

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2015-102173

(P2015-102173A)

(43) 公開日 平成27年6月4日(2015.6.4)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
<b>F 1 6 H</b> 29/04 (2006.01)	F 1 6 H 29/04	3 J 0 3 3
<b>F 1 6 C</b> 9/04 (2006.01)	F 1 6 C 9/04	3 J 0 6 2
<b>F 1 6 H</b> 21/20 (2006.01)	F 1 6 H 21/20	A

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 17 頁)

(21) 出願番号 特願2013-243254 (P2013-243254)  
 (22) 出願日 平成25年11月25日 (2013.11.25)

(71) 出願人 000005326  
 本田技研工業株式会社  
 東京都港区南青山二丁目1番1号  
 (74) 代理人 110000800  
 特許業務法人創成国際特許事務所  
 (72) 発明者 西村 優史  
 埼玉県和光市中央1-4-1 株式会社本  
 田技術研究所内  
 Fターム(参考) 3J033 AA04 GA08  
 3J062 AA02 AB29 AB33 AC03 AC07  
 CB06 CB14 CG32 CG64 CG82

(54) 【発明の名称】 動力伝達装置

(57) 【要約】

【課題】 軸の撓みを更に抑制可能な動力伝達装置を提供する。

【解決手段】 動力伝達装置1は、ケース内で回転する入力軸2と、入力軸2の回転中心軸線と平行に配置された出力軸と、ワンウェイクラッチと、入力軸2の回転運動を揺動リンクの揺動運動に変換するてこクラック機構#1~#6を複数備える。入力軸2は、両端部を軸受90で夫々支持される2つの端部ジャーナル部と、入力軸2の中間部を軸受91で支持する中間ジャーナル部とを備える。第1から第6てこクラック機構#1~#6は、入力軸2の回転位相に応じて順次に駆動力を入力軸2から出力軸へ伝達する。何れか1つのてこクラック機構#1~#6が駆動力を伝達した後、次に駆動力を伝達するてこクラック機構#1~#6は、中間ジャーナル部を跨いで配置される。

【選択図】 図6

FIG.6A

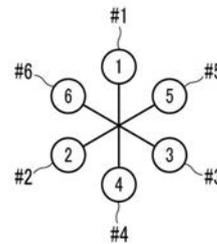
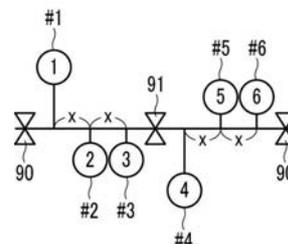


FIG.6B



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

主駆動源の駆動力の伝達によりケース内で回転する入力軸と、  
 該入力軸の回転中心軸線と平行に配置された出力軸と、  
 外輪を有し、前記出力軸に対して前記外輪が一方へ相対的に回転しようとするときに前記出力軸に前記外輪を固定し、前記出力軸に対して前記外輪が他方へ相対的に回転しようとするときに前記出力軸に対して前記外輪を空転させる一方向回転阻止機構と、  
 前記入力軸の回転運動を前記外輪の揺動運動に変換する入出力軸間伝達機構を複数備える動力伝達装置であって、  
 前記入力軸と前記出力軸の一方の軸は、両端部を軸受で夫々支持される2つの端部ジャーナル部と、前記一方の軸の中間部を軸受で支持する中間ジャーナル部とを備え、  
 前記入出力軸間伝達機構は、前記入力軸の回転位相に応じて順次に駆動力を前記入力軸から前記出力軸へ伝達するものであり、  
 複数の前記入出力軸間伝達機構のうちの何れか1つの前記入出力軸間伝達機構が駆動力を伝達した後、次に駆動力を伝達する前記入出力軸間伝達機構は、前記中間ジャーナル部を跨いで配置されていることを特徴とする動力伝達装置。

10

## 【請求項 2】

請求項 1 に記載の動力伝達装置であって、  
 前記中間ジャーナル部で用いられる軸受は、前記端部ジャーナル部で用いられる軸受よりも大径であることを特徴とする動力伝達装置。

20

## 【請求項 3】

請求項 1 又は請求項 2 に記載の動力伝達装置であって、  
 前記入出力軸間伝達機構は、前記入力軸の回転中心軸線に対して偏心して設けられ、前記入力軸と一体に回転するカム部と、該カム部に偏心した状態で回転自在に設けられた回転部とを備え、  
 前記中間ジャーナル部は、前記軸受に内挿される内挿部を備え、  
 該内挿部は、前記一方の軸の軸線方向に向かって凹む凹部を備え、  
 前記中間ジャーナル部に隣接する前記入出力軸間伝達機構のカム部の一部は、前記凹部内に位置することを特徴とする動力伝達装置。

30

## 【請求項 4】

請求項 1 から請求項 3 の何れか 1 項に記載の動力伝達装置であって、  
 前記入出力軸間伝達機構は、6 つ設けられ、  
 前記入出力軸間伝達機構の位相の間隔は、前記一方の軸としての前記入力軸の回転中心軸線の一方から 120°、120°、-60°、120°、120° に設定され、  
 前記中間ジャーナル部は、前記回転中心軸線の一方から数えて、3 番目と 4 番目の前記入出力軸間伝達機構の間に配置されることを特徴とする動力伝達装置。

## 【請求項 5】

請求項 1 から請求項 4 の何れか 1 項に記載の動力伝達装置であって、  
 前記入出力軸間伝達機構は、回転半径を調節自在な回転半径調節機構を備え、  
 前記回転半径調節機構の回転半径を調節することで、前記入力軸の回転速度を変速させて前記出力軸に伝達させることを特徴とする動力伝達装置。

40

## 【発明の詳細な説明】

## 【技術分野】

## 【0001】

本発明は、入力軸の回転中心軸線上に設けられた回転半径調節機構で回転半径を調節することにより変速自在な四節リンク機構型の動力伝達装置に関する。

## 【背景技術】

## 【0002】

従来、車両に設けられたエンジン等の主駆動源からの駆動力が伝達されることによりケース内で回転する中空の入力軸と、入力軸と平行に配置された出力軸と、入力軸の回転中

50

心軸線上に設けられた複数の回転半径調節機構と、出力軸に軸支される複数の揺動リンクと、一方の端部に回転半径調節機構に回転自在に外嵌される入力側環状部を有し、他方の端部が揺動リンクの揺動端部に連結されるコネクティングロッドとを備える四節リンク機構型の動力伝達装置が知られている（例えば、特許文献1参照）。

【0003】

特許文献1の入力軸、出力軸、回転半径調節機構、揺動リンク及びコネクティングロッドは、てこクランク機構を構成している。揺動リンクと出力軸との間には、出力軸に対して一方側に相対回転しようとするときに出力軸に揺動リンクを固定し、他方側に相対回転しようとするときに出力軸に対して揺動リンクを空転させる一方向回転阻止機構としてのワンウェイクラッチが設けられている。

10

【0004】

回転半径調節機構は、中心から偏心して穿設された貫通孔を有する円盤状の回転部と、貫通孔の内周面に設けられたリングギヤと、入力軸に固定されリングギヤに噛合する第1ピニオンと、調節用駆動源からの駆動力が伝達されるキャリアと、キャリアで自転及び公転自在に夫々軸支されると共にリングギヤに夫々噛合する2つの第2ピニオンとで構成される。第1ピニオンと2つの第2ピニオンは、それらの中心軸線を頂点とする三角形が正三角形となるように配置されている。

【0005】

そして、主駆動源で回転する入力軸と調節用駆動源で回転するキャリアとの回転速度が同一の場合は、入力軸の入力中心軸線に対する回転部の中心点の偏心量は維持され、回転半径調節機構の回転軌跡の半径も一定のまま維持される。主駆動源で回転する入力軸と調節用駆動源で回転するキャリアとの回転速度が異なる場合は、入力軸の回転中心軸線に対する回転部の中心点の偏心量が変化し、回転半径調節機構の回転運動の半径も変化する。

20

【0006】

そして、回転半径調節機構の回転運動の半径が変化することにより、揺動リンクの揺動端部の振れ幅も変化して、変速比を切り換え、入力軸に対する出力軸の回転速度を制御する。

【0007】

このような動力伝達装置では、3つのピニオンの中心軸線を頂点とする正三角形の中心点と入力軸の入力中心軸線との間の距離と、この正三角形の中心点と回転部の中心点との間の距離とを等しく設定することにより、入力軸の回転中心軸線と回転部の中心点とを重ね合わせて偏心量を0とすることができる。偏心量が0のときには、入力軸が回転している場合であっても揺動リンクの揺動端部の振れ幅が0となり、出力軸が回転しない状態となる。

30

【先行技術文献】

【特許文献】

【0008】

【特許文献1】特開2012-1048号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

40

【0009】

入出力軸間伝達機構を備える動力伝達装置では、軸の撓みが発生する。この撓みをできるだけ抑制すべく、軸の中間部分を軸受で支持する中間ジャーナル部を設けることが考えられる。

【0010】

本発明は、軸の撓みを更に抑制可能な動力伝達装置を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0011】

上記目的を達成するため、本発明は、主駆動源の駆動力の伝達によりケース内で回転する入力軸と、該入力軸の回転中心軸線と平行に配置された出力軸と、外輪を有し、前記出

50

力軸に対して前記外輪が一方へ相対的に回転しようとするときに前記出力軸に前記外輪を固定し、前記出力軸に対して前記外輪が他方へ相対的に回転しようとするときに前記出力軸に対して前記外輪を空転させる一方向回転阻止機構と、前記入力軸の回転運動を前記外輪の揺動運動に変換する入出力軸間伝達機構を複数備える動力伝達装置であって、前記入力軸と前記出力軸の一方の軸は、両端部を軸受で夫々支持される2つの端部ジャーナル部と、前記一方の軸の中間部を軸受で支持する中間ジャーナル部とを備え、前記入出力軸間伝達機構は、前記入力軸の回転位相に応じて順次に駆動力を前記入力軸から前記出力軸へ伝達するものであり、複数の前記入出力軸間伝達機構のうちの何れか1つの前記入出力軸間伝達機構が駆動力を伝達した後、次に駆動力を伝達する前記入出力軸間伝達機構は、前記中間ジャーナル部を跨いで配置されていることを特徴とする。

10

**【0012】**

中間ジャーナル部を設ける場合には、仮に一つの端部ジャーナル部と中間ジャーナル部の間の入出力軸間伝達機構が駆動力を伝達するとき、この一つの端部ジャーナル部と中間ジャーナル部の間で軸の撓みが発生する。このとき、中間ジャーナル部を挟んで反対側では、反対方向の撓みが発生している。

**【0013】**

本発明によれば、入力軸と出力軸との間で駆動力を伝達する入出力軸間伝達機構が切り換わるとき、次に動力を伝達する入出力軸間伝達機構が中間ジャーナル部を跨いでいるため、軸の反対方向の撓みが抑制される。従って、結果的に軸全体の撓みを抑制することができる。

20

**【0014】**

また、本発明においては、中間ジャーナル部で用いられる軸受を、端部ジャーナル部で用いられる軸受よりも大径に構成することが好ましい。動力伝達する入出力軸間伝達機構が中間ジャーナル部を跨ぐように構成して軸の撓みを抑制すると、中間ジャーナル部に加わる荷重が大きくなることが分かった。そこで、中間ジャーナル部で用いられる軸受を、端部ジャーナル部で用いられる軸受よりも大径に構成すれば、大きな荷重が加わってもしっかりと支えることができる。

**【0015】**

また、本発明においては、入出力軸間伝達機構は、入力軸の回転中心軸線に対して偏心して設けられ、入力軸と一体に回転するカム部と、カム部に偏心した状態で回転自在に設けられた回転部とを備え、中間ジャーナル部は、軸受に内挿される内挿部を備え、内挿部は、一方の軸の軸線方向に向かって凹む凹部を備え、中間ジャーナル部に隣接する入出力軸間伝達機構のカム部の一部は、凹部内に位置することが好ましい。

30

**【0016】**

中間ジャーナル部を設ける場合、その分だけ、動力伝達装置の軸方向の長さが長くなる。この場合、中間ジャーナル部の内挿部に凹部を設け、この凹部内にカム部の一部を配置すれば、動力伝達装置の軸方向の長さが長くなることを抑制することができる。

**【0017】**

また、本発明においては、入出力軸間伝達機構を6つ設け、入出力軸間伝達機構の位相の間隔を、一方の軸としての入力軸の回転中心軸線の一方から120°、120°、-60°、120°、120°に設定し、中間ジャーナル部を、回転中心軸線の一方から数えて、3番目と4番目の入出力軸間伝達機構の間に配置することができる。

40

**【0018】**

また、本発明は、入出力軸間伝達機構が、回転半径を調節自在な回転半径調節機構を備え、回転半径調節機構の回転半径を調節することで、入力軸の回転速度を変速させて出力軸に伝達させることができるものにも適用することができる。

**【図面の簡単な説明】****【0019】**

【図1】本発明の動力伝達装置の実施形態を一部断面で示す説明図。

【図2】本実施形態のてこクランク機構を示す説明図。

50

【図 3】本実施形態の回転半径の変化を示す説明図。図 3 A は回転半径が最大、図 3 B は回転半径が中、図 3 C は回転半径が小、図 3 D は回転半径が 0 の状態を夫々示す。

【図 4】本実施形態の回転半径の変化に対する外輪の揺動範囲の変化を示す説明図。図 4 A は回転半径が最大、図 4 B は回転半径が中、図 4 C は回転半径が小の状態の揺動範囲を夫々示す。

【図 5】本実施形態の入力軸の部分を拡大して示す断面図。

【図 6】本実施形態のカム部の位相の配置を模式的に示す説明図。

【図 7】本実施形態の動力伝達と軸の撓みを模式的に示す説明図。

【図 8】従来 of 動力伝達と軸の撓みを模式的に示す説明図。

【発明を実施するための形態】

【0020】

図 1 から図 7 を参照して、本発明の動力伝達装置の実施形態を説明する。本実施形態の動力伝達装置は、変速比  $h$  ( $h = \text{入力軸の回転速度} / \text{出力軸の回転速度}$ ) を無限大 ( ) にして出力軸の回転速度を「0」にできる変速機、所謂 I V T (Infinity Variable Transmission) の一種である。

【0021】

図 1 を参照して、四節リンク機構型の動力伝達装置 1 は、内燃機関などのエンジンや電動機等の主駆動源 E N G からの駆動力が伝達されることで回転中心軸線 P 1 を中心に回転する入力軸端部 2 a と、回転中心軸線 P 1 に平行に配置され、図示省略したデファレンシャルギヤを介して車両の駆動輪 (図示省略) に回転動力を伝達させる出力軸 3 と、回転中心軸線 P 1 上に設けられた 6 つの回転半径調節機構 4 とを備える。なお、デファレンシャルギヤの代わりにプロペラシャフトを設けてもよい。

【0022】

図 1 及び図 2 を参照して、各回転半径調節機構 4 は、カム部としてのカムディスク 5 と、回転部としての回転ディスク 6 とを備える。カムディスク 5 は、円盤状であり、回転中心軸線 P 1 から偏心されると共に、1 つの回転半径調節機構 4 に対して 2 個 1 組となるように、各回転半径調節機構 4 に設けられている。また、カムディスク 5 には、回転中心軸線 P 1 の方向に貫通する貫通孔 5 a が設けられている。また、カムディスク 5 には、回転中心軸線 P 1 に対して偏心する方向とは逆の方向に開口し、カムディスク 5 の外周面と貫通孔 5 a を構成する内周面とを連通させる切欠孔 5 b が設けられている。

【0023】

各 1 組のカムディスク 5 は、夫々位相を 60 度異ならせて、6 組のカムディスク 5 で回転中心軸線 P 1 の周方向を一回りするよう配置されている。

【0024】

カムディスク 5 は、隣接する回転半径調節機構 4 のカムディスク 5 と一体的に形成されて一体型カム部 5 c が構成されている。この一体型カム部 5 c は、一体成型で形成してもよく、または、2 つのカム部を溶接して一体化してもよい。各回転半径調節機構 4 の 2 個 1 組のカムディスク 5 同士はボルト (図示省略) で固定されている。回転中心軸線 P 1 上の最も主駆動源側に位置するカムディスク 5 は入力軸端部 2 a と一体的に形成されている。このようにして、入力軸端部 2 a と複数のカムディスク 5 とで、カムディスク 5 を備える入力軸 2 が構成されることとなる。

【0025】

入力軸 2 は、カムディスク 5 の貫通孔 5 a が連なることによって構成される挿通孔 6 0 を備える。これにより、入力軸 2 は、主駆動源 E N G とは反対側の一方端が開口し他方端が閉塞した中空軸形状に構成される。主駆動源側の他方端に位置するカムディスク 5 は、入力軸端部 2 a と一体的に形成されている。このカムディスク 5 と入力軸端部 2 a とを一体的に形成する方法としては、一体成型を用いてもよく、また、カムディスク 5 と入力軸端部 2 a とを溶接して一体化してもよい。

【0026】

また、各 1 組のカムディスク 5 には、カムディスク 5 を受け入れる受入孔 6 a を備える

10

20

30

40

50

円盤状の回転ディスク 6 が偏心された状態で回転自在に外嵌されている。

【 0 0 2 7 】

図 2 に示すように、回転ディスク 6 は、カムディスク 5 の中心点を P 2、回転ディスク 6 の中心点を P 3 として、回転中心軸線 P 1 と中心点 P 2 の距離 R a と、中心点 P 2 と中心点 P 3 の距離 R b とが同一となるように、カムディスク 5 に対して偏心している。

【 0 0 2 8 】

回転ディスク 6 の受入孔 6 a には、1 組のカムディスク 5 の間に位置させて内歯 6 b が設けられている。

【 0 0 2 9 】

カムシャフト 5 1 の挿通孔 6 0 には、回転中心軸線 P 1 と同心に、且つ、回転ディスク 6 の内歯 6 b と対応する個所に位置させて、ピニオン 7 0 がカムディスク 5 を有する入力軸 2 と相対回転自在となるように配置されている。ピニオン 7 0 は、ピニオンシャフト 7 2 と一体に形成されている。なお、ピニオン 7 0 は、ピニオンシャフト 7 2 と別体に構成して、ピニオン 7 0 をピニオンシャフト 7 2 にスプライン結合で連結させてもよい。本実施形態においては、単にピニオン 7 0 といふときは、ピニオンシャフト 7 2 を含むものとして定義する。

10

【 0 0 3 0 】

ピニオン 7 0 は、カムディスク 5 の切欠孔 5 b を介して、回転ディスク 6 の内歯 6 b と噛合する。ピニオンシャフト 7 2 には、隣接するピニオン 7 0 の間に位置させてピニオン軸受 7 4 が設けられている。このピニオン軸受 7 4 を介して、ピニオンシャフト 7 2 は、

20

【 0 0 3 1 】

回転ディスク 6 は、カムディスク 5 に対して距離 R a と距離 R b とが同一となるように偏心されているため、回転ディスク 6 の中心点 P 3 を回転中心軸線 P 1 と同一軸線上に位置するようにして、回転中心軸線 P 1 と中心点 P 3 との距離、即ち偏心量 R 1 を「0」とすることもできる。

【 0 0 3 2 】

回転ディスク 6 の周縁には、一方（入力軸 2 側）の端部に大径の入力側環状部 1 5 a を備え、他方（出力軸 3 側）の端部に入力側環状部 1 5 a の径よりも小径の出力側環状部 1 5 b を備えるコネクティングロッド 1 5 の入力側環状部 1 5 a が、軸方向に 2 個並べて 2 個一組のボールベアリングからなるコンロッド軸受 1 6 を介して回転自在に外嵌されている。出力軸 3 には、ワンウェイクラッチ 1 7 を介して、揺動リンク 1 8 がコネクティングロッド 1 5 に対応させて 6 個設けられている。本実施形態においては、揺動リンク 1 8 がワンウェイクラッチ 1 7 の外輪としての機能を兼ね備えている。

30

【 0 0 3 3 】

ワンウェイクラッチ 1 7 は、揺動リンク 1 8 と出力軸 3 との間に設けられ、揺動リンク 1 8 が出力軸 3 に対して一方側に相対的に回転しようとするときに揺動リンク 1 8 を出力軸 3 に固定し（固定状態）、他方側に相対的に回転しようとするときに出力軸 3 に対して揺動リンク 1 8 を空転させる（空転状態）。

40

【 0 0 3 4 】

揺動リンク 1 8 は、環状に形成されており、その下方には、コネクティングロッド 1 5 の出力側環状部 1 5 b に連結される揺動端部 1 8 a が設けられている。揺動端部 1 8 a には、出力側環状部 1 5 b を軸方向で挟み込むように突出した一对の突片 1 8 b が設けられている。一对の突片 1 8 b には、出力側環状部 1 5 b の内径に対応する差込孔 1 8 c が穿設されている。差込孔 1 8 c 及び出力側環状部 1 5 b には、揺動軸としての連結ピン 1 9 が挿入されている。これにより、コネクティングロッド 1 5 と揺動リンク 1 8 とが連結される。

【 0 0 3 5 】

50

本実施形態においては、揺動リンク 18 の揺動端部 18 a が、ケース 80 の下方に溜まった潤滑油の油溜に油没するように、揺動端部 18 a を出力軸 3 の下方に配置されている。これにより、揺動端部 18 a を油溜で潤滑できると共に、揺動リンク 18 の揺動運動により、油溜の潤滑油を掻き揚げて、動力伝達装置 1 の他の部品を潤滑させることができる。

【0036】

なお、本実施形態の説明において、変速比は、入力軸の回転速度 / 出力軸の回転速度と定義する。

【0037】

図 3 は、回転半径調節機構 4 の偏心量  $R_1$  (回転半径) を変化させた状態のピニオンシャフト 72 と回転ディスク 6 との位置関係を示す。図 3 A は偏心量  $R_1$  を「最大」とした状態を示しており、回転中心軸線  $P_1$  と、カムディスク 5 の中心点  $P_2$  と、回転ディスク 6 の中心点  $P_3$  とが一直線に並ぶように、ピニオンシャフト 72 と回転ディスク 6 とが位置する。このときの変速比  $h$  は最小となる。

10

【0038】

図 3 B は偏心量  $R_1$  を図 3 A よりも小さい「中」とした状態を示しており、図 3 C は偏心量  $R_1$  を図 3 B よりも更に小さい「小」とした状態を示している。変速比  $h$  は、図 3 B では図 3 A の変速比  $h$  よりも大きい「中」となり、図 3 C では図 3 B の変速比  $h$  よりも大きい「大」となる。図 3 D は偏心量  $R_1$  を「0」とした状態を示しており、回転中心軸線  $P_1$  と、回転ディスク 6 の中心点  $P_3$  とが同心に位置する。このときの変速比  $h$  は無限大 ( ) となる。本実施形態の動力伝達装置 1 は、回転半径調節機構 4 で偏心量  $R_1$  を変えることにより、回転半径調節機構 4 の回転半径を調節自在としている。

20

【0039】

図 4 は、回転半径調節機構 4 の偏心量  $R_1$  を変化させた場合の揺動リンク 18 の揺動範囲の変化を示している。図 4 A は、偏心量  $R_1$  が最大のときの揺動リンク 18 の揺動範囲を示し、図 4 B は、偏心量  $R_1$  が中のときの揺動リンク 18 の揺動範囲を示し、図 4 C は、偏心量  $R_1$  が小のときの揺動リンク 18 の揺動範囲を示している。図 4 から偏心量  $R_1$  が小さくなるにつれて揺動範囲が狭くなること分かる。そして、偏心量  $R_1$  が「0」になると、揺動リンク 18 は揺動しなくなる。

【0040】

本実施形態においては、回転半径調節機構 4 と、コネクティングロッド 15 と、揺動リンク 18 とで、てこクラック機構 20 (四節リンク機構) が構成される。そして、てこクラック機構 20 によって、入力軸 2 の回転運動が揺動リンク 18 の揺動運動に変換される。本実施形態の動力伝達装置 1 は合計 6 個のてこクラック機構 20 を備えている。偏心量  $R_1$  が「0」でないときに、入力軸 2 を回転させると共に、ピニオンシャフト 72 を入力軸 2 と同一速度で回転させると、各コネクティングロッド 15 が 60 度ずつ位相を変えながら、偏心量  $R_1$  に基づき入力軸 2 と出力軸 3 との間で揺動端部 18 a を出力軸 3 側に押ししたり、入力軸 2 側に引いたりを交互に繰り返して、揺動リンク 18 が揺動する。

30

【0041】

コネクティングロッド 15 の出力側環状部 15 b は、出力軸 3 にワンウェイクラッチ 17 を介して設けられた揺動リンク 18 に連結されているため、揺動リンク 18 がコネクティングロッド 15 によって押し引きされて揺動すると、揺動リンク 18 が押し方向側又は引張り方向側の何れか一方に揺動リンク 18 が回転するときだけ、出力軸 3 が回転し、揺動リンク 18 が他方に回転するときには、出力軸 3 に揺動リンク 18 の揺動運動の力が伝達されず、揺動リンク 18 が空回りする。各回転半径調節機構 4 は、60 度毎に位相を変えて配置されているため、出力軸 3 は各回転半径調節機構 4 で順に回転させられる。

40

【0042】

また、本実施形態の動力伝達装置は、調節用駆動源 14 を制御する制御部 (図示省略) を備えている。制御部は、CPU やメモリ 等により構成された電子ユニットであり、メモリ に保持された制御プログラムを CPU で実行することにより、調節用駆動源 14 を制御

50

して、回転半径調節機構 4 の偏心量 R 1 を調節する機能を果たす。

【 0 0 4 3 】

本実施形態の動力伝達装置 1 は、入力軸 2 を回転自在に軸支するケース 8 0 を備える。図 5 に示すように、ケース 8 0 は、入力軸 2 の中央部分に位置させて仕切り壁 8 0 a が設けられている。入力軸 2 は、その両端部で、軸受 9 0 により軸支される。この軸受 9 0 で支持される両端部が、本発明の入力軸の端部ジャーナル部に該当する。なお、図 1 では、仕切り壁 8 0 a 及び、中間ジャーナル部の軸受 9 1 を省略している。

【 0 0 4 4 】

また、入力軸 2 は、その中央部分で軸受 9 1 を介して仕切り壁 8 0 a に支持される。この入力軸 2 の中央部分で軸受 9 1 及び仕切り壁 8 0 a を介してケース 8 0 に支持される部分が、本発明の入力軸の中間ジャーナル部に該当する。

10

【 0 0 4 5 】

図 6 は、本実施形態の入出力軸間伝達機構としてのこクランク機構 2 0 の配置を模式的に示したものである。本実施形態のこクランク機構 2 0 を調節用駆動源 1 4 側から順に第 1 てこクランク機構 # 1、第 2 てこクランク機構 # 2、第 3 てこクランク機構 # 3、第 4 てこクランク機構 # 4、第 5 てこクランク機構 # 5、第 6 てこクランク機構 # 6 とする。

【 0 0 4 6 】

図 6 に示すように、入出力軸間伝達機構としてのこクランク機構 2 0 のカムディスク 5 の位相差は、第 1 てこクランク機構 # 1 から第 6 てこクランク機構 # 6 の順に、第 1 てこクランク機構 # 1 と第 2 てこクランク機構 # 2 のカムディスク 5 の位相差が 1 2 0 °、第 2 てこクランク機構 # 2 と第 3 てこクランク機構 # 3 のカムディスク 5 の位相差が 1 2 0 ° に設定される。

20

【 0 0 4 7 】

また、第 3 てこクランク機構 # 3 と第 4 てこクランク機構 # 4 のカムディスク 5 の位相差が - 6 0 °、第 4 てこクランク機構 # 4 と第 5 てこクランク機構 # 5 のカムディスク 5 の位相差が 1 2 0 °、第 5 てこクランク機構 # 5 と第 6 てこクランク機構 # 6 のカムディスク 5 の位相差が 1 2 0 ° に設定される。

【 0 0 4 8 】

このように各カムディスク 5 の位相差を設定することにより、動力伝達する入出力軸間伝達機構としてのこクランク機構 2 0 は、例えば、第 1 てこクランク機構 # 1 の次は、中間ジャーナル部を跨いで第 6 てこクランク機構 # 6、第 6 てこクランク機構 # 6 の次は、中間ジャーナル部を跨いで第 2 てこクランク機構 # 2、第 2 てこクランク機構 # 2 の次は、中間ジャーナル部を跨いで第 4 てこクランク機構 # 4、第 4 てこクランク機構 # 4 の次は、中間ジャーナル部を跨いで第 3 てこクランク機構 # 3、第 3 てこクランク機構 # 3 の次は、中間ジャーナル部を跨いで第 5 てこクランク機構 # 5、第 5 てこクランク機構 # 5 の次は、中間ジャーナル部を跨いで第 1 てこクランク機構 # 1、と常に中間ジャーナル部を跨いで動力伝達するてこクランク機構 2 0 が切り換わる。

30

【 0 0 4 9 】

これにより、例えば、図 7 の中間ジャーナル部を境に左側で下方に入力軸 2 の撓みが生じる場合、中間ジャーナル部を跨いで図 7 の右側では反対の上方側に撓みが生じるが、この撓みを次に動力伝達するてこクランク機構 2 0 で抑制することができる。

40

【 0 0 5 0 】

従って、本実施形態の動力伝達装置 1 によれば、入力軸 2 の撓みを抑制することができる。

【 0 0 5 1 】

また、図 7 において、図面上方の矢印で示すように、中間ジャーナル部を跨ぐように動力伝達させるてこクランク機構 2 0 を切り換えると、中間ジャーナル部で軸受 9 1 に加わる荷重が大きくなる。このため、本実施形態の動力伝達装置 1 では、軸受 9 1 を端部ジャーナル部に設けられた軸受 9 0 よりも大径に構成している。これにより、中間ジャーナル

50

部の軸受 9 1 で荷重を適切に受けることができる。

【 0 0 5 2 】

また、中間ジャーナル部を設けるとその分だけ、入力軸 2 が軸方向に長くなる。そこで、本実施形態においては、中間ジャーナル部において軸受 9 1 に内挿される入力軸 2 の内挿部 1 0 0 に入力軸 2 の軸方向に凹む凹部 1 0 1 を一対設けている。そして、この凹部 1 0 1 内にカムディスク 5 の一部が位置するようにしている。これにより、中間ジャーナル部を設けることによる入力軸 2 の軸長の増加を抑制させることができる。

【 0 0 5 3 】

図 8 は、従来 of 動力伝達装置において、中間ジャーナル部を跨ぐことなく第 1 てこクランク機構 # 1 から順に第 6 てこクランク機構 # 6 まで動力伝達するてこクランク機構 2 0 を切り換えていった場合 of、入力軸 2 の撓みを示すものである。入力軸 2 の撓みが大きくなるのがわかる。

10

【 0 0 5 4 】

なお、本実施形態においては、中間ジャーナル部が設けられる軸として入力軸 2 を説明したが、出力軸 3 であってもよい。

【 0 0 5 5 】

また、本実施形態においては、中間ジャーナル部が 1 つだけのものを説明したが、中間ジャーナル部は複数あってもよい。

【 0 0 5 6 】

また、本実施形態においては、動力伝達するてこクランク機構 2 0 が切り換わるときの全てにおいて中間ジャーナル部を跨ぐものを説明した。しかしながら、動力伝達するてこクランク機構 2 0 が切り換わるときの一部（具体的には、中間ジャーナル部を跨ぐことなく連続するてこクランク機構 2 0 の数が中間ジャーナル部の数の 2 倍以上であり、中間ジャーナル部の数の 2 倍を超える数だけ、中間ジャーナル部を 1 周期において跨ぐもの）において中間ジャーナル部を跨ぐように構成しても、本実施形態には劣るものの従来 of 動力伝達装置よりも軸の撓みを抑制することができる。

20

【 0 0 5 7 】

また、本実施形態においては、入力軸端部 2 a と複数のカムディスク 5 とで入力軸 2 を構成し、入力軸 2 が、カムディスク 5 の貫通孔 5 a が連なることによって構成される挿通孔 6 0 を備えるものを説明した。

30

【 0 0 5 8 】

しかしながら、本発明 of 入力軸はこれに限らず、例えば、入力軸 of 構成部品として、一端が開口し他端が閉塞する形状 of 挿通孔を有する中空 of 入力軸芯部を設け、円盤状 of カムディスクに入力軸芯部を挿通できるように貫通孔を本実施形態 of のものよりも大きく形成して、各カムディスクを入力軸芯部 of 外周面にスプライン結合させて、複数のカムディスクを備える入力軸を構成させてもよい。

【 0 0 5 9 】

この場合、中空 of 入力軸芯部には、カムディスク of 切欠孔に対応させて切欠孔が設けられる。そして、入力軸芯部内に挿入されるピニオンは、入力軸芯部 of 切欠孔及びカムディスク of 切欠孔を介して、回転ディスク of 内歯と噛合する。

40

【 0 0 6 0 】

また、本実施形態においては、一方向回転阻止機構として、ワンウェイクラッチ 1 7 を用いているが、本発明 of 一方向回転阻止機構は、これに限らず、例えば、外輪としての揺動リンクから出力軸にトルクを伝達可能な揺動リンク of 出力軸に対する回転方向を切換自在に構成されるツーウェイクラッチであってもよい。

【符号 of 説明】

【 0 0 6 1 】

- 1 動力伝達装置
- 2 入力軸
- 2 a 入力軸端部

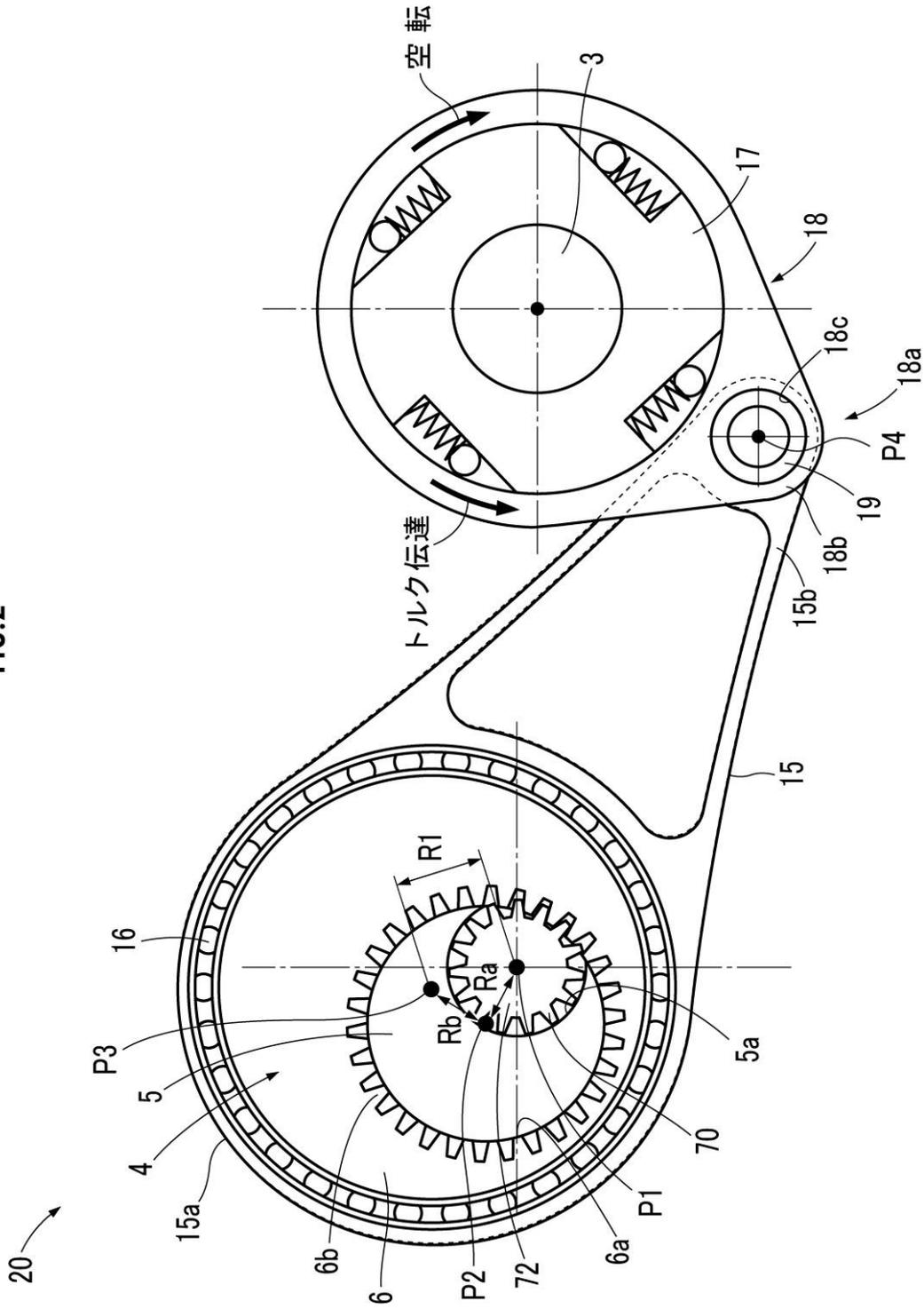
50

2 b	入力軸用軸受	
3	出力軸	
3 a	出力軸用軸受	
4	回転半径調節機構	
5	カムディスク（カム部）	
5 a	貫通孔	
5 b	切欠孔	
5 c	一体型カム部	
6	回転ディスク（回転部）	
6 a	受入孔（内周部）	10
6 b	内歯	
8	差動機構（遊星歯車機構）	
1 2	段付きピニオン	
1 4	調節用駆動源（電動機）	
1 5	コネクティングロッド	
1 5 a	入力側環状部	
1 5 b	出力側環状部	
1 6	コンロッド軸受	
1 7	ワンウェイクラッチ	
1 8	揺動リンク（外輪）	20
1 8 a	揺動端部	
1 8 b	突片	
1 8 c	差込孔	
1 9	連結ピン	
2 0	てこクランク機構（四節リンク機構）	
6 0	挿通孔	
7 0	ピニオン	
7 2	ピニオンシャフト	
7 4	ピニオン軸受	
8 0	ケース	30
8 0 a	仕切り壁	
9 0	端部ジャーナル部の軸受	
9 1	中間ジャーナル部の軸受	
1 0 0	内挿部	
1 0 1	凹部	
P 1	回転中心軸線	
P 2	カムディスクの中心点	
P 3	回転ディスクの中心点	
R a	P 1 と P 2 の距離	
R b	P 2 と P 3 の距離	40
R 1	偏心量（P 1 と P 3 の距離）	



【 図 2 】

FIG.2



【 図 3 】

FIG.3D

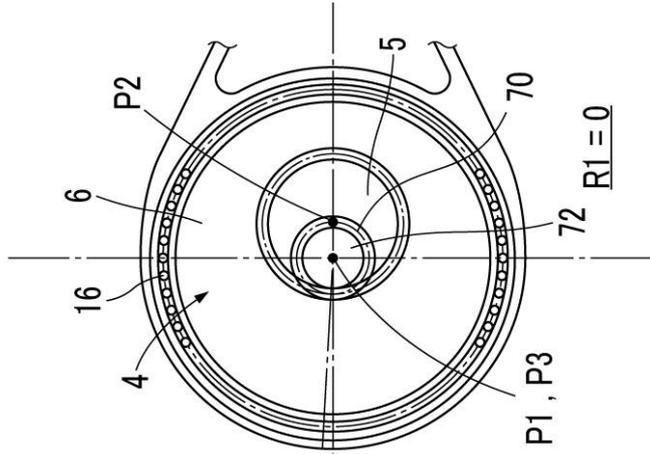


FIG.3C

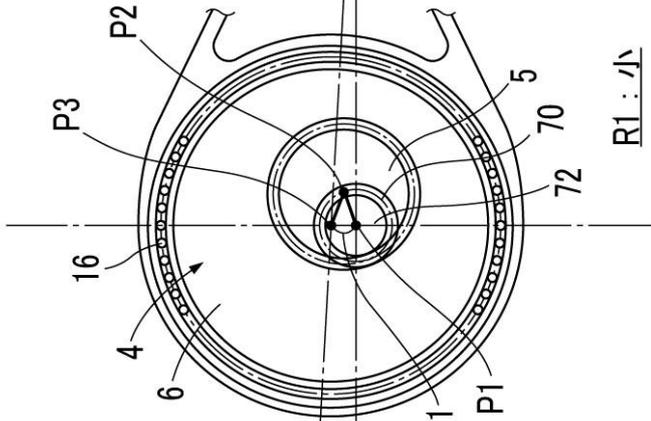


FIG.3B

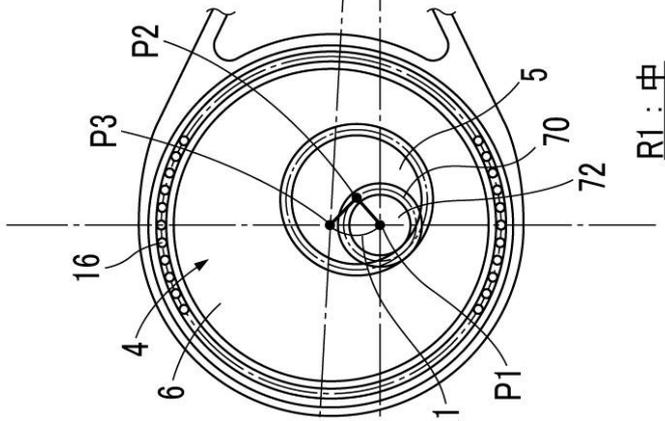
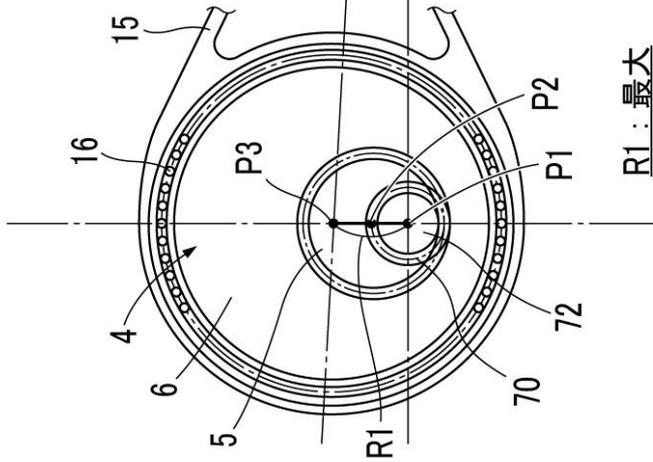


FIG.3A



R1:最大

R1:中

R1:小

R1=0

【圖 4】  
FIG.4A

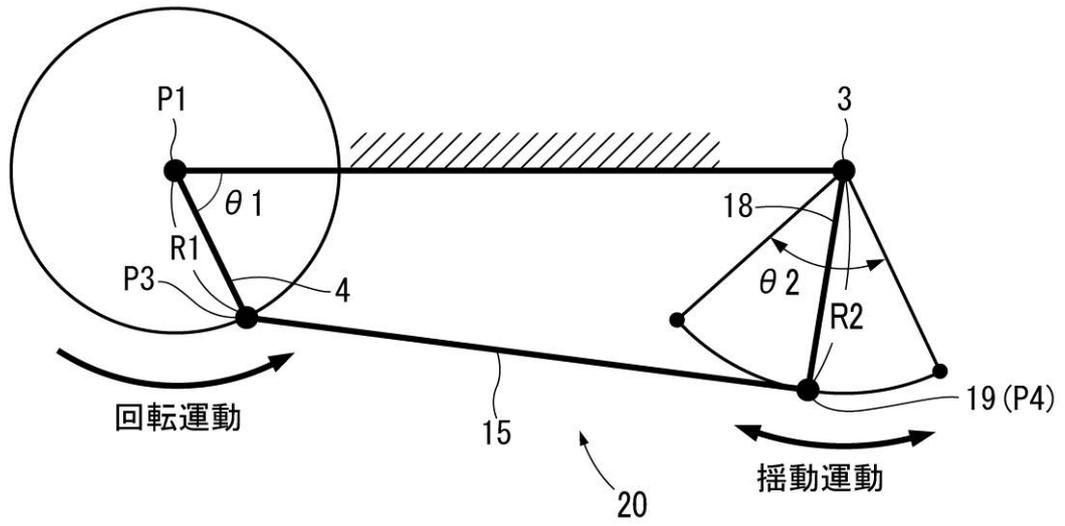


FIG.4B

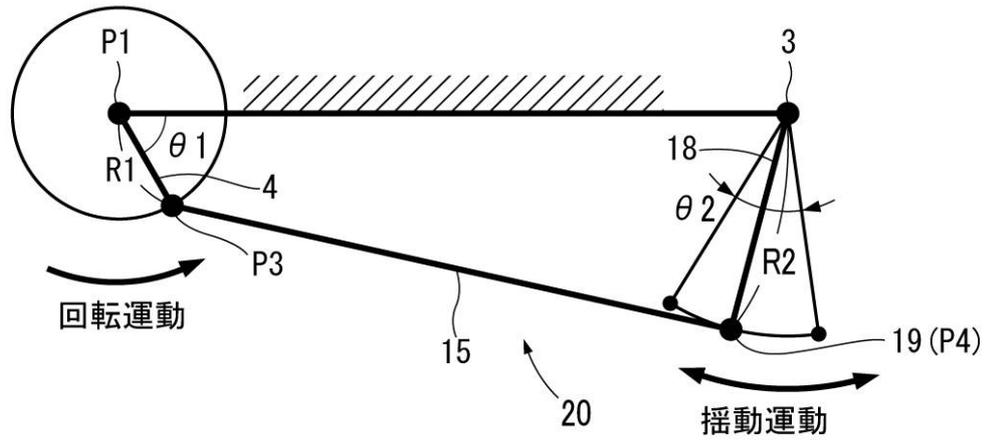
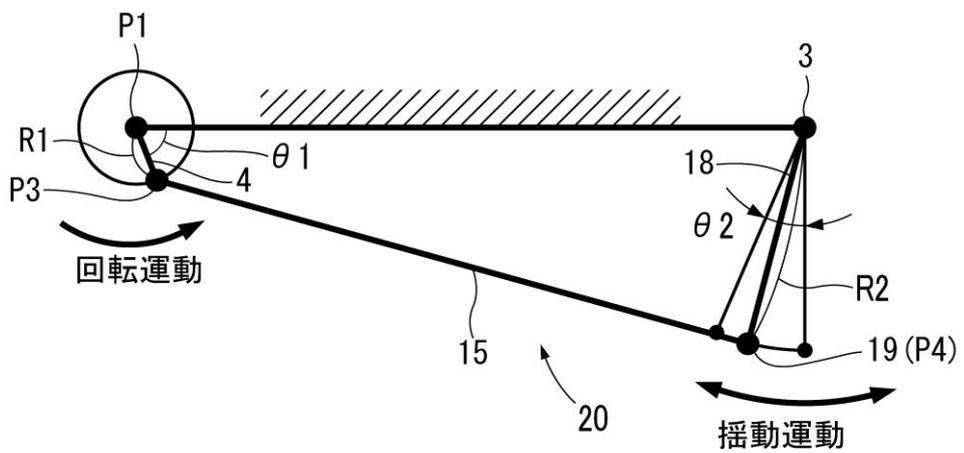
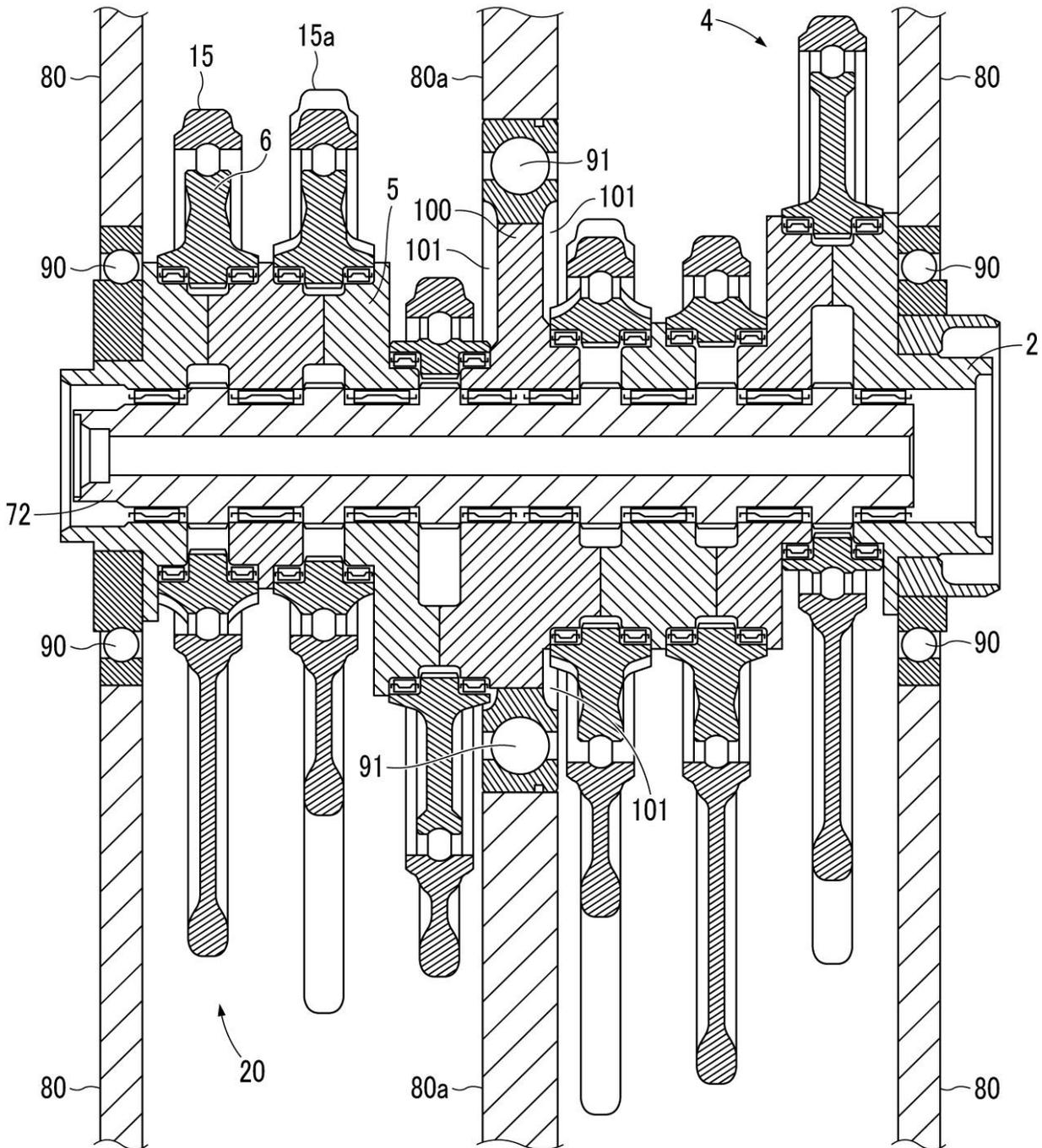


FIG.4C



【 図 5 】

FIG.5



【 図 6 】

FIG.6A

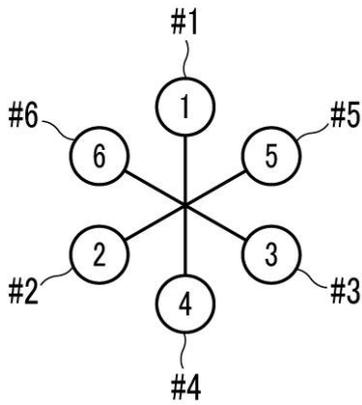
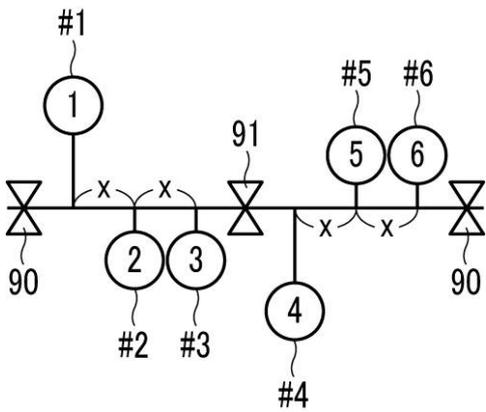
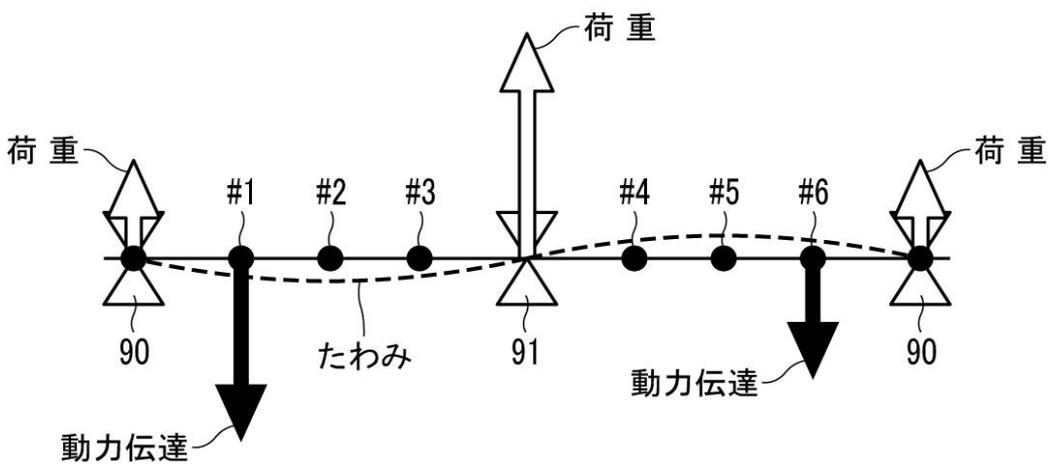


FIG.6B



【 図 7 】

FIG.7



【 図 8 】

FIG.8

