となる第 3 の区間 1 0 3 , 1 1 3 に入ったら、減速比 R_2 の第 2 の歯車対 5 6 のクラッチ 8 2 を ON にする。そして、第 2 の歯車対 5 6 のクラッチ 8 2 が ON になった後、かつ、第 1 の非円形歯車対 5 8 の減速比が R_2 から R_1 に変化する第 4 の区間 1 0 4 , 1 1 4 に入る前に、第 1 の非円形歯車対 5 8 のクラッチ 8 6 を OFF にする。

10

【 0 1 2 1 】

一方、第 2 の非円形歯車対 5 9 は、減速比を R_1 から R_2 に切り替える場合と、減速比を R_2 から R_3 に切り替える場合とに用いる。減速比を R_1 から R_3 に切り替える場合には、例えば、まず減速比を R_1 から R_2 に切り替え、次いで減速比を R_2 から R_3 に切り替えるようにする。

【 0 1 2 2 】

一定の減速比となる区間を 3 つ以上有し、それらの減速比が異なる非円形歯車対が 1 つだけの場合、例えば図 8 において非円形歯車対 5 9 がなく、非円形歯車対 5 8 のみがある場合は、減速比を R_2 から R_3 に変化させる際に、 R_2 R_1 R_3 と減速比が変化する過程が必要となる。このため、回転しながら減速比を変え、回転速度の増加と減少が発生するため、問題となる場合もある。これに対し、図 8、図 9 のように減速比を大きくする場合と小さくする場合とで異なる非円形歯車対 5 8 , 5 9 を用いることにより、いずれの場合においても、円滑に減速比を切り替えることができる。

20

【 0 1 2 3 】

クラッチの一部には、ワンウェイクラッチを用いることができる。ワンウェイクラッチは、ある方向の回転を正方向回転とする場合に、入力側が出力側よりも正方向に速く回転しようとするときに ON になり、入力側の回転を出力側に伝達し、入力側と出力側とは同じ回転速度で回転する。一方、入力側が出力側よりも正方向に遅く回転する場合は、ワンウェイクラッチは OFF になり、入力側と出力側はそれぞれの回転速度で回転する。

30

【 0 1 2 4 】

例えば、減速比が最も大きい歯車要素対について、出力側歯車と出力部材（出力軸）の間にワンウェイクラッチを用いる。この場合、ワンウェイクラッチが ON になった状態、すなわち、変速機の減速比が最も大きい状態で変速機の減速比を切り換えると、減速比が小さくなるため出力部材の回転速度が増し、ワンウェイクラッチの出力側の回転が入力側よりも速くなり、ワンウェイクラッチは自動的に OFF となる。逆に、変速機の減速比を最も大きくする場合、減速比の切り換えに用いた非円形歯車要素対のクラッチを OFF にした段階で、ワンウェイクラッチは自動的に ON になる。最も減速比が大きい歯車要素対についてクラッチの ON / OFF が自動的に行われるので、クラッチ制御を簡単にすることができる。

40

【 0 1 2 5 】

非円形歯車要素対については、ON / OFF の切り換えを制御できる主クラッチと直列にワンウェイクラッチを結合すれば、先に主クラッチを ON にしておき、ワンウェイクラッチが適宜なタイミングで自動的に ON になるようにしたり、ワンウェイクラッチが適宜なタイミングで OFF になった後に主クラッチを OFF にすることができ、クラッチの ON / OFF の切り換えタイミングの制御が容易になる。

【 0 1 2 6 】

例えば、減速比が R_H , R_L ($R_H > R_L$) の間で変化する非円形歯車要素対について、出力側歯車と出力部材（出力軸）との間に、主クラッチと直列にワンウェイクラッチを

50

結合したものをを用いる。

【0127】

この場合、変速機の減速比を R_H から R_L に切り換えた後、すなわち、非円形歯車要素対の主クラッチがONになり、変速機の減速比が R_H から R_L に変化し、減速比が R_L の歯車要素対用のクラッチがONになった後、非円形歯車要素対用の主クラッチをOFFにするタイミングが遅れても、非円形歯車要素対の減速比が R_L よりも大きくなると非円形歯車要素対用のワンウェイクラッチが自動的にOFFとなる。したがって減速比を R_H から R_L に切り換える際に、非円形歯車要素対用の主クラッチをOFFにする制御が容易になる。

【0128】

変速機の減速比を R_L から R_H に切り換える際に、非円形歯車要素対用の主クラッチをONにするタイミングが早すぎ、非円形歯車要素対の減速比が R_L でないときにONになっても、ワンウェイクラッチは自動的にOFFになる。その後、非円形歯車要素対の減速比が R_L となり、減速比が R_L の歯車要素対用のクラッチをOFFにすると、ワンウェイクラッチは自動的にONになる。したがって、減速比を R_L から R_H に切り換える際に、非円形歯車要素対用の主クラッチをONにする制御が容易になる。

【0129】

上述したワンウェイクラッチを設ける構成を組み合わせてもよい。例えば、減速比が最も大きい歯車要素対については出力側歯車と出力部材（出力軸）の間にワンウェイクラッチを用い、非円形歯車要素対については出力側歯車と出力部材（出力軸）の間にON/OFFの切り換えを制御できる主クラッチと直列にワンウェイクラッチを結合したものをを用いる構成としてもよい。

【0130】

なお、変速機の回転方向が正逆の2方向である場合には、ワンウェイクラッチの一種である両方向型ワンウェイクラッチ（例えば、ツーウェイクラッチと呼ばれるもの等）を用いてもよい。ある種の両方向型ワンウェイクラッチは、例えば、入力側と出力側がともに正方向に回転する場合も、逆にともに逆方向に回転する場合も、入力側の回転速度の絶対値が出力側の回転速度の絶対値よりも大きくなるとONになり、入力側と出力側が同じ速度で回転する。一方、入力側の回転速度の絶対値が出力側の回転速度の絶対値よりも小さい場合はOFFになり、入力側と出力側はそれぞれの速度で回転する。

【0131】

<実施例3> 実施例3の変速機50aについて、図11を参照しながら説明する。

【0132】

実施例3の変速機50aは、実施例2の変速機50と略同様に構成されている。以下では、実施例2との相違点を中心に説明し、同じ構成部分には同じ符号を用いる。

【0133】

実施例3の変速機50aは、第1～第3の歯車対55, 56, 57と第1及び第2の非円形歯車対58, 59との間に、増減速装置69, 79が設けられている。

【0134】

すなわち、入力軸52a及び出力軸54aは、第1～第3の歯車対55, 56, 57が配置されている第1部分52s, 54sと、第1及び第2の非円形歯車対58, 59が配置されている第2部分52t, 54tとに分割され、第1部分52s, 54sと第2部分52t, 54tとの間が増減速装置69, 79を介して回転伝達可能に結合されている。

【0135】

ここで、入力側増減速装置69の減速比を、入力軸52aの第1部分52sの回転速度 N_{i1} と入力軸52aの第2部分52tの回転速度 N_{i2} とを用いて、 N_{i1}/N_{i2} と定義する。出力側増減速装置79の減速比を、出力軸54aの第2部分54tの回転速度 N_{o2} と出力軸54aの第1部分54sの回転速度 N_{o1} を用いて、 N_{o2}/N_{o1} と定義する。出力側増減速装置79の減速比の定義は、 N_{o1}/N_{o2} ではないことに留意する必要がある。

10

20

30

40

50

【0136】

例えば、増減速装置69, 79により、非円形歯車対58, 59側の回転速度を遅くすることができる。すなわち、入力軸52aの第1部分52sと第2部分52tの間に設けられた入力側増減速装置69の減速比を R_0 とし、入力軸52aの第1部分52sの回転速度に対して、入力軸52aの第2部分52tの回転速度を遅くするとともに、出力軸54aの第2部分54tと第1部分54sとの間に設けられた出力側増減速装置79の減速比を $1/R_0$ とし、出力軸54aの第1部分54sの回転速度に対して、出力軸54aの第2部分54tの回転速度を遅くすることで、非円形歯車対58, 59側の回転速度を遅くする。これによって、入力軸52aの第1部分52sの回転が高速であっても、実施例2と同様に、非円形歯車対58, 59側の噛み合いによって減速比を変化させながら回転を伝達することができる。なお、増減速装置69, 79に同じ構成の増減速装置を用い、一方で減速し、他方で増速してもよい。

10

【0137】

増減速装置69, 79により、非円形歯車対58, 59側の回転速度を速くすることも可能である。

【0138】

変速機50aの減速比は、増減速装置69, 79と第1及び第2の非円形歯車対58, 59とによって全体として切り換えればよいので、入力軸52a側に設ける増減速装置69の減速比 R_{in} と、出力軸54a側に設ける増減速装置79の減速比 R_{out} とが、 $R_{in} \times R_{out} = 1$ とならなくても構わない。

20

【0139】

例えば、第1の歯車対55の減速比が R_1 、第2の歯車対56の減速比が R_2 、第1の非円形歯車対58のある区間の減速比が R_1' 、第1の非円形歯車対58の他の区間の減速比が R_2' とすると、変速機50aの減速比を、 R_1 から R_2 、又は R_2 から R_1 に切り換えることができるためには、次の2つの式を満たせばよい。

$$R_1 = R_{in} \times R_1' \times R_{out}$$

$$R_2 = R_{in} \times R_2' \times R_{out}$$

【0140】

実施例1, 2の変速機では、入力が高速回転であると、クラッチの切り換え動作をすべき時間が短くなり、減速比の切り換えが困難になる場合がある。また、減速比が急激に変化し、衝撃が大きくなる場合がある。

30

【0141】

これに対し、実施例3の変速機50aは、入力が高速回転であっても、適宜な減速比の増減速装置69, 79により非円形歯車対58, 59の回転を遅くすることで、クラッチの切り換え動作をすべき時間を長くすることができるので、容易に減速比を変えることができる。また、減速比の急激な変化を緩和して、衝撃を低減することができる。

【0142】

逆に、入力が低速回転である場合には、適宜な減速比の増減速装置69, 79により非円形歯車対58, 59の回転を速くすることで、減速比の切り換えに要する時間を短縮することができる。

40

【0143】

また、非円形歯車対58, 59や増減速装置69, 79の設計や選択の自由度を高くすることも可能である。

【0144】

<まとめ> 以上に説明したように、本発明の変速機及び変速方法を用いると、回転を止めることなく負荷を支持しつつ減速比を変えることができ、正確に回転角度を伝達し、かつ動力を効率的に伝達することができる。本発明の変速機及び変速方法を用いると、減速比を変える際に、動力を効率的に伝達ことができ、また、負荷を支持し続けることができるので、例えば、自転車、自動車、オートバイ等の駆動系に好適である。また、正確に回転角度を伝達できるので、例えば、ロボット、工作機械など、回転角度の制御を精

50

度よく行う必要がある駆動系に好適である。

【0145】

なお、本発明は、上記した実施の形態に限定されるものではなく、種々変更を加えて実施することが可能である。

【0146】

例えば、クラッチは、入力軸側に設けてもよい。減速する場合に入力軸側にクラッチを設けると、出力軸側にクラッチを設ける場合よりもトルク容量の小さいクラッチを用いることができる点では、好ましい。あるいは、歯車対ごとに、出力軸側又は入力軸側にクラッチを設けてもよい。また、出力軸側と入力軸側の両方にクラッチを設けてもよい。

【0147】

クラッチは、ドグクラッチ以外のタイプのクラッチを用いてもよい。電磁クラッチのように、クラッチとアクチュエータが一体化したものを用いてもよい。電気粘性流体を用いたクラッチや、磁気粘性流体を用いたクラッチを用いてもよい。

【0148】

非円形歯車要素対は、回転に対し減速比が緩やかに変化するものだけではなく、急激な減速比の変化があるものでもよい。

【0149】

非円形歯車要素の質量のアンバランスによる振動を低減するために、バランスウェイトを付けてもよい。

【0150】

また、変速機の減速比は1以外でもよいが、非円形歯車要素対が噛み合う必要があるので、減速比は整数、例えば2、3、4、5、6、7・・・とすることが可能である。この場合でも、ドグクラッチ等の噛み合いクラッチを用いることができる。本発明の変速機は、減速する場合だけでなく、増速する場合、すなわち、入力軸よりも出力軸の回転速度が高い場合にも用いることができる。この場合でも、ドグクラッチ等の噛み合いクラッチを用いることができる。

【0151】

また、3組の歯車要素対と2組の非円形歯車要素対とを用いる場合、実施例2と異なり、例えば、第1の非円形歯車要素対は、小減速比と中減速比となる噛み合い区間があり、第2の非円形歯車要素対は、大減速比と中減速比となる噛み合い区間があるようにしておき、小減速比から中減速比、中減速比から小減速比に変えるときには第1の非円形歯車要素対を用い、大減速比から中減速比、中減速比から大減速比に変えるときには第2の非円形歯車要素対を用いるようにしてもよい。

【0152】

また、1速、2速、3速、4速、5速の5つの減速比(1速、2速、3速、4速、5速の順に減速比は小さくなるとする。すなわち、1速は大減速比で、5速は小減速比である。)を切り替える変速機の場合には、例えば、ある方向に回転するときに減速比が1速、2速、3速の順に変化する第1の非円形歯車要素対と、3速、2速、1速の順に変化する第2の非円形歯車要素対と、3速、4速、5速の順に変化する第3の非円形歯車要素対と、5速、4速、3速の順に変化する第4の非円形歯車要素対とを用いることができる。あるいは、減速比が1速と2速との間で変化する第1の非円形歯車要素対と、2速と3速との間で変化する第2の非円形歯車要素対と、3速と4速との間で変化する第3の非円形歯車要素対と、4速と5速との間で変化する第4の非円形歯車要素対とを用いることもできる。さらには、ある方向に回転するときに減速比が1速、2速、3速、4速、5速の順に変化する第1の非円形歯車要素対と、5速、4速、3速、2速、1速の順に変化する第2の非円形歯車要素対とを用いることも可能である。

【0153】

入力部材及び出力部材の第1部分と第2部分との間に入力側及び出力側増減速装置を設ける場合、非円形歯車要素対が1組のみであれば、非円形歯車要素対用クラッチは、入力部材又は出力部材の第2部分と非円形歯車要素対との間以外に、入力側又は出力側増減速

10

20

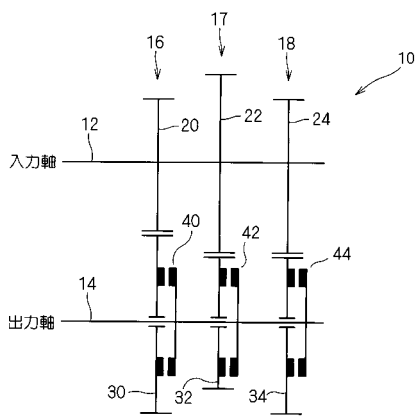
30

40

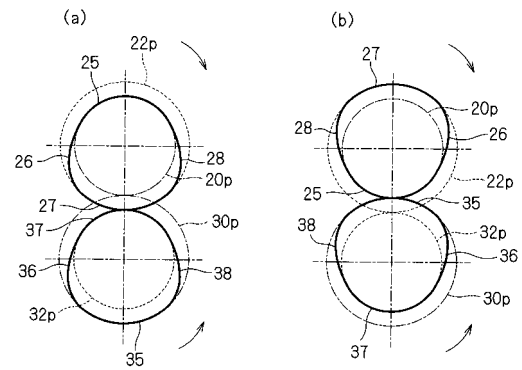
50

装置と入力部材又は出力部材の第 2 部分との間、入力側又は出力側増減速装置内、入力側又は出力側増減速装置と入力部材又は出力部材の第 1 部分との間などに設けることができる。

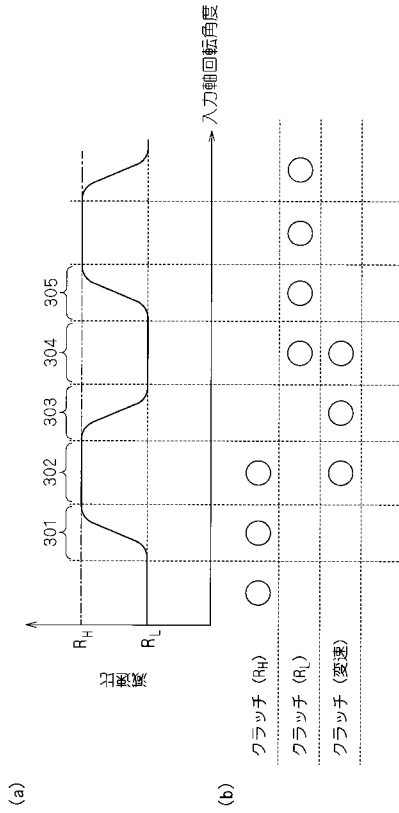
【 図 1 】



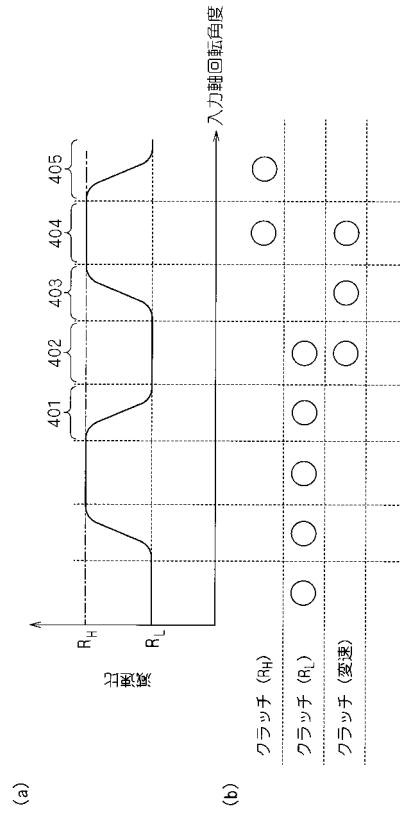
【 図 2 】



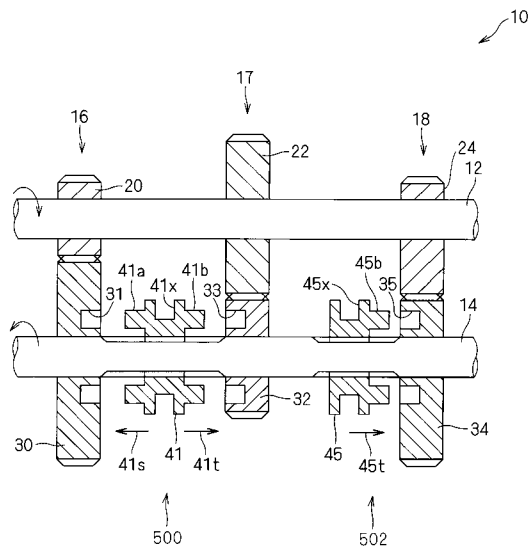
【 図 3 】



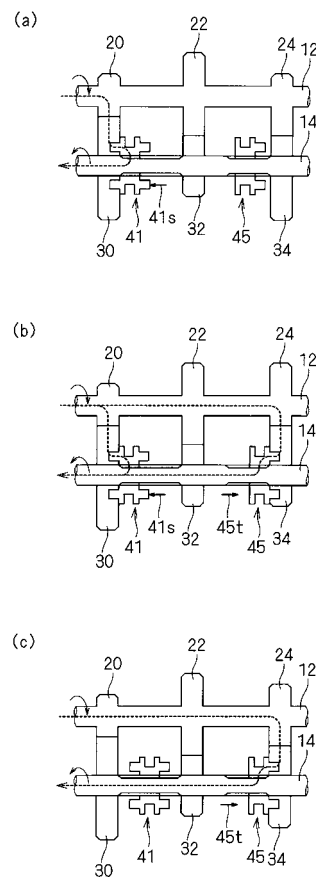
【 図 4 】



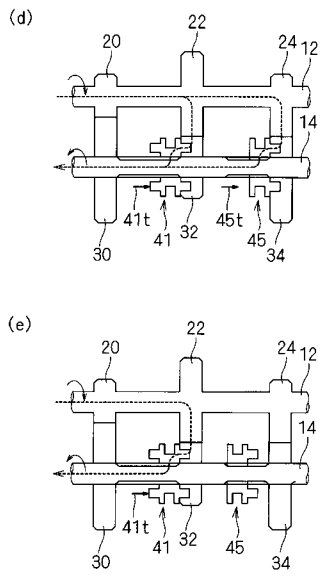
【 図 5 】



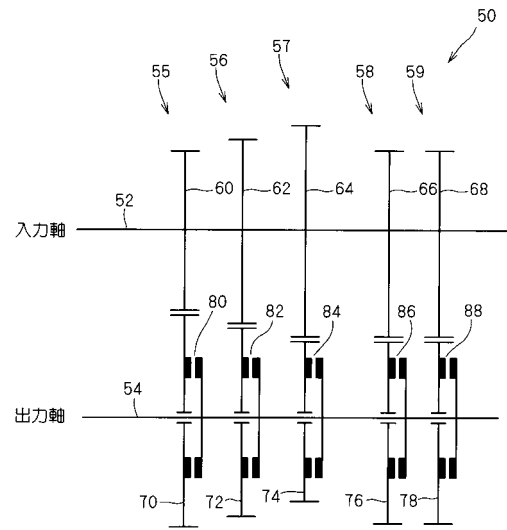
【 図 6 】



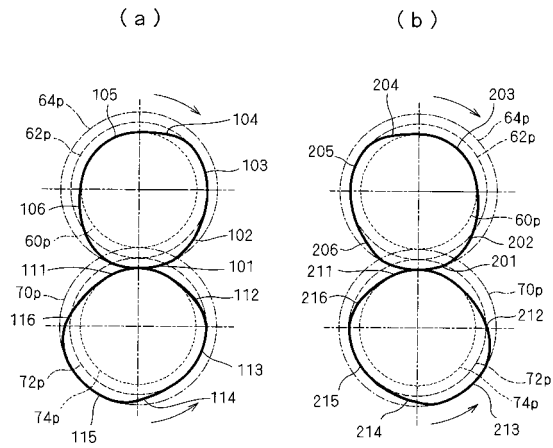
【図7】



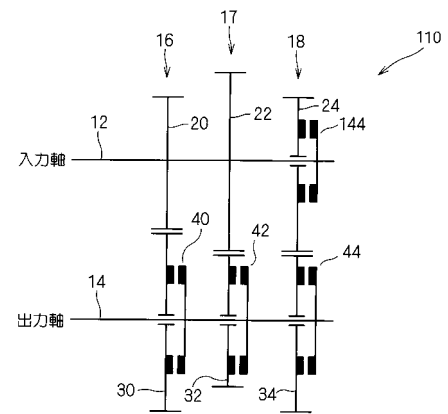
【図8】



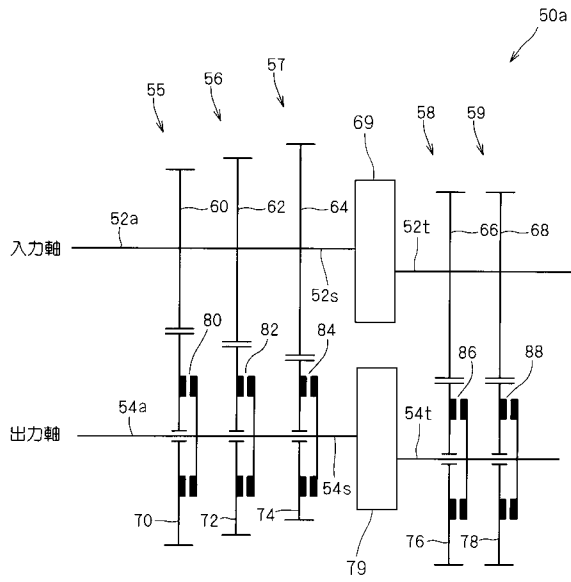
【図9】



【図10】



【図 11】



フロントページの続き

- (56)参考文献 実開昭58-093409(JP,U)
実開昭52-110276(JP,U)
特開平07-217709(JP,A)
特開昭62-270863(JP,A)
特開2006-046426(JP,A)
特開平03-134348(JP,A)
実開平03-046046(JP,U)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 3/00- 3/78