

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4850129号  
(P4850129)

(45) 発行日 平成24年1月11日(2012.1.11)

(24) 登録日 平成23年10月28日(2011.10.28)

(51) Int.Cl. F 1  
**B 6 0 K 1 7 / 1 6 ( 2 0 0 6 . 0 1 )** B 6 0 K 1 7 / 1 6 E  
**F 1 6 H 5 7 / 0 3 7 ( 2 0 1 2 . 0 1 )** F 1 6 H 5 7 / 0 2 1 1 3

請求項の数 2 (全 10 頁)

<p>(21) 出願番号 特願2007-146986 (P2007-146986)                  (22) 出願日 平成19年6月1日(2007.6.1)                  (65) 公開番号 特開2008-298231 (P2008-298231A)                  (43) 公開日 平成20年12月11日(2008.12.11)                  審査請求日 平成22年3月31日(2010.3.31)</p>	<p>(73) 特許権者 000005348                  富士重工業株式会社                  東京都新宿区西新宿一丁目7番2号                  (74) 代理人 110000383                  特許業務法人 エビス国際特許事務所                  (72) 発明者 平瀬 浩美                  東京都新宿区西新宿一丁目7番2号 富士                  重工業株式会社内                   審査官 西堀 宏之</p>
---	---

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 最終減速装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

入力軸から伝達された回転駆動力を、出力ギヤが差動歯車機構部のディファレンシャルケースに同軸上に配置された直交軸ギヤによって90度曲げたのち、前記ディファレンシャルケースに同軸上に配置され、かつ前記直交軸ギヤの出力ギヤに連なったサンギヤが入力、かつインターナルギヤが固定、かつプラネタリキャリアが出力に割り当てられた減速機構部を介して前記ディファレンシャルケースに伝達すると共に、前記ディファレンシャルケースの内部で前記ディファレンシャルケースと一体的に回転する差動小歯車と、前記差動小歯車に噛み合う差動大歯車とによって、左右の出力軸に伝達する最終減速装置において、

10

前記直交軸ギヤの出力ギヤの径方向と前記ディファレンシャルケースとの間に、ラジアル負荷能力が大きい第1の軸受部材を配設し、かつ前記第1の軸受部材のインナレース及び前記ディファレンシャルケースと前記サンギヤとの間に、アキシアル負荷能力が大きい第2の軸受部材を配設し、かつ前記直交軸ギヤの出力ギヤと前記プラネタリキャリアとの間に、アキシアル負荷能力が大きい第3の軸受部材を配設したことを特徴とする最終減速装置。

【請求項2】

前記最終減速装置の外殻をなすケース本体に取り付けられ、かつ前記ディファレンシャルケースを回転可能に支持する第4の軸受部材を保持する保持部材の外周面部にインロー部を形成すると共に、前記インロー部に嵌合する嵌合部を前記インターナルギヤに形成し

20

、前記インロー部に前記嵌合部を嵌合させた状態で、前記インターナルギヤを前記ケース本体に固定することを特徴とする請求項 1 に記載の最終減速装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、最終減速装置に関し、特に、直交軸ギヤと、遊星歯車を用いた減速機構部とを備えた最終減速装置に関する。

【背景技術】

【0002】

従来、最終減速装置の直交軸ギヤにあつては、図 3 に示されるように、食い違い歯車、所謂ハイポイドギヤが用いられてきたが（例えば、特許文献 1 参照）、ハイポイドギヤは、オフセットが大きくなるにつれて低負荷時のフリクションが増加してしまう。そこで、図 4 に示されるように、ハイポイドギヤの代わりにオフセット 0 の交差軸歯車、所謂ベベルギヤやスパイラルベベルギヤ(1)を用いると共に、ベベルギヤ(1)と差動歯車機構部(2)との間に遊星歯車を用いた減速機構部(3)を介設することによって、最終減速装置の効率を改善することが考えられる（例えば、特許文献 2 参照）。

【0003】

【特許文献 1】特開 2007 - 40339 号公報

【特許文献 2】特開昭 64 - 6548 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

しかしながら、上記特許文献 2 の最終減速装置にあつては、図 4 に示されるように、ベベルリングギヤ(4)とサンギヤ(5)とを連ねるハウジング(6)が、差動箱(7)を介して左右の出力軸(8)、(8)に跨った状態で支持されている。このため、最終減速装置の大型化や重量増加を招くという問題があつた。

【0005】

そこで、このような問題を解決するために、図 5 に示されるように、ハウジング(6)を左右の出力軸(8)、(8)のうち一方の出力軸に支持されるように形成して、最終減速装置のコンパクト化を図ることが考えられる。しかしながら、装置のコンパクト化に伴ってベベルリングギヤ(4)や減速機構部(3)のインターナルギヤ(9)が片持ち支持されることとなるので、ベベルリングギヤ(4)やインターナルギヤ(9)の支持剛性を高めないと、動力伝達時に、ベベルリングギヤ(4)の回転が不安定になって歯当たり不良が発生したり、減速機構部(3)のプラネタリギヤ(10)などの同軸度が不良となり、効率が低下したり、異音が発生するという問題が生じる。

【0006】

本発明は、こうした事情に鑑みてなされたものであり、コンパクトでありながら、各種歯車の歯当たりの安定化による効率向上並びに異音発生を低減化を図ることができる最終減速装置を提供することを目的とする。

【0007】

上記目的を達成するため請求項 1 に記載の発明は、入力軸から伝達された回転駆動力を、出力ギヤが差動歯車機構部のディファレンシャルケースに同軸上に配置された直交軸ギヤによって 90 度曲げたのち、前記ディファレンシャルケースに同軸上に配置され、かつ前記直交軸ギヤの出力ギヤに連なったサンギヤが入力、かつインターナルギヤが固定、かつプラネタリキャリアが出力に割り当てられた減速機構部を介して前記ディファレンシャルケースに伝達すると共に、前記ディファレンシャルケースの内部で前記ディファレンシャルケースと一体的に回転する差動小歯車と、前記差動小歯車に噛み合う差動大歯車とによって、左右の出力軸に伝達する最終減速装置において、

前記直交軸ギヤの出力ギヤの径方向と前記ディファレンシャルケースとの間に、ラジアル負荷能力が大きい第 1 の軸受部材を配設し、かつ前記第 1 の軸受部材のインナレース及

10

20

30

40

50

び前記ディファレンシャルケースと前記サンギヤとの間に、アキシアル負荷能力が大きい第2の軸受部材を配設し、かつ前記直交軸ギヤの出力ギヤと前記プラネタリキャリアとの間に、アキシアル負荷能力が大きい第3の軸受部材を配設したことを特徴とする。

【0008】

請求項1に記載の発明によれば、動力伝達時に直交軸ギヤの出力ギヤにかかるラジアル荷重は第1の軸受部材が受け、アキシアル荷重は第1及び第2の軸受部材が分散して受けるようになる。これにより、最終減速装置の大型化や重量増加を招くことなく直交軸ギヤの出力ギヤの支持剛性を増加させることができるようになる。その結果、直交軸ギヤの出力ギヤが回転する際の軸ぶれがなくなり、回転がより安定化すると共に歯当たり不良が防止されるので、直交軸ギヤにおける歯当たり音を大幅に低減することができるようになる。

10

【0009】

上記目的を達成するため請求項2に記載の発明は、請求項1に記載の発明の構成において、前記最終減速装置の外殻をなすケース本体に取り付けられ、かつ前記ディファレンシャルケースを回転可能に支持する第4の軸受部材を保持する保持部材の外周面部にインロー部を形成すると共に、前記インロー部に嵌合する嵌合部を前記インターナルギヤに形成し、前記インロー部に前記嵌合部を嵌合させた状態で、前記インターナルギヤを前記ケース本体に固定することを特徴とする。

【0010】

請求項2に記載の発明によれば、インターナルギヤは、その嵌合部が保持部材のインロー部に嵌合することによって、位置決め精度及び支持剛性が向上した状態で、ケース本体に固定されることとなる。これにより、左右の出力軸やプラネタリギヤに対するインターナルギヤの同軸性能や支持剛性をより向上させることができるようになるので、減速歯車機構における各種歯車の噛み合い精度の向上及び歯当たり音の低減が図られることとなる。

20

【発明の効果】

【0011】

本発明の最終減速装置によれば、ケース本体を大型化することなくベベルリングギヤやインターナルギヤの支持剛性を高めることができるので、動力伝達時における各種歯車の歯当たり不良が低減すると共に、遊星歯車機構における同軸度の不良を低減した効率の良い最終減速装置を提供することができる。

30

【発明を実施するための最良の形態】

【0012】

本発明の実施の形態に係る最終減速装置について図1、2を参照して詳細に説明する。図1は、この最終減速装置の一実施形態を示した断面図、図2は、図1の側面図である。

【0013】

図1に示されるように、この発明による最終減速装置11は、直交軸ギヤ12、遊星歯車を用いた減速機構部13、差動歯車機構部14を備えている。

なお、図1、2の最終減速装置11にあっては、図示しない縦置きエンジンに連なったケース本体としてのトランスミッションケース15内に配置された状態を示しており、図1における紙面下側が前方、上側が後方、図2における紙面右側が前方となっている。

40

【0014】

直交軸ギヤ12は、ベベルピニオンギヤ121と、このベベルピニオンギヤ121に噛み合うベベルリングギヤ122とを備えている。ベベルピニオンギヤ121は、最終減速装置11の外殻をなすトランスミッションケース15に回転可能に支持された入力軸16の前端部に一体的に設けられている。また、ベベルリングギヤ122は、差動歯車機構部14のディファレンシャルケース141の径方向において同軸上に配設されている。

【0015】

減速機構部13は、ベベルリングギヤ122に一体的に連なると共にディファレンシャルケース141に相対回転可能に支持されたサンギヤ131と、トランスミッションケー

50

ス 1 5 に固定されたインターナルギヤ 1 3 2 と、サンギヤ 1 3 1 及びインターナルギヤ 1 3 2 に噛み合うプラネタリギヤ 1 3 3 と、プラネタリギヤ 1 3 3 を回転可能に支持すると共にディファレンシャルケース 1 4 1 に一体的に連なったプラネタリキャリア 1 3 4 とを備えている。

【 0 0 1 6 】

差動歯車機構部 1 4 は、プラネタリキャリア 1 3 4 が一体的に連なると共にトランスミッションケース 1 5 に回転可能に支持されたディファレンシャルケース 1 4 1 と、ディファレンシャルケース 1 4 1 内においてストレートピン 1 4 2 により抜け止め固定されたピニオンシャフト 1 4 3 と、ピニオンシャフト 1 4 3 に回転可能に支持された差動小歯車としての一对のディファレンシャルベベルピニオン 1 4 4 , 1 4 4 と、これらディファレンシャルベベルピニオン 1 4 4 , 1 4 4 に噛み合うと共に左右の出力軸 1 7 , 1 8 に連なった差動大歯車としての左右一对のディファレンシャルベベルギヤ 1 4 5 , 1 4 5 とを備えている。

10

【 0 0 1 7 】

詳述すると、入力軸 1 6 は、エンジン等の回転駆動力を伝達する動力伝達軸であって、その出力側（ベベルギヤ側）1 6 a が、トランスミッションケース 1 5 内の左右支持部 1 5 a , 1 5 b 間に配置されたアンギュラ玉軸受 1 9（背面組合せ）を介して回転可能に支持されている。このアンギュラ玉軸受 1 9 は、アキシャル荷重とラジアル荷重との合成荷重を受けるのに適し、かつモーメント剛性が高いため用いられている。また、この入力軸 1 6 の軸心方向と、左右の出力軸 1 7 , 1 8 の軸心方向とは直交していると共に、入力軸 1 6 の出力側 1 6 a の軸端部は、左側の出力軸 1 7 に対して近接配置されている。そして、この入力軸 1 6 の出力側 1 6 a の軸端部に、ベベルピニオンギヤ 1 2 1 が一体的に形成されている。このベベルピニオンギヤ 1 2 1 に噛み合うベベルリングギヤ 1 2 2 は、連結部材 1 2 3 を介してサンギヤ 1 3 1 に一体的に連なっている。なお、ここでは、連結部材 1 2 3 をベベルリングギヤ 1 2 2 の一部としてみなしている。

20

【 0 0 1 8 】

そして、ベベルリングギヤ 1 2 2 は、第 1 の軸受部材としてのラジアル軸受 2 0、第 2 の軸受部材としてのスラスト軸受 2 1 及びプッシュ 2 2 を介してディファレンシャルケース 1 4 1 に相対回転可能に支持されている。さらに、ベベルリングギヤ 1 2 2 とプラネタリキャリア 1 3 4 との間には、第 3 の軸受部材としてのスラスト軸受 2 3 が介設されている。

30

【 0 0 1 9 】

すなわち、連結部材 1 2 3 の外周部には、ベベルリングギヤ 1 2 2 の背面及び内周面に接合した状態でベベルリングギヤ 1 2 2 を複数の固定用ボルト 2 4 により連結部材 1 2 3 に固定するための固定部 1 2 4 が形成されている。固定部 1 2 4 は、背板部 1 2 4 a と座面部 1 2 4 b とを備えている。

【 0 0 2 0 】

背板部 1 2 4 a には、固定用ボルト 2 4 を挿通するための等配孔 1 2 4 a 1（但し、図 1 中にあるのは 1 つのみ図示）が形成されていると共に、ベベルリングギヤ 1 2 2 には、等配孔 1 2 4 a 1 を挿通した固定用ボルト 2 4 が螺合するネジ孔 1 2 2 a が形成されている。

40

【 0 0 2 1 】

座面部 1 2 4 b の外周側には、ベベルリングギヤ 1 2 2 が挿嵌されていると共に、座面部 1 2 4 b の内周側、つまりディファレンシャルケース対向面側には、ラジアル負荷能力が大きく重荷重用に適している軸受部材、例えば、ラジアル軸受 2 0（好ましくは、円筒ころ軸受）のアウトレースが嵌合されるようになっている。そして、このラジアル軸受 2 0 のインナレースは、ディファレンシャルケース 1 4 1 の外周面に凹み形成された嵌合部 1 4 1 a に嵌合している。すなわち、ベベルリングギヤ 1 2 2 の径方向、つまりベベルリングギヤ 1 2 2 とディファレンシャルケース 1 4 1 との間にはラジアル軸受 2 0 が配置されるので、動力伝達時にベベルリングギヤ 1 2 2 にかかるラジアル荷重はラジアル軸受 2

50

0 が受けるようになる。そのために、ベベルリングギヤ 1 2 2 の支持剛性がより増加して、ベベルピニオンギヤ 1 2 1 とベベルリングギヤ 1 2 2 との歯当たり音が低減するようになる。

【 0 0 2 2 】

なお、ラジアル軸受 2 0 は、円筒ころ軸受にのみ限定されるものではなく、その他のころ軸受、例えば、円すいころ軸受、自動調心ころ軸受、針状ころ軸受を用いてもよいし、また、玉軸受、例えば、深溝玉軸受、アンギュラ玉軸受を用いてもよい。また、転動体の列数は、単列にのみ限定されるものではなく、複列であってもよい。また、ラジアル荷重を受けることもできる軸受部材であれば、スラスト軸受を用いてもよい。

【 0 0 2 3 】

さらに、ラジアル軸受 2 0 のインナレース側方及びこのインナレースが嵌合したディファレンシャルケース 1 4 1 の嵌合部 1 4 1 a の側方と、サンギヤ 1 3 1 の軸端部、言い換えれば、連結部材 1 2 3 の内周側（連結部材 1 2 3 とサンギヤ 1 3 1 との結合部のこと）との対向面間には、アキシャル負荷能力が大きい第 2 の軸受部材としてのスラスト軸受 2 1 が介設されている。また、連結部材 1 2 3 とプラネタリキャリア 1 3 4 との対向面間には、アキシャル負荷能力が大きい第 3 の軸受部材としてのスラスト軸受 2 3 が介設されている。

【 0 0 2 4 】

すなわち、連結部材 1 2 3 を左右から挟むようにスラスト軸受 2 1 , 2 3 が配置されることによって、連結部材 1 2 3、つまりベベルリングギヤ 1 2 2 に図 1 中左から右方向にかかるアキシャル荷重（スラスト荷重）をスラスト軸受 2 3 が受け、図 1 中右から左方向にかかるアキシャル荷重をスラスト軸受 2 1 が受けるようになる。さらには、サンギヤ 1 3 1 とディファレンシャルケース 1 4 1 との対向面間には、ラジアル負荷能力のある軸受部材としての薄肉筒状のブッシュ 2 2 が介設されている。これにより、動力伝達時にベベルリングギヤ 1 2 2 にかかるアキシャル荷重をスラスト軸受 2 1 , 2 3 が分散して受けるようになると共に、サンギヤ 1 3 1 にかかるラジアル荷重をブッシュ 2 2 が受けるようになる。その結果、ベベルリングギヤ 1 2 2 の支持剛性がより増加して、ベベルピニオンギヤ 1 2 1 とベベルリングギヤ 1 2 2 との歯当たり音が低減することとなる。

【 0 0 2 5 】

なお、スラスト軸受 2 1 , 2 3 は、スラスト玉軸受（例えば、スラストアンギュラ玉軸受）またはスラストころ軸受（例えば、スラスト円筒ころ軸受、スラスト針状ころ軸受、スラスト円すいころ軸受）のどちらでもよい。また、アキシャル荷重を受けることもできる軸受部材であれば、ラジアル軸受を用いてもよい。

【 0 0 2 6 】

減速機構部 1 3 は、シングルピニオン式の遊星歯車機構が用いられており、ベベルリングギヤ 1 2 2 に連なったサンギヤ 1 3 1 が入力、インターナルギヤ 1 3 2 が固定、プラネタリキャリア 1 3 4 が出力に割り当てられている。サンギヤ 1 3 1 とインターナルギヤ 1 3 2 とに噛み合うプラネタリギヤ 1 3 3 は、プラネタリキャリア 1 3 4 によって回転可能に支持されていると共に、このプラネタリキャリア 1 3 4 は、ディファレンシャルケース 1 4 1 の外周面にスプライン嵌合することによって一体的に連なっている。

【 0 0 2 7 】

そして、この減速機構部 1 3 は、サンギヤ 1 3 1 から入力された回転数を、サンギヤ 1 3 1 の歯数  $a$  とインターナルギヤ 1 3 2 の歯数  $c$  とによって設定される減速比  $(a + c) / a$  により減速してディファレンシャルケース 1 4 1 に伝達する。また、この減速機構部 1 3 は、サンギヤ 1 3 1 の回転方向と同一方向に向かってプラネタリキャリア 1 3 4 が回転するようになっている。

【 0 0 2 8 】

なお、減速歯車機構部 1 3 にシングルピニオン式の遊星歯車機構を用いたが、これに限定されるものではなく、ダブルピニオン式の遊星歯車機構を用いてもよい。

【 0 0 2 9 】

10

20

30

40

50

ここで、インターナルギヤ 1 3 2 の支持構造について説明する。

インターナルギヤ 1 3 2 は、プラネタリギヤ 1 3 3 と噛み合うギヤ本体部 1 3 2 a から図 1 中右側の保持部材としてのアクスルシャフトホルダ 2 5 (以下、同様)の左端部にインロー、つまり精度良く位置決め保持されるように延設された嵌合部 1 3 2 b と、その嵌合部 1 3 2 b よりも外周側においてトランスミッションケースにインターナルギヤをボルト固定するための 2 つの固定フランジ部 1 3 2 c , 1 3 2 c (図 2 に図示)とを備えている。

【 0 0 3 0 】

嵌合部 1 3 2 b は、アクスルシャフトホルダ 2 5 にインローされた状態にあつては、インターナルギヤ 1 3 2 のアクスルシャフトホルダ側を塞ぐように側面視環状で断面 L 字状に形成されている。また、この嵌合部 1 3 2 b には油路 1 3 2 d が設けられており、嵌合部 1 3 2 b のアクスルシャフトホルダ側とプラネタリキャリア側との間で潤滑油が行き来できるようになっている。さらには、プラネタリキャリア 1 3 4 内部にも油路 1 3 4 a が形成されており、これら油路 1 3 2 d , 1 3 4 a を通過した潤滑油が、プラネタリギヤ 1 3 3 とプラネタリキャリア 1 3 4 との摺動部のみならず、インターナルギヤ 1 3 2 とプラネタリギヤ 1 3 3 との噛み合い面やサンギヤ 1 3 1 とプラネタリギヤ 1 3 3 との噛み合い面にも潤滑可能するようになっている。

【 0 0 3 1 】

2 つの固定フランジ部 1 3 2 c , 1 3 2 c は、図 2 に示されるように、それぞれの中央に固定用ボルト 2 7 , 2 7 が挿通するボルト孔 1 3 2 e , 1 3 2 e が形成されていると共に、各ボルト孔 1 3 2 e の中心位置は、インターナルギヤ 1 3 2 の外周半径とほぼ一致するようになっている。また、2 つの固定フランジ部 1 3 2 c , 1 3 2 c は、高低差がつくように 1 8 0 度の間隔をあけて設けられていると共に、高位側の固定フランジ部 1 3 2 c は、低位側よりも前側(エンジン側)に位置するようになっている。

【 0 0 3 2 】

アクスルシャフトホルダ 2 5 は、図 1 に示されるように、トランスミッションケース 1 5 と、ディファレンシャルケース 1 4 1 を回転可能に支持する第 4 の軸受部材としての単列アンギュラ玉軸受 2 6 のアウトレースとの間に介設されるものである。このアクスルシャフトホルダ 2 5 の一端部(ベベルリングギヤ側)には、インロー部 2 5 a (2 つの部材の取付精度をよくするための嵌め合い部のこと)が、単列アンギュラ玉軸受 2 6 のアウトレースに沿って延設されている。また、この単列アンギュラ玉軸受 2 6 のインナレースは、プラネタリキャリア 1 3 4 にかかるアキシャル荷重を受けるように配設されている。

【 0 0 3 3 】

なお、軸受部材は、単列アンギュラ玉軸受にのみに限定されるものではなく、ラジアル荷重、アキシャル荷重及びこれらの合成荷重を受けることができる軸受部材であれば、他の軸受部材を用いてもよい。

【 0 0 3 4 】

そして、図 1、2 に示されるように、アクスルシャフトホルダ 2 5 のインロー部 2 5 a の外周側にインターナルギヤ 1 3 2 の嵌合部 1 3 2 b を嵌合させることによって、インターナルギヤ 1 3 2 の位置決め精度及び支持剛性を向上させた状態で、各固定フランジ部 1 3 2 c を挿通し、トランスミッションケース 1 5 に形成されたボルト孔 1 5 c に螺合する廻り止めを兼ねた固定用ボルト 2 7 , 2 7 によって、インターナルギヤ 1 3 2 はトランスミッションケース 1 5 に強固にボルト固定されている。これにより、インターナルギヤ 1 3 2 の支持剛性と同軸性能とが大幅に向上するので、減速機構部 1 3 における各種ギヤ 1 3 1 ~ 1 3 3 の噛み合い精度の向上及び歯当たり音の低減が図られることとなる。

以上、インターナルギヤ 1 3 2 の支持構造について説明した。

【 0 0 3 5 】

そして、ディファレンシャルケース 1 4 1 に伝達された駆動力は、ピニオンシャフト 1 4 3 から一對のディファレンシャルベベルピニオン 1 4 4 , 1 4 4 に伝達されたのち、これらディファレンシャルベベルピニオン 1 4 4 , 1 4 4 に噛み合う一對のディファレンシ

10

20

30

40

50

ヤルベベルギヤ 1 4 5 , 1 4 5 から左右の出力軸 1 7 , 1 8 に伝達されることによって、  
図示しない左右の駆動輪が回転することとなる。

【 0 0 3 6 】

以上述べたように本発明によれば、動力伝達時に直交軸ギヤ 1 2 のベベルリングギヤ 1 2 2 にかかるラジアル荷重はラジアル軸受 2 0 が受け、アキシアル荷重はスラスト軸受 2 1 , 2 3 が分散して受けるようになる。これにより、最終減速装置 1 1 の大型化や重量増加を招くことなくベベルリングギヤ 1 2 2 の支持剛性を増加させることができるようになる。その結果、ベベルリングギヤ 1 2 2 が回転する際の軸ぶれがなくなり、回転がより安定化すると共に歯当たり不良が防止されるので、直交軸ギヤ 1 2 における歯当たり音を大幅に低減することができるようになる。

10

【 0 0 3 7 】

また、本発明によれば、インターナルギヤ 1 3 2 は、その嵌合部 1 3 2 b がアクスルシャフトホルダ 2 5 のインロー部 2 5 a に嵌合することによって、位置決め精度及び支持剛性が向上した状態で、トランスミッションケース 1 5 に強固にボルト固定されることとなる。これにより、インターナルギヤ 1 3 2 の支持剛性や同軸性能をより向上させることができるようになるので、減速機構部 1 3 における各種歯車 1 3 1 ~ 1 3 3 の噛み合い精度の向上及び歯当たり音の低減が図られることとなる。

【 0 0 3 8 】

なお、本実施形態にあつては、直交軸ギヤ 1 2 にオフセット 0 のベベルギヤを用いたが、これに限定されるものではなく、オフセットが 0 に近いハイポイドギヤ（食い違い軸歯車）を用いてもよい。

20

また、本実施形態は、直交軸ギヤを用いた最終減速装置に適用されるのみならず、平行軸ギヤを用いた最終減速装置にも適用することができる。また、リヤディファレンシャル装置にも適用することができる。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 3 9 】

【 図 1 】 本発明の実施の形態に係る最終減速装置の平断面図である。

【 図 2 】 図 1 の側面図である。

【 図 3 】 従来の最終減速装置を説明するためのスケルトン図である。

【 図 4 】 図 3 とは異なる従来の最終減速装置の模式図である。

30

【 図 5 】 図 4 とは異なる従来の最終減速装置の模式図である。

【 符号の説明 】

【 0 0 4 0 】

1 1 ... 最終減速装置

1 2 ... 直交軸ギヤ

1 2 1 ... ベベルピニオンギヤ（入力ギヤ）

1 2 2 ... ベベルリングギヤ（出力ギヤ）

1 2 3 ... 連結部材

1 3 ... 減速機構部

1 3 1 ... サンギヤ

40

1 3 2 ... インターナルギヤ

1 3 2 b ... 嵌合部

1 3 2 c ... 固定フランジ部

1 3 3 ... プラネタリギヤ

1 3 4 ... プラネタリキャリア

1 4 ... 差動歯車機構部

1 4 1 ... ディファレンシャルケース

1 4 4 ... ディファレンシャルベベルピニオン（差動小歯車）

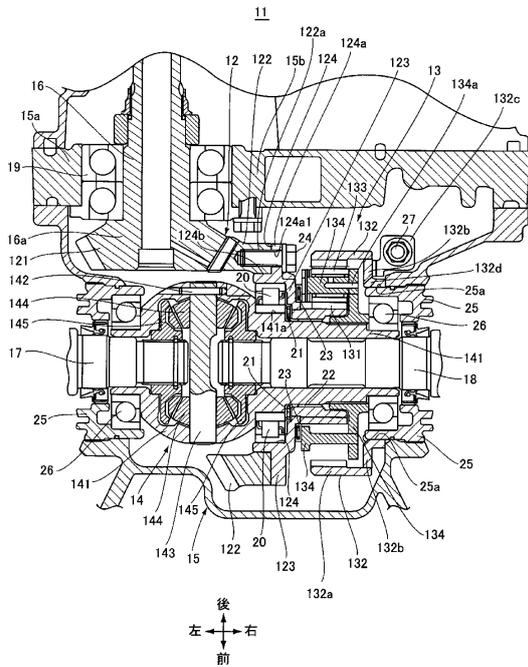
1 4 5 ... ディファレンシャルベベルギヤ（差動大歯車）

1 5 ... トランスミッションケース（ケース本体）

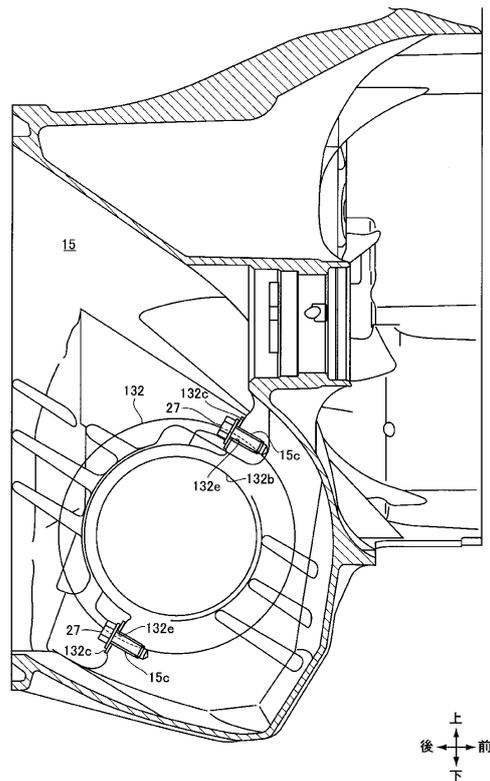
50

- 16 ... 入力軸
- 17 ... 左側の出力軸
- 18 ... 右側の出力軸
- 20 ... ラジアル軸受 (第1の軸受部材)
- 21 ... スラスト軸受 (第2の軸受部材)
- 23 ... スラスト軸受 (第3の軸受部材)
- 25 ... アクスルシャフトホルダ (保持部材)
- 25a ... インロー部
- 26 ... 単列アンギュラ玉軸受 (第4の軸受部材)

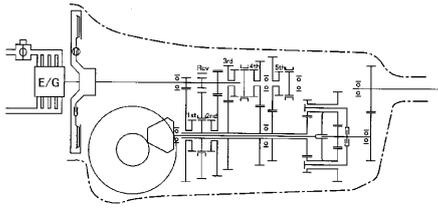
【図1】



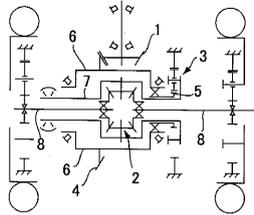
【図2】



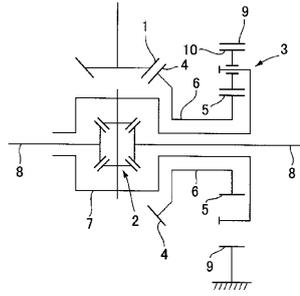
【図3】



【図4】



【図5】



---

フロントページの続き

- (56)参考文献 特開2003-127683(JP,A)  
特開平11-166609(JP,A)  
特開平5-332401(JP,A)  
特開昭55-163364(JP,A)  
特開昭54-050757(JP,A)  
特開平03-037459(JP,A)  
特開昭63-207722(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60K 17/10 - 17/26  
B60K 23/00 - 23/08  
F16H 48/00 - 48/30  
F16H 57/00 - 57/12