

(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2017-116092
(P2017-116092A)

(43) 公開日 平成29年6月29日 (2017.6.29)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 1 6 H 48/42 (2012.01)	F 1 6 H 48/42	3 J 0 2 7
F 1 6 H 48/08 (2006.01)	F 1 6 H 48/08	3 J 0 6 3
F 1 6 H 57/037 (2012.01)	F 1 6 H 57/037	
F 1 6 H 1/28 (2006.01)	F 1 6 H 1/28	

審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全 28 頁)

(21) 出願番号 特願2016-189118 (P2016-189118)	(71) 出願人 000238360
(22) 出願日 平成28年9月28日 (2016.9.28)	武威精密工業株式会社
(31) 優先権主張番号 特願2015-247944 (P2015-247944)	愛知県豊橋市植田町字大膳39番地の5
(32) 優先日 平成27年12月18日 (2015.12.18)	(74) 代理人 110002192
(33) 優先権主張国 日本国 (JP)	特許業務法人落合特許事務所
	(72) 発明者 森 裕之
	愛知県豊橋市植田町字大膳39番地の5
	武威精密工業株式会社内
	Fターム (参考) 3J027 FA36 FA37 FB02 HB07 HB12
	HC01 HC07 HC12 HC13 HC14
	3J063 AA02 AB13 BB11 BB44 CB01
	CB52

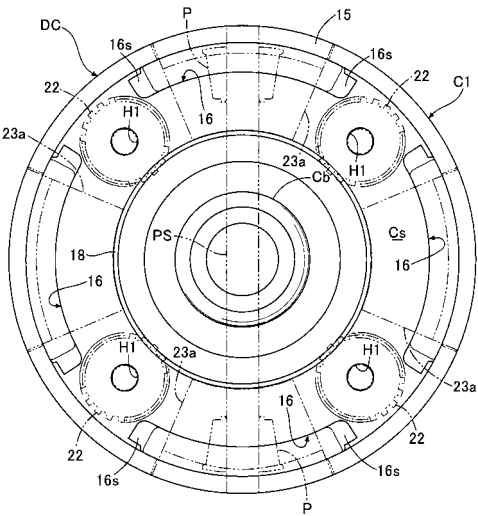
(54) 【発明の名称】 差動装置

(57) 【要約】

【課題】複数の遊星ギヤを各々支持する複数の第1シャフトを介して複数の遊星ギヤを支持するキャリアと結合可能な入力部材と、入力部材に少なくとも1つの第2シャフトを介して支持されて、自転及び公転が可能な差動ギヤと、差動ギヤに噛合する一对の出力ギヤとを備えた差動装置において、入力部材のキャリアとの対向壁に、複数の遊星ギヤを各々支持する複数の第1シャフトを嵌合可能な複数の凹部が形成されても、凹部の形成に因るデフケースの耐久性低下を抑制する。

【解決手段】差動装置Dの入力部材DCは、キャリア23との対向壁C1に、複数の第1シャフトPLをそれぞれ嵌合可能な複数の凹部H1を有すると共に、凹部H1が、全ての第2シャフトPSに対し、入力部材DCの周方向でずれた位置に配置される。

【選択図】 図5



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

複数の遊星ギヤ（22）を各々支持する複数の第1シャフト（PL）を介して該複数の遊星ギヤ（22）を支持するキャリア（23）と結合可能な入力部材（DC）と、

前記入力部材（DC）に少なくとも1つの第2シャフト（PS, PS'）を介して支持されて、前記入力部材（DC）に対し自転可能であると共に前記入力部材（DC）の回転中心回りに公転可能な差動ギヤ（P）と、

前記差動ギヤ（P）に噛合する一对の出力ギヤ（S）と、を備え、

前記入力部材（DC）は、前記キャリア（23）との対向壁（C1, C1'）に、前記複数の第1シャフト（PL）をそれぞれ嵌合可能な複数の凹部（H1, H1'）を有すると共に、前記複数の凹部（H1, H1'）は、全ての前記第2シャフト（PS, PS'）に対し、前記入力部材（DC）の周方向でずれた位置に配置される、差動装置。

10

【請求項 2】

前記一对の出力ギヤ（S）は、一对の出力軸（J1, J2）に接続される軸部（Sj）を有し、

前記入力部材（DC）は、前記軸部（Sj）を同心状に圍繞するボス部（Cb）と、外側面を前記出力軸（J1, J2）と直交する平坦面として前記ボス部（Cb）に連設された側壁部（Cs, Cs'）とを有する、請求項1に記載の差動装置。

【請求項 3】

前記複数の凹部（H1, H1'）は、前記キャリア（23）と前記入力部材（DC）とを結合する溶接部（wa）に対し、前記入力部材（DC）の周方向でずれた位置に配置される、請求項1または2に記載の差動装置。

20

【請求項 4】

複数の遊星ギヤ（22）を各々支持する複数の第1シャフト（PL）の一端部を支持するキャリアカバー（123b）と結合可能なキャリア本体部（123a）および前記キャリア本体部（123a）と一体に形成される壁部（Cs, Cs'）を備える一方のカバー部（C10, C100）と、前記一方のカバー部（C10, C100）と結合可能な他方のカバー部（C2, C200）と、を有する入力部材（DC）と、

前記入力部材（DC）に少なくとも1つの第2シャフト（PS, PS'）を介して支持されて、前記入力部材（DC）に対し自転可能であると共に前記入力部材（DC）の回転中心回りに公転可能な差動ギヤ（P）と、

30

前記差動ギヤ（P）に噛合する一对の出力ギヤ（S）と、を備え、

前記一方のカバー部（C10, C100）は、前記複数の第1シャフト（PL）の他端部の各々を挿入可能な複数の凹部（H1, H1'）を有し、

前記複数の凹部（H1, H1'）は、全ての前記第2シャフト（PS, PS'）に対し、前記入力部材（DC）の周方向でずれた位置に配置される、差動装置。

【請求項 5】

前記一对の出力ギヤ（S）は、一对の出力軸（J1, J2）に接続される軸部（Sj）を有し、

前記一方のカバー部（C10, C100）及び前記他方のカバー部（C2, C200）の各々は、前記軸部（Sj）を同心状に圍繞するボス部（Cb）と、外側面を前記出力軸（J1, J2）と直交する平坦面として前記ボス部（Cb）に連設された側壁部（Cs, Cs'）とを有する、請求項4に記載の差動装置。

40

【請求項 6】

前記出力ギヤ（S）の歯数をZ1とし、前記差動ギヤ（P）の歯数をZ2とし、前記第2シャフト（PS, PS'）の直径をd2とし、ピッチ円錐距離をPCDとしたときに、

【数 9】

$$d2/PCD \leq 3.36 \cdot \left(\frac{1}{Z1}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \sin\left(\tan^{-1}\frac{Z1}{Z2}\right)$$

を満たし、

且つ $Z1 / Z2 > 2$ を満たす、請求項 1 ～ 5 の何れかに記載の差動装置。

【請求項 7】

$Z1 / Z2 \geq 4$ を満たす、請求項 6 に記載の差動装置。

【請求項 8】

$Z1 / Z2 \geq 5$ 、8 を満たす、請求項 6 に記載の差動装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、例えば自動車などの車両に好適な差動装置に関する。

【背景技術】

【0002】

従来の差動装置、特にデフケース（入力部材）が、遊星ギヤ支持用のシャフトを支持するキャリアプレートを兼ねる差動装置において、デフケースに支持されて差動機構のピニオン（差動ギヤ）を支持する差動ギヤ支持用のシャフトと、遊星ギヤ支持用のシャフトとがデフケースの周方向で同一の位置に配置されたものが、例えば特許文献 1 に開示されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献 1】特開 2001-121980 号公報

【特許文献 2】特許第 4803871 号公報

【特許文献 3】特開 2002-364728 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

ところでピニオン（即ち差動ギヤ）及び該ピニオンと噛合する一対のサイドギヤ（即ち出力ギヤ）を含む差動装置において、サイドギヤの歯数をピニオンの歯数よりも十分大きく設定し得るようにサイドギヤをピニオンに対し十分大径化することで、軸方向に扁平な差動装置とすることが考えられる。

【0005】

この場合、扁平な差動装置に、特許文献 1 に開示の上述したようなシャフトの配置構成をそのまま適用すると、扁平なデフケースにおいて、差動ギヤ支持用のシャフトと遊星ギヤ用シャフトの周方向位置が一致する部分に荷重が集中し易くなって、デフケースの耐久性が低下する虞れがある。

【0006】

本発明は、斯かる事情に鑑みてなされたもので、簡単な構造で上記問題を解決し得る差動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】

【0007】

上記目的を達成するために、本発明に係る差動装置は、複数の遊星ギヤを各々支持する複数の第 1 シャフトを介して該複数の遊星ギヤを支持するキャリアと結合可能な入力部材と、前記入力部材に少なくとも 1 つの第 2 シャフトを介して支持されて、前記入力部材に対し自転可能であると共に前記入力部材の回転中心回りに公転可能な差動ギヤと、前記差動ギヤに噛合する一対の出力ギヤと、を備え、前記入力部材は、前記キャリアとの対向壁

10

20

30

40

50

に、前記第 1 シャフトをそれぞれ嵌合可能な複数の凹部を有すると共に、前記複数の凹部は、全ての前記第 2 シャフトに対し、前記入力部材の周方向でずれた位置に配置される。

【0008】

好適には、前記一对の出力ギヤは、一对の出力軸に接続される軸部を有し、前記入力部材は、前記軸部を同心状に圍繞するボス部と、外側面を前記出力軸と直交する平坦面として前記ボス部に連設された側壁部とを有する。

【0009】

好適には、前記複数の凹部は、前記キャリアと前記入力部材とを結合する溶接部に対し、前記入力部材の周方向でずれた位置に配置される。

10

【0010】

また、上記目的を達成するために、本発明に係る差動装置は、複数の遊星ギヤを各々支持する複数の第 1 シャフトの一端部を支持するキャリアカバーと結合可能なキャリア本体部および前記キャリア本体部と一体に形成される壁部を備える一方のカバー部と、前記一方のカバー部と結合可能な他方のカバー部と、を有する入力部材と、前記入力部材に少なくとも 1 つの第 2 シャフトを介して支持されて、前記入力部材に対し自転可能であると共に前記入力部材の回転中心回りに公転可能な差動ギヤと、前記差動ギヤに嚙合する一对の出力ギヤと、を備え、前記一方のカバー部は、前記複数の第 1 シャフトの他端部の各々を挿入可能な複数の凹部を有し、前記複数の凹部は、全ての前記第 2 シャフトに対し、前記入力部材の周方向でずれた位置に配置される。

20

【0011】

好適には、前記一对の出力ギヤは、一对の出力軸に接続される軸部を有し、前記一方のカバー部及び前記他方のカバー部の各々は、前記軸部を同心状に圍繞するボス部と、外側面を前記出力軸と直交する平坦面として前記ボス部に連設された側壁部とを有する。

【0012】

好適には、前記出力ギヤの歯数を Z_1 とし、前記差動ギヤの歯数を Z_2 とし、前記第 2 シャフトの直径を d_2 とし、ピッチ円錐距離を PCD としたときに、

【0013】

【数 9】

30

$$d_2/PCD \leq 3.36 \cdot \left(\frac{1}{Z_1}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \sin\left(\tan^{-1}\frac{Z_1}{Z_2}\right)$$

を満たし、

且つ $Z_1 / Z_2 > 2$ を満たしている。

【0014】

また、好適には、 $Z_1 / Z_2 \geq 4$ を満たしている。

【0015】

また、好適には、 $Z_1 / Z_2 \geq 5.8$ を満たしている。

【発明の効果】

40

【0016】

本発明によれば、差動装置の軸方向での扁平化によりデフケースが扁平化された場合でも、凹部の形成に因るデフケースの耐久性低下を効果的に抑制可能となる。

【図面の簡単な説明】

【0017】

【図 1】本発明の第 1 実施形態に係る差動装置及び減速歯車機構のスケルトン図

【図 2】本発明の第 1 実施形態に係る差動装置及び減速歯車機構の要部縦断面図

【図 3】本発明の第 1 実施形態に係る差動装置をその中心部から第 1 カバー部側に見た横断面図（図 2 の A 3－A 3 線断面図）

【図 4】図 2 の A 4－A 4 線断面図

50

【図 5】 キャリアを結合する前のデフケース（第 1 カバー部）をキャリア側から見た側面図

【図 6】 図 2 の A 6 矢視部を拡大して示す拡大断面図

【図 7】 本発明の第 2 実施形態に係る差動装置の要部を示す拡大断面図

【図 8】 本発明の第 3 実施形態に係る差動装置及び減速歯車機構の要部縦断面図（図 2 対応図）

【図 9】 本発明の第 4 実施形態に係る差動装置及び減速歯車機構の要部縦断面図（図 2 対応図）

【図 10】 本発明の第 5 実施形態に係る差動装置及び減速歯車機構の要部縦断面図（図 2 対応図）

【図 11】 従来 of 差動装置の一例を示す縦断面図

【図 12】 ピニオンの歯数を 10 とした時の歯数比率に対するギヤ強度変化率の関係を示すグラフ

【図 13】 ピッチ円錐距離の変化率に対するギヤ強度変化率の関係を示すグラフ

【図 14】 ピニオンの歯数を 10 とした時のギヤ強度を 100 % 維持する場合における歯数比率に対するピッチ円錐距離の変化率の関係を示すグラフ

【図 15】 ピニオンの歯数を 10 とした時の歯数比率と、シャフト径／ピッチ円錐距離の比率との関係を示すグラフ

【図 16】 ピニオンの歯数を 6 とした時の歯数比率と、シャフト径／ピッチ円錐距離の比率との関係を示すグラフ

【図 17】 ピニオンの歯数を 12 とした時の歯数比率と、シャフト径／ピッチ円錐距離の比率との関係を示すグラフ

【図 18】 ピニオンの歯数を 20 とした時の歯数比率と、シャフト径／ピッチ円錐距離の比率との関係を示すグラフ

【発明を実施するための形態】

【0018】

本発明の実施の形態を、図面を基に説明する。

【0019】

先ず、図 1～図 6 を参照して、本発明の第 1 実施形態を説明する。図 1 において、自動車に搭載される動力源としてのエンジン（図示せず）には、減速歯車機構 R G を介して差動装置 D が接続される。差動装置 D は、エンジンから減速歯車機構 R G を経てデフケース D C に伝達される回転力を、車幅方向に並列する図示しない一対の車軸にそれぞれ連なる出力軸 J 1, J 2 に分配して伝達することにより、両車軸を、両車軸の差動回転を許容しつつ駆動するためのものであって、例えば、車体前部のエンジンの横に配置されたミッションケース M 内に、減速歯車機構 R G を隣接させた状態で減速歯車機構 R G と共に収容される。尚、エンジンと減速歯車機構 R G との間には、従来周知の動力断接機構や前後進切換機構（何れも図示せず）が介装される。またデフケース D C の回転軸線 L は、出力軸 J 1, J 2 の中心軸線と一致する。

【0020】

尚、本明細書において、「軸方向」とは、出力軸 J 1, J 2 の中心軸線（即ちデフケース D C 及びサイドギヤ S の回転軸線 L）や減速歯車機構 R G の各ギヤの軸線に沿う方向をいい、また「径方向」とは、デフケース D C 及びサイドギヤ S の径方向をいう。

【0021】

減速歯車機構 R G は、例えば、デフケース D C の一端部に同心状に回転自在に嵌合支持されるサンギヤ 20 と、サンギヤ 20 を同心状に囲繞してミッションケース M の内壁に固定される大径のリングギヤ 21 と、サンギヤ 20 及びリングギヤ 21 間に介装されて両ギヤ 20, 21 に噛合する複数（例えば 4 個）の遊星ギヤ 22 と、遊星ギヤ 22 を軸支するキャリア 23 とを備えている。サンギヤ 20 は、例えば、図示しない連動機構を介してエンジンのクランク軸に連結されており、該サンギヤ 20 に入力された動力が、遊星ギヤ 22 及びキャリア 23 を順次経てデフケース D C に減速して伝達される。

【0022】

キャリア23は、例えば、デフケースDCよりも小径の円形リング状に形成されたキャリアベース23bと、キャリアベース23bの端面に互いに周方向に間隔をおいて一体に連設されて軸方向に各々延びる複数（例えば4個）のアーム部（キャリア本体部）23aとを有する。各々のアーム部23aは、例えば、デフケースDCの回転軸線Lと直交する投影面で見ると扇形状に形成されており、各々のアーム部23aの先端部（即ちキャリア23の軸方向端部）が、後述するようにデフケースDCと溶接wにより結合される。

【0023】

遊星ギヤ22は、例えば、キャリア23の周方向に隣り合うアーム部23aの相互間の空間に配置される。また遊星ギヤ22は、上記空間を縦通する第1シャフトとしての枢軸PLに回転自在に貫通支持される。枢軸PLの一端部（枢軸PLの他端部）は、例えば、キャリア23（より具体的にはキャリアベース23b）に設けた貫通孔H2に嵌合支持され、嵌合支持された嵌合支持部が適当な結合手段（例えば、溶接、接着、カシメ、圧入等）で結合されることで枢軸PLの一端部がキャリア23に固定される。また、枢軸PLのキャリア23への固定は、後述する第4実施形態のように、抜け止め用のピンを用いて固定させてもよい。

10

【0024】

また、枢軸PLの他端部（枢軸PLの一端部）は、後述するようにデフケースDCのキャリア23との対向壁（即ち後述する第1カバー部C1の側壁部Cs）に設けた凹部としての有底の凹孔H1に嵌合支持される。これにより、枢軸PLは、キャリア23のキャリアベース23bとデフケースDCとにより両持ち支持される。

20

【0025】

デフケースDCの一端部（本実施形態では、図2の紙面上で見て右端部）は、例えば、軸受2を介してミッションケースMに回転自在に支持される。一方、デフケースDCの他端部側では、図示はしないが、例えば、サンギヤ20、キャリア23又は出力軸J1のうちの少なくとも1つが、ミッションケースMに回転自在に支持される。これにより、相互に一体的に回転するデフケースDC及びキャリア23の結合体が、ミッションケースMに回転自在に支持される。

【0026】

またミッションケースMには、各出力軸J1、J2が嵌挿される貫通孔Maが形成される。貫通孔Maの内周と各出力軸J1、J2の外周との間には、その間をシールする環状のシール部材3が介装される。またミッションケースMの底部には、例えば、ミッションケースMの内部空間1に臨んで所定量の潤滑油を貯溜するオイルパン（図示せず）が設けられている。そして、オイルパンに貯溜した潤滑油が、ミッションケースMの内部空間1において減速歯車機構RGの可動要素やデフケースDC等の回転により周辺に掻き上げられ飛散することで、デフケースDCの内外に存する機械運動部分を潤滑できるようになっている。尚、オイルパンに貯溜した潤滑油をオイルポンプ（図示せず）で吸引して、ミッションケースMの内部空間1の特定部位、例えば、減速歯車機構RGやデフケースDC、或いはその周辺のミッションケースMの内壁に向けて強制的に噴射又は散布させるようにしてもよい。

30

40

【0027】

差動装置Dは、例えば、デフケースDCと、デフケースDC内に收容される複数のピニオンPと、デフケースDC内に收容されてピニオンPを回転自在に支持するピニオンシャフトPSと、デフケースDC内に收容されてピニオンPに対し左右両側より噛合し、且つ一對の出力軸J1、J2にそれぞれ接続される一對のサイドギヤSとを備える。また、サイドギヤSは出力ギヤの一例であり、ピニオンPは差動ギヤの一例であり、ピニオンシャフトPSは差動ギヤ支持部の一例であり、デフケースDCは、入力部材の一例である。

【0028】

ピニオン（ピニオンギヤ）Pは、デフケースDCに收容支持されており、デフケースDCに対し径方向の軸線回りに自転可能であると共にデフケースDCの回転に伴いデフケー

50

スDCの回転中心回りに公転可能である。

【0029】

デフケースDCは、例えば、ピニオンシャフトPSと共に回転し得るようピニオンシャフトPSを支持する短円筒状（筒状）のケース部（周壁部）4と、一对のサイドギヤSの外側をそれぞれ覆い且つケース部4と一体的に回転する一对のカバー部C1、C2とを有する。

【0030】

一对のカバー部C1、C2のうち、減速歯車機構RG側の第1カバー部C1は、例えば、ケース部4と一体に形成されている。第1カバー部C1は、例えば、溶接wによってキャリア23と連結される。また第2カバー部C2は、例えば、ケース部4にボルトB等の結合手段を以て着脱可能に結合される。尚、結合手段としては、ボルトB以外の適当な結合手段、例えば、カシメ、接着、溶接等の結合手段を採用してもよい。また、第1カバー部C1を、第2カバー部C2と同様にケース部4とは別体に形成して、ケース部4にボルトB等の結合手段を以て結合してもよい。

【0031】

第1、第2カバー部C1、C2は、例えば、サイドギヤSの後述する軸部Sjを同心状に圍繞して回転自在に嵌合支持する円筒状のボス部Cbと、外側面の全部又は大部分をデフケースDCの回転軸線Lと直交する平坦面としてボス部Cbの軸方向内端に一体に連設される板状で環状の側壁部Csとを備えている。また、側壁部Csの外周端部はケース部4に一体に又は着脱可能に結合される。側壁部Csは、上記のように平坦面としたことで、軸方向外方側に大きく張出すことが抑えられるから、差動装置Dの軸方向の扁平化を図る上で有利である。

【0032】

一方のカバー部（本実施形態では第1カバー部C1）のボス部Cbの内周面には、出力軸J1の外周面が相対回転自在に直接嵌合している。そして、その相対回転に伴いボス部Cbの軸方向外端から内端側に向かって潤滑油を強制的に給送し得る螺旋状の凹溝8がボス部Cbの内周面に形成される。また、他方のカバー部（本実施形態では第2カバー部C2）のボス部Cbの内周面には、他方のカバー部C2（より具体的にはカバー部C2のボス部Cb）と同側のサイドギヤSの軸部Sjとの相対回転に伴い該ボス部Cbの軸方向外端から内端側に向かって潤滑油を強制的に給送し得る螺旋状の凹溝8'が形成される。

【0033】

ピニオンシャフトPSは、例えば、デフケースDC内でデフケースDCの回転軸線Lと直交するように配置されるものであって、筒状のケース部4に一直径線上に設けた一对の貫通支持孔4aに、ピニオンシャフトPSの両端部がそれぞれ抜差可能に挿通される。そして、ピニオンシャフトPSは、ピニオンシャフトPSの一端部を貫通してケース部4に挿着される抜け止めピン5を以て、ケース部4に固定される。抜け止めピン5は、例えば、ケース部4にボルト止めした第2カバー部C2に抜け止めピン5の外端を当てがうことで、ケース部4からの抜け止めがなされる。

【0034】

ところで本実施形態では、第2シャフトとしてのピニオンシャフトPSを直線棒状に形成して、ピニオンシャフトPSの両端部に2個のピニオンPをそれぞれ支持させるようにしたものを示したが、ピニオンPを3個以上設けてもよい。その場合には、ピニオンシャフトPSを、3個以上のピニオンPに対応してデフケースDCの回転軸線Lから三方向以上に枝分かれして放射状に延びる交差棒状（例えば、ピニオンPが4個の場合には十字状）に形成し、ピニオンシャフトPSの各先端部にピニオンPを各々支持させるようにする。またケース部4は、ピニオンシャフトPSの各端部を取付支持し得るように複数のケース要素に分割構成する。

【0035】

尚、第2シャフトとしてのピニオンシャフトPSを複数（より具体的には複数のピニオンPと同数）用意してデフケースDCに別々に取付けるようにし、取付けた複数のピニオ

10

20

30

40

50

ンシャフト P S で複数のピニオン P を個別に支持させてもよい。

【0036】

またピニオン P は、ピニオンシャフト P S に直接嵌合させてもよいし、軸受ブッシュ等の軸受手段を介して嵌合させてもよい。尚、ピニオンシャフト P S は、図 2、図 3 に示すように全長に亘り略一様等径の軸状としてもよいし、或いは段付き軸状としてもよい。またピニオンシャフト P S の、ピニオン P との嵌合面には、例えば、嵌合面への潤滑油の流通を十分に確保するための平坦な切欠き面 6（図 3 参照）が形成され、切欠き面 6 とピニオン P の内周面との間に、潤滑油の流通可能な油路が確保される。

【0037】

またピニオン P 及びサイドギヤ S は、例えば、ベベルギヤに形成されており、しかもピニオン P 及びサイドギヤ S の歯部を含む全体が各々鍛造等の塑性加工で形成されている。そのため、ピニオン P 及びサイドギヤ S の歯部を切削加工する場合のような機械加工上の制約を受けることなく歯部を任意の歯数比を以て高精度に形成可能である。尚、ピニオン P 及びサイドギヤ S としては、ベベルギヤに代えて他のギヤを採用してもよく、例えば、サイドギヤ S をフェースギヤとし且つピニオン P を平歯車又は斜歯歯車としてもよい。

【0038】

また、一对のサイドギヤ S は、例えば、一对の出力軸 J 1、J 2 の内端部がそれぞれスプライン嵌合 7 にされる円筒状の軸部 S j と、軸部 S j から径方向外方に離れた位置に在ってピニオン P に噛合する歯面を有する円環状の歯部 S g と、軸部 S j の内端部から歯部 S g の内周端部に向かって径方向外方に延びる扁平なリング板状に形成される中間壁部 S m とを備えており、中間壁部 S m により、軸部 S j と歯部 S g の内周端部との間が一体に接続される。そして、サイドギヤ S の背面 f のうち、歯部 S g の背面部分 f g は、中間壁部 S m の背面部分 f m よりも軸方向外方に張り出している。

【0039】

尚、各サイドギヤ S の軸部 S j は、例えば、各カバー部 C 1、C 2 のボス部 C b に回転自在に直接嵌合しているが、軸受を介して嵌合させてもよい。

【0040】

左右少なくとも一方（本実施形態では両方）のサイドギヤ S の中間壁部 S m には、例えば、中間壁部 S m を軸方向に横切るよう貫通する複数の貫通油路 9 が周方向に間隔をおいて形成される。従って、デフケース D C 内では、貫通油路 9 を通して、サイドギヤ S の内方側と外方側との間での潤滑油の流通がスムーズに行われる。尚、図示はしないが、少なくとも一方のカバー部 C 1、C 2 の側壁部 C s には、デフケース D C の内外での潤滑油の流通を許容する複数の貫通孔を周方向に間隔をおいて設けるようにしてもよい。

【0041】

また、各カバー部 C 1、C 2 の側壁部 C s の内側面、即ちサイドギヤ S の背面 f との対向面には、サイドギヤ S の歯部 S g の背面部分 f g が、ワッシャ W を介して回転自在に当接、支持される。尚、ワッシャ W は、例えば、カバー部 C 1、C 2 の側壁部 C s の内側面と、サイドギヤ S の歯部 S g の背面部分 f g との相対向面の少なくとも一方（本実施形態では側壁部 C s の内側面）に形成した環状のワッシャ保持溝 10 に嵌合、保持される。

【0042】

またカバー部 C 1、C 2 の側壁部 C s の内側面は、例えば、前述の如くサイドギヤ S の歯部 S g の背面部分 f g が中間壁部 S m の背面部分 f m よりも軸方向外方に張り出していることに対応して、側壁部 C s の、歯部 S g の背面部分 f g に対応する部分よりも中間壁部 S m の背面部分 f m に対応する部分の方が軸方向内方に張り出すように（即ち軸方向厚肉に）形成される。これにより、側壁部 C s のサイドギヤ S に対する支持剛性が効果的に高められる。

【0043】

各々のサイドギヤ S の背面 f のうち、ワッシャ W に当接する当接面の最外周端 f e は、例えば、図 6 に示されるように、サイドギヤ S 及びピニオン P の相互の噛合部 I の最外周端に対しサイドギヤ S の径方向で同一の位置に在り、しかも当接面の最外周端 f e よりも

10

20

30

40

50

ワッシャWの外周端部Weの方が径方向外方に延びている。

【0044】

次に、図4～図6を参照して、キャリア23とデフケースDCとの溶接構造について、具体的に説明する。デフケースDC（より具体的には第1カバー部C1）の外周端部DCoのキャリア23側の側面には、例えば、キャリア23とは反対側に窪み且つその窪みがデフケースDCの外周端部DCoの径方向外端面DCoeまで延びる円環状の段部15が凹設される。図4、図5に明示されるように、段部15は、例えば、遊星ギヤ22の回転軸線と直交する投影面を見て、遊星ギヤ22と重ならない位置、即ち遊星ギヤ22よりも第1カバー部C1の径方向外方側の位置に形成される。尚、図4～図6において、段部15は、後述する溶接の工程前の形態を示している。

10

【0045】

本明細書において、デフケースDC（より具体的には第1カバー部C1）の外周端部DCoとは、デフケースDCの径方向外端面DCoeのみならず、径方向外端面DCoeより径方向内方側の、径方向外端面DCoeに近い所定領域も含まれる概念である。

【0046】

また第1カバー部C1のキャリア23側の側面には、例えば、段部15の径方向内方側に隣接した、段部15よりも深い複数の円弧状の凹部16が周方向に互いに間隔をおいて凹設される。凹部16は、キャリア23の複数のアーム部23aにそれぞれ対応した位置に形成される。しかも各々の凹部16は、キャリア23の各々のアーム部23aの先端部（即ち後述する突部23af）の、少なくとも周方向で一方端（本実施形態では両端）よりも外方側に延びている。そして、外方側に延出した凹部16の周方向端部は、緩やかに立ち上がる緩斜面16sに各々形成される。

20

【0047】

また第1カバー部C1のキャリア23側の側面には、例えば、キャリア23の複数のアーム部23aの内周面に係合させる円環状の位置決め突部18が一体に突設されている。位置決め突部18に複数のアーム部23aの内周面を係合させることで、デフケースDCに対するキャリア23の径方向位置決めが簡単且つ的確に行われる。

【0048】

一方、キャリア23の軸方向端部、即ち各々のアーム部23aの先端部には、例えば、アーム部23aの先端面より軸方向でデフケースDC側に張出し且つアーム部23aの径方向外周面より径方向外方側に張出すフランジ状の突部23afが一体に形成されている。各々の突部23afの軸方向先端面のうち径方向内方側部分は、凹部16の深さに対応した小空隙17を挟んで凹部16の底面に対向しており、径方向外方側部分は段部15に当接し、その当接部がレーザトーチT（図6参照）を以て溶接wされることで、キャリア23がデフケースDCと連結される。そして、段部15とキャリア23（具体的には突部23af）との溶接部waは、デフケースDCの外周端部DCoに含まれている。また、突部23afの径方向外端面は、本実施形態ではデフケースDCの外周端部DCoの径方向外端面DCoeの、段部15と隣接する部分と面一に連続するように形成されるが、段部15と隣接する部分との間に多少の高低差を設定するようにしてもよい。

30

【0049】

またデフケースDCの第1カバー部C1に関し、例えば、段部15及び凹部16は、段部15及び凹部16の形態に対応した鋳造型又は鍛造型を用いて鋳造法又は鍛造法で成形される。

40

【0050】

ところで上述したように、デフケースDCのキャリア23との対向壁（即ち第1カバー部C1の側壁部Cs）には、遊星ギヤ22を支持する枢軸PLの端部がそれぞれ嵌合可能な複数の凹部としての凹孔H1が形成されているが、複数の凹孔H1は、何れも差動ギヤとしてのピニオンPとピニオンPを支持するピニオンシャフトPSとに対して、デフケースDCの周方向でずれた位置（つまりデフケースDCの回転軸線Lと直交する投影面を見てピニオンP及びピニオンシャフトPSと重ならない位置）に配置される。また、本実施

50

形態では、複数の凹孔H 1は、何れもキャリア2 3（より具体的にはアーム部2 3 aの先端部）とデフケースD Cとを結合する溶接部w aに対し、デフケースD Cの周方向でずれた位置に配置される。

【0051】

次に、第1実施形態の作用について説明する。

【0052】

本実施形態の差動装置Dは、エンジンから減速歯車機構R Gを介してデフケースD Cに回転力を受けた場合に、ピニオンPがピニオンシャフトP S回りに自転しないでデフケースD Cと共にデフケースD Cの回転軸線L回りに公転するときは、デフケースD CからピニオンPを介して左右のサイドギヤSが同速度で回転駆動されて、サイドギヤSの駆動力が均等に左右の出力軸J 1, J 2に伝達される。また、自動車の旋回走行等により左右の出力軸J 1, J 2に回転速度差が生じるときは、ピニオンPが自転しつつ公転することで、ピニオンPから左右のサイドギヤSに対して差動回転を許容しつつ回転駆動力が伝達される。以上は、従来周知の差動装置の作動と同様である。

【0053】

ところで本実施形態では、デフケースD Cの外周端部D C oのキャリア2 3側の側面に、キャリア2 3とは反対側に窪み且つその窪みがデフケースD Cの外周端部D C oの径方向外端面D C o eまで延びていて、キャリア2 3の軸方向端部（即ち複数のアーム部2 3 aの各先端部の突部2 3 a f）と当接する段部1 5が凹設されている。そして、段部1 5とキャリア2 3の軸方向端部（より具体的には突部2 3 a f）とを突き合わせるように当接させた状態で、段部1 5とキャリア2 3の軸方向端部との当接部を溶接wすることで、デフケースD C（より具体的には第1カバー部C 1）と減速歯車機構R G（より具体的にはキャリア2 3）とが連結される。このとき、段部1 5とキャリア2 3の軸方向端部（より具体的には突部2 3 a f）との当接部が溶接部w aとなる。

【0054】

溶接作業は、例えば、図6に鎖線で示すように第1カバー部C 1の径方向外方よりも外側の方に配備される溶接用レーザトーチTから、段部1 5とキャリア2 3の軸方向端部と当接部の径方向外端に向けてレーザを照射し且つ第1カバー部C 1及びレーザトーチTの何れか一方（例えばレーザトーチT）を何れか他方（例えば第1カバー部C 1）に対し、デフケースD Cの回転軸線L回りに緩やかに相対回転させることで行われる。これにより、レーザのエネルギーを以て、段部1 5と、キャリア2 3の軸方向端部、即ち突部2 3 a fの軸方向先端面とを溶接wにより連結することができる。

【0055】

以上説明したように、本実施形態によれば、デフケースD C（より具体的には第1カバー部C 1）の外周端部D C oのキャリア2 3側の側面に、キャリア2 3とは反対側に窪み且つその窪みがデフケースD C（より具体的には第1カバー部C 1）の外周端部D C oの径方向外端面D C o eまで延びていてキャリア2 3の突部2 3 a fと当接可能である段部1 5を有している。そのため、溶接作業に当たり、溶接用レーザトーチTをデフケースD Cの径方向外方側から被溶接部（即ち上記当接部の外端）に容易に対向させることができる。これにより、溶接用レーザトーチTの移動自由度を従来技術よりもデフケースD C（より具体的には第1カバー部C 1）の径方向外方側により広く確保でき、従来技術よりも加工自由度や溶接作業性を向上させることができる。

【0056】

さらに、本実施形態によれば、段部1 5とキャリア2 3は溶接w結合されるとともに、段部1 5とキャリア2 3との溶接部w aが入力部材D Cの外周端部D C oに含まれる。そのため、溶接作業に当たり、デフケースD C（より具体的には第1カバー部C 1）の径方向外方側から溶接用レーザトーチTを被溶接部に対し、より容易に対向させることができる。従って、溶接用レーザトーチTの移動自由度をデフケースD C（より具体的には第1カバー部C 1）の径方向外方側により広く確保でき、加工自由度や溶接作業性をより向上させることができる。しかも、溶接部w aがデフケースD C（より具体的には第1カバー

部 C 1) の外周端部 D C o に含まれるため、デフケース D C (より具体的には第 1 カバー部 C 1) の、サイドギヤ S の背面 f を支持する部位 (本実施形態ではワッシャ W との当接面) への溶接熱の影響 (例えば熱歪) を回避又は低減できる。これにより、溶接熱の影響を考慮した仕上げ加工も不要となる。その上、溶接ビードと周辺部品 (例えば、減速歯車機構 R G のリングギヤ 2 1) とが干渉する虞れがなくなるから、溶接ビードの削り作業や仕上げ作業も不要となる。それらの結果、製造コストを効果的に抑制することができる。

【0057】

また本実施形態によれば、第 1 カバー部 C 1 のキャリア 2 3 側の側面が、段部 1 5 の径方向内方側に隣接した、段部 1 5 よりも深い円弧状の凹部 1 6 を有しており、凹部 1 6 は、少なくともアーム部 2 3 a (より具体的にはアーム部 2 3 a の先端部 (本実施形態ではアーム部 2 3 a の突部 2 3 a f)) の、キャリア 2 3 の周方向での一方端 (本実施形態では両端) よりも周方向外方側まで延びている。そのため、溶接時に溶接部の周辺に発生するガスを凹部 1 6 を通じて外部に的確に排出できるから、溶接の品質の向上に寄与することができる。

【0058】

また本実施形態によれば、凹部 1 6 は、周方向に互いに間隔をおいて複数配設されるので、凹部 1 6 を設けたことに因るデフケース D C の強度低下が極力抑えられる。これにより、デフケース D C (より具体的には第 1 カバー部 C 1) の強度保持を図りながら、デフケース D C (より具体的にはカバー部 C 1) の薄肉軽量化を達成することができる。

【0059】

また本実施形態によれば、段部 1 5 は、遊星ギヤ 2 2 の回転軸線と直交する投影面で見えて、遊星ギヤ 2 2 と重ならない位置に形成される。このため、遊星ギヤ 2 2 に対するデフケース D C (より具体的には第 1 カバー部 C 1) 側の摺動支持面が段部 1 5 を特設したことで減ぜられることを回避できるから、デフケース D C 側の摺動支持面の面積 (即ち遊星ギヤ 2 2 に対する受圧面積) を十分に確保可能となる。

【0060】

また本実施形態によれば、第 1 カバー部 C 1 は、段部 1 5 及び凹部 1 6 が鋳造型又は鍛造型を用いて鋳造法又は鍛造法で成形される。そのため、段部 1 5 及び凹部 1 6 を形成するための切削工程が不要となり、加工工数の削減が図られる。

【0061】

また本実施形態によれば、第 1 カバー部 C 1 の外周端部 D C o の側面に形成されてキャリア 2 3 とは反対側に窪んだ段部 1 5 が、キャリア 2 3 との当接面 (即ち被溶接面) とされる。そのため、第 1 カバー部 C 1 の外周端部 D C o の側面とキャリア 2 3 の軸方向端部とを軸方向に突き合わせて溶接 w 結合しているにも拘わらず、第 1 カバー部 C 1 及びキャリア 2 3 の結合体の外周端部の軸方向全幅を極力小幅にすることができる。これにより、差動装置 D の小型化が図られる。

【0062】

また本実施形態によれば、上述したようにデフケース D C のキャリア 2 3 との対向壁 (より具体的には第 1 カバー部 C 1 の側壁部 C s) に、遊星ギヤ 2 2 を支持する枢軸 (第 1 シャフト) P L のデフケース D C 側の端部を嵌合可能な凹部としての複数の凹孔 H 1 が形成される。しかも、複数の凹孔 H 1 は、差動ギヤとしてのピニオン P を支持するピニオンシャフト (第 2 シャフト) P S に対し、デフケース D C の周方向でずれた位置に配置される。これにより、デフケース D C においてトルク伝達時に特に大きな荷重が作用する部分 (即ちピニオン P とサイドギヤ S との噛合部に対応する位置でサイドギヤ S の背面 (より具体的にはワッシャ W) 側を支持する部分) に遊星ギヤ 2 2 を支持する枢軸 P L を嵌合可能な凹孔 H 1 が形成されることが回避される。そのため、本実施形態のように差動装置 D が軸方向に扁平化されデフケース D C が扁平化されても、凹孔 H 1 の形成に因るデフケース D C の耐久性低下を効果的に抑制できる。

【0063】

また、扁平な差動装置に、特許文献 1 に開示のシャフトの配置構成を適用すると、複数

10

20

30

40

50

ある遊星ギヤのうち、特に遊星ギヤ支持用のシャフトと差動ギヤ支持用のシャフトの周方向位置が一致してしまう特定の遊星ギヤのみに偏った力が働いてしまう。そのため、特定の遊星ギヤと、その他の遊星ギヤとでギヤ部に働く力のバランスが崩れ、複数ある遊星ギヤの荷重負担を均等化できなくなる。これにより、複数の遊星ギヤのギヤ部の強度を過不足なく的確に設定できなくなり、全部の遊星ギヤのギヤ部の性能を最適且つ十分に発揮させることができなくなる等の問題がある。

【0064】

しかしながら本実施形態によれば、上述の構成にすることにより、複数ある遊星ギヤ22のうちの一部の遊星ギヤ22に偏った力が働いてしまうことを回避できる。そのため、全ての遊星ギヤ22のギヤ部に働く力を極力均等化できる。これにより、全ての遊星ギヤ22のギヤ部の強度を過不足なく的確に設定可能となる。従って、全ての遊星ギヤ22のギヤ部の性能を最適且つ十分に発揮させることができる。

10

【0065】

また本実施形態では、デフケースDCが、サイドギヤSの軸部Sjを囲繞するボス部Cbと、外側面を出力軸J1, J2と直交する平坦面としてボス部Cbに連設された板状の側壁部Csとを有している。そのため、デフケースDC、特に第1, 第2カバー部C1, C2の側壁部Csを薄肉扁平化する上で有利な構造となっているが、側壁部Csの薄肉扁平化によっても、上述したように凹孔H1がピニオンシャフトPSに対しデフケースDCの周方向でずれた位置に配置されることで、凹孔H1の形成に因るデフケースDCの耐久性低下が効果的に抑制される。

20

【0066】

更に本実施形態では、デフケースDC（より具体的には第1カバーC1）に形成された凹孔H1が、キャリア23（より具体的にはアーム部23aの先端部）とデフケースDCとを結合する溶接部waに対し、デフケースDCの周方向でずれた位置に配置される。そのため、デフケースDCのピニオン支持面（即ちピニオンPの大径側端面をワッシャW'を介して相対回転自在に支持する面）や、ピニオンP近傍のサイドギヤ支持面（即ちサイドギヤSの背面をワッシャWを介して相対回転自在に支持する面）を溶接部位から遠ざけることができ、溶接時の熱の影響を極力抑えることができる。これにより、デフケースDCの上記ピニオン支持面や上記サイドギヤ支持面が溶接熱で歪んで回転摺動抵抗が増大することを効果的に抑制可能である。

30

【0067】

また本実施形態によれば、サイドギヤSは、内周側の軸部Sjと、軸部Sjから径方向外方に離間した外周側のサイドギヤSの歯部Sgとの間に、軸部Sjと歯部Sgとの間を繋ぐ扁平なリング板状の中間壁部Smを有している。また、中間壁部Smの径方向幅t1がピニオンPの最大直径d1よりも長くなっている。このため、サイドギヤSの歯数Z1をピニオンPの歯数Z2よりも十分大きく設定し得るようにサイドギヤSをピニオンPに対し十分大径化できる。また、ピニオンPからサイドギヤSへのトルク伝達時におけるピニオンシャフトPSの荷重負担を軽減できる、これにより、ピニオンシャフトPSの有効直径d2の小径化、延いてはピニオンPの、出力軸J1, J2の軸方向での幅狭化（小径化）を図ることができる。

40

【0068】

またこのようにしてピニオンシャフトPSの荷重負担が軽減されると共に、サイドギヤSにかかる反力が低下し、しかもサイドギヤSの背面f（特にサイドギヤS及びピニオンPの相互の噛合部Iの背面側に位置する背面部分fg）がワッシャWを介してカバー部C1, C2の側壁部Csに支持されることから、中間壁部Smを薄肉化してもサイドギヤSの必要な剛性強度を確保することが容易である。即ち、サイドギヤSに対する支持剛性を確保しつつサイドギヤSの中間壁部Smを十分に薄肉化することが可能となる。

【0069】

また本実施形態によれば、小径化を可能としたピニオンシャフトPSの有効直径d2よりもサイドギヤSの中間壁部Smの最大肉厚t2が更に小さく形成されるため、サイドギ

50

ヤ S の中間壁部 S m の更なる薄肉化が達成可能となる。

【0070】

また本実施形態によれば、カバー部 C 1, C 2 の側壁部 C s が、側壁部 C s の外側面をデフケース D C の回転軸線 L と直交する平坦面とした扁平な板状に形成されることで、カバー部 C 1, C 2 の側壁部 C s 自体の薄肉化も達成される。その上、サイドギヤ S の背面 f のうち、歯部 S g の背面部分 f g は、中間壁部 S m の背面部分 f m よりも軸方向外方に張り出している。そのため、サイドギヤ S の歯部 S g の剛性を十分に確保しながら、サイドギヤ S の中間壁部 S m を極力薄肉に形成可能となり、差動装置 D の更なる軽量化や軸方向扁平化が達成される。

【0071】

それらの結果、本実施形態によれば、差動装置 D は、従来装置と同程度の強度（例えば静ねじり荷重強度）や最大トルク伝達量を確保しながら、全体として軸方向で十分に幅狭化することが可能となる。そのため、差動装置 D の周辺のレイアウト上の制約が多い伝動系に対しても、差動装置 D を高い自由度を以て無理なく容易に組み込み可能となり、また差動装置 D の伝動系を小型化する上で頗る有利となる。

【0072】

次に、本発明の第 2 実施形態を図 7 を用いて説明する。尚、第 1 実施形態と同様の構成については同一符号を付して詳しい説明は省略する。

【0073】

第 1 実施形態では、ピニオン P をデフケース D C に支持させる第 2 シャフトとして長いピニオンシャフト P S を用いるものを示したが、第 2 実施形態では、ピニオン P の大径側の端面に同軸に一体に結合された支軸 P S ' を、ピニオン P をデフケース D C に支持させる第 2 シャフトに用いている。この構成によれば、ピニオンシャフト P S を嵌合させる貫通孔をピニオン P に設ける必要がなくなるため、それだけピニオン P を小径化（軸方向幅狭化）でき、差動装置 D の更なる軸方向の扁平化を図ることができる。即ち、ピニオンシャフト P S がピニオン P を貫通する場合、ピニオン P にはピニオンシャフト P S の径に対応するサイズの貫通孔を形成する必要があるが、ピニオン P の端面に支軸 P S ' を一体化した場合には、支軸 P S ' の外径（即ち有効直径 d 2）に依存することなくピニオン P の小径化（出力軸 J 1, J 2 の軸方向での幅狭化）が可能となる。

【0074】

そして、支軸 P S ' の外周面と、デフケース D C（より具体的には第 1 カバー部 C 1）の外周壁、即ち筒状のケース部 4 に設けた貫通支持孔 4 a の内周面との間には、支軸 P S ' の外周面と貫通支持孔 4 a の内周面との間の相対回転を許容する軸受手段としての軸受ブッシュ 1 2 が介挿される。尚、軸受手段としては、ニードルベアリング等の軸受を使用してもよい。また、軸受を省略して、支軸 P S ' をデフケース D C の貫通支持孔 4 a に直接嵌合させてもよい。

【0075】

また、第 2 実施形態は上述した第 1 実施形態との相違部分以外は第 1 実施形態と同様の構成をしているため、第 2 実施形態においても、上記で示した第 1 実施形態の構成との違いにより得られる効果以外の効果については、第 1 実施形態と同様の効果が得られる。つまり、第 2 実施形態においても、デフケース D C の第 1 カバー部 C 1 と、減速歯車機構 R G のキャリア 2 3 との溶接に関わる構造に起因する効果、並びに遊星ギヤ 2 2 を支持する枢軸（第 1 シャフト）P L とピニオン P を支持する支軸（第 2 シャフト）P S ' との配置関係に基づく効果については、第 1 実施形態と同様の効果が得られる。

【0076】

次に図 8 を参照して、本発明の第 3 実施形態を説明する。第 1, 第 2 実施形態では、複数の遊星ギヤ 2 2 を各々支持する複数の第 1 シャフトとしての枢軸 P L の一端部（枢軸 P L の他端部）をデフケース D C（より具体的には第 1 カバー部 C 1 の側壁部 C s）に支持させる凹部として、有底孔を有する凹孔 H 1 を例示したが、第 3 実施形態では、凹部として、デフケース D C（より具体的には第 1 カバー部 C 1' の側壁部 C s'）を貫通する貫

10

20

30

40

50

通孔H 1 ' が採用され、貫通孔H 1 ' にはワッシャWの背面の一部が臨んでいる。

【0077】

第3実施形態のその他の構成は、第1実施形態と同様であるので、第3実施形態の各構成要素には、第1実施形態の対応する構成要素と同じ参照符号を付すに留め、それ以上の構造の説明は省略する。而して、第3実施形態は、第1実施形態と比べ、第1シャフトとしての枢軸PLの一端部（枢軸PLの他端部）をデフケースDCに支持させる凹部が貫通孔H 1 である点を除いて同一の構成であるため、第1実施形態の上記した効果と同様の効果が得られる。

【0078】

次に、図9を参照して、本発明の第4実施形態を説明する。第1～第3実施形態では、キャリア23が円環状のキャリアベース23bと、デフケースDCの回転軸線Lと直交する投影面で見ると扇形状の複数のアーム部（キャリア本体部）23aとを一体に形成して、各々のアーム部23aの端部をデフケースDCに溶接wで結合するものを示したが、第4実施形態では、キャリア123において、第3実施形態のキャリアベース23bに相当する部分を、複数のアーム部（キャリア本体部）123aから分離独立させて、キャリアカバー123bとする。

【0079】

そして、キャリアカバー123bと、少なくとも1つ（本実施形態では全部）のアーム部123aとが、例えば結合手段（具体的にはキャリアカバー123bを通してアーム部123aに螺挿されるボルト100）で着脱可能に結合される。尚、上記結合手段は、ボルト100に限定されず、例えば、溶接、クリップ、接着等の種々の結合手段を選定可能である。

【0080】

また第4実施形態の複数のアーム部（キャリア本体部）123aは、デフケースDCの壁部（より具体的には第1カバー部C10の側壁部Cs'）に一体に形成される。即ち、第1カバー部C10は、例えば上述のボス部Cbと、上述の側壁部Cs'と、上述の複数のアーム部（キャリア本体部）123aと、を備えている。つまり、第1カバー部C10は、少なくとも、側壁部Cs'と、アーム部（キャリア本体部）123aと、を備えている。そして、第1カバー部C10の側壁部Cs'には、複数の遊星ギヤ22を各々支持する第1シャフトとしての複数の枢軸PLの一端部（枢軸PLの他端部）を挿入、支持させる凹部として、複数の貫通孔H 1 ' が設けられる。

【0081】

また枢軸PLの他端部（枢軸PLの一端部）は、キャリアカバー123bに設けた貫通孔H 2 に嵌合、支持される。そして、貫通孔H 2 を横切る方向に延びるピン孔102が、キャリアカバー123b及び枢軸PLの他端部に跨がるように設けられる。そして、キャリアカバー123bのピン孔102にピン101を圧入し且つ枢軸PLにピン101の先部を係合させる。これにより、枢軸PLのキャリアカバー123bからの抜け止めがなされる。ピン101のキャリアカバー123bへの固定は、上記圧入の他、例えば、溶接、カシメ、接着、螺合等の種々の結合手段を選定可能である。

【0082】

尚、枢軸PLの他端部（枢軸PLの一端部）のキャリアカバー123bへの固定は、ピン101を使用せずに、例えば、溶接、カシメ、接着、螺合等の種々の結合手段を選定可能であり、或いは、枢軸PLの他端部をキャリアカバー123bの貫通孔H 2 に直接圧入してもよい。

【0083】

第4実施形態のその他の構成は、第1実施形態と同様であるので、第4実施形態の各構成要素には、第1実施形態の対応する構成要素と同じ参照符号を付すに留め、それ以上の構造の説明は省略する。

【0084】

次に図10を参照して、本発明の第5実施形態を説明する。第1～第4実施形態では、

デフケースDCにおける第1カバー部(C1, C1', C10)の側壁部(Cs, Cs')にケース部(周壁部)4を一体に形成し、ケース部4の端面(具体的には図2, 図9で右端面)に第2カバー部C2の側壁部CsをボルトBで締結することで、第1, 第2カバー部C1, C2間を結合したものを示したが、第5実施形態では、第2カバー部C200の側壁部Csにケース部(周壁部)4を一体に形成し、ケース部4の端面(具体的には図10で左端面)に第1カバー部C100の側壁部Cs'をボルトB'で締結することで、第1, 第2カバー部C100, C200間を結合している。

【0085】

而して、第5実施形態の第1カバー部C100の側壁部Cs'には、軸方向一方側にキャリア23のアーム部(キャリア本体部)123aが一体に突設される。また第5実施形態の第2カバー部C200の側壁部Csには、軸方向一方側にケース部(周壁部)4が一体に突設される。また、ピニオンシャフトPSの抜け止めピン5は、第2カバー部C200の側壁部Csに圧入により固定されるが、圧入以外の結合手段、例えば、溶接、カシメ、接着、螺合等で固定してもよい。

【0086】

第5実施形態のその他の構成は、第4実施形態と同様であるので、第5実施形態の各構成要素には、第4実施形態の対応する構成要素と同じ参照符号を付すに留め、それ以上の構造の説明は省略する。

【0087】

而して、上記した第4, 第5実施形態では、キャリア123のアーム部(キャリア本体部)123aがデフケースDC(より具体的には第1カバー部C10, C100の側壁部Cs')と一体化される。そのため、第1～第3実施形態の上記した効果のうち、特にキャリア23のアーム部23aをデフケースDCに溶接wにより結合することに関連する効果は得られないが、それ以外の効果は、第4, 第5実施形態においても同様に得られる。即ち、第1～第3実施形態において、枢軸(第1シャフト)PLの端部を支持する複数の凹孔(凹部)H1又は貫通孔(凹部)H1'と、ピニオンシャフト(第2シャフト)PSとがデフケースDCの周方向でずれた位置にあることに基づく上記した効果と、差動装置Dの軽量化及び軸方向扁平化に関する上記した効果は、第4, 第5実施形態でも同様に得られるものである。

【0088】

ところで上記した特許文献1～3で例示したような従来の差動装置では、通常、サイドギヤ(出力ギヤ)の歯数Z1とピニオン(差動ギヤ)の歯数Z2として、例えば、特許文献3に示される14×10、或いは16×10または13×9が用いられており、この場合、差動ギヤに対する出力ギヤの歯数比率Z1/Z2は、それぞれ1.4、1.6、1.44となっている。また従来の差動装置では、歯数Z1, Z2の、その他の組み合わせとして、例えば、15×10、17×10、18×10、19×10、または20×10となっているものも知られており、この場合の歯数比率Z1/Z2は、それぞれ1.5、1.7、1.8、1.9、2.0となっている。

【0089】

一方、今日では、差動装置周辺でのレイアウト上の制約を伴う伝動装置も増えており、差動装置のギヤ強度を確保しつつ差動装置を出力軸の軸方向に十分幅狭化(即ち扁平化)することが市場で要求されている。しかしながら従来の既存の差動装置では、上記歯数比率の組み合わせからも明らかなように出力軸の軸方向で幅広の構造形態となっているため、上記した市場の要求を満たすことが困難な状況にある。

【0090】

そこで差動装置のギヤ強度を確保しつつ差動装置を出力軸の軸方向に十分幅狭化(即ち扁平化)し得る差動装置Dの構成例を、上記した実施形態とは異なる観点より、以下に具体的に特定する。尚、この構成例に係る差動装置Dの各構成要素の構造は、図1～図10(特に図1～図6, 図8～図10)で説明した上記実施形態の差動装置Dの各構成要素と同様であるので、各構成要素の参照符号は、上記実施形態のそれと同じ符号を使用し、構造説明は省略する。

10

20

30

40

50

【0091】

先ず、差動装置Dを出力軸J1、J2の軸方向に十分に幅狭化（即ち扁平化）するための基本的な考え方を、図11を併せて参照して説明すると、それは、

〔1〕ピニオンP即ち差動ギヤに対するサイドギヤS即ち出力ギヤの歯数比率 $Z1/Z2$ を従来既存の差動装置の歯数比率よりも増大させる。（これにより、ギヤのモジュール（従って歯厚）が減少してギヤ強度が低下する一方で、サイドギヤSのピッチ円直径が増大してギヤ噛合部での伝達荷重が低減しギヤ強度が増大するが、全体としては後述する如くギヤ強度は低下する。）

〔2〕ピニオンPのピッチ円錐距離PCDを従来既存の差動装置のピッチ円錐距離よりも増やす。（これにより、ギヤのモジュールが増加してギヤ強度が増大すると共に、サイドギヤSのピッチ円直径が増大してギヤ噛合部での伝達荷重が低減しギヤ強度が増大するため、全体としては後述する如くギヤ強度は大幅に増大する。）

従って、上記〔1〕によるギヤ強度低下の量と、上記〔2〕によるギヤ強度増大の量とが等しくなるか、或いは上記〔1〕によるギヤ強度低下の量よりも、上記〔2〕によるギヤ強度増大の量の方が上回るように、歯数比率 $Z1/Z2$ 及びピッチ円錐距離PCDを設定することにより、全体としてギヤ強度を従来既存の差動装置と比べて同等もしくは増大させることができる。

【0092】

次に上記〔1〕，〔2〕に基づくギヤ強度の変化態様を数式により具体的に検証する。尚、検証は、以下の実施形態で説明する。先ず、サイドギヤSの歯数 $Z1$ を14、ピニオンPの歯数 $Z2$ を10とした時の差動装置D'を「基準差動装置」とする。また「変化率」とは、基準差動装置D'を基準（即ち100%）とした場合の各種変数の変化率である。

〔1〕について

サイドギヤSのモジュールをMO、ピッチ円直径を PD_1 、ピッチ角を θ_1 、ピッチ円錐距離をPCD、ギヤ噛合部での伝達荷重をFO、伝達トルクをTOとした場合に、ベベルギヤの一般的な公式より、

$$MO = PD_1 / Z1$$

$$PD_1 = 2 PCD \cdot \sin \theta_1$$

$$\theta_1 = \tan^{-1} (Z1 / Z2)$$

これら式から、ギヤのモジュールは、

$$MO = 2 PCD \cdot \sin \{ \tan^{-1} (Z1 / Z2) \} / Z1 \quad \dots (1)$$

となり、

また基準差動装置D'のモジュールは、 $2 PCD \cdot \sin \{ \tan^{-1} (7 / 5) \} / 14$ となる。

【0093】

従って、この両式の右項を除算することにより、基準差動装置D'に対するモジュール変化率は、次の（2）式のようになる。

【0094】

【数1】

$$\text{モジュール変化率} = \frac{14 \cdot \sin \left(\tan^{-1} \frac{Z1}{Z2} \right)}{Z1 \cdot \sin \left(\tan^{-1} \frac{7}{5} \right)} \dots\dots (2)$$

【0095】

また、ギヤ強度（即ち歯部の曲げ強度）に相当する歯部の断面係数は、歯厚の二乗に比例する関係にあり、一方、その歯厚は、モジュールMOと略リニアな関係にある。従って、モジュール変化率の二乗は、歯部の断面係数変化率、延いてはギヤ強度の変化率に相当する。即ち、そのギヤ強度変化率は、（2）式に基づいて次の（3）式のように表される

。(3)式は、ピニオンPの歯数Z₂が10の時には図12のL1で示され、これにより、歯数比率Z₁/Z₂が増えるにつれてモジュール減少によりギヤ強度が低下することが判る。

【0096】

【数2】

$$\begin{aligned} \text{ギヤ強度変化率} &= (\text{モジュール変化率})^2 \\ &= \frac{196 \cdot \sin^2\left(\tan^{-1}\frac{Z_1}{Z_2}\right)}{z_1^2 \cdot \sin^2\left(\tan^{-1}\frac{7}{5}\right)} \dots\dots (3) \end{aligned}$$

10

【0097】

ところで上記したベベルギヤの一般的な公式より、サイドギヤSのトルク伝達距離は、次の(4)式のようにになる。

【0098】

$$PD_1 / 2 = PCD \cdot \sin \{ \tan^{-1} (Z_1 / Z_2) \} \dots\dots (4)$$

そして、トルク伝達距離PD₁/2による伝達荷重FOは、FO = 2TO/ PD₁である。従って、基準差動装置D'のサイドギヤSにおいて、トルクTOを一定とすれば、伝達荷重FOとピッチ円直径PD₁とが反比例の関係となる。また伝達荷重FOの変化率は、ギヤ強度の変化率とも反比例の関係にあることから、ギヤ強度の変化率は、ピッチ円直径PD₁の変化率と等しくなる。

20

【0099】

その結果、ピッチ円直径PD₁の変化率は、(4)の式を用いて、次の(5)式のようにになる。

【0100】

【数3】

$$\begin{aligned} \text{ギヤ強度変化率} &= PD_1 \text{ 変化率} \\ &= \frac{\sin\left(\tan^{-1}\frac{Z_1}{Z_2}\right)}{\sin\left(\tan^{-1}\frac{7}{5}\right)} \dots\dots (5) \end{aligned}$$

30

【0101】

(5)式は、ピニオンPの歯数Z₂が10の時には図12のL2で示され、これにより、歯数比率Z₁/Z₂が増えるにつれて伝達荷重低減によりギヤ強度が高まることが判る。

【0102】

結局のところ、歯数比率Z₁/Z₂が増えることに伴うギヤ強度の変化率は、モジュールMOの減少によるギヤ強度の減少変化率(上記した(3)式の右項)と、伝達荷重低減によるギヤ強度の増加変化率(上記した(5)式の右項)との掛け合わせにより、次の(6)式として表される。

40

【0103】

【数4】

$$\text{歯数比率によるギヤ強度変化} = \frac{196 \cdot \sin^3\left(\tan^{-1}\frac{Z_1}{Z_2}\right)}{z_1^2 \cdot \sin^3\left(\tan^{-1}\frac{7}{5}\right)} \dots\dots (6)$$

50

【0104】

(6) 式は、ピニオン P の歯数 Z_2 が 10 の時には図 12 の L3 で示され、これにより、歯数比率 Z_1 / Z_2 が増えるにつれて全体としてギヤ強度が低下することが判る。

[2] について

ピニオン P のピッチ円錐距離 PCD を基準差動装置 D' のピッチ円錐距離よりも増やすと、変更前の PCD を PCD1、変更後の PCD を PCD2 とした場合には、PCD の変更前後のモジュール変化率は、上記したベベルギヤの一般的な公式より、歯数を一定とすれば、 $(PCD2 / PCD1)$ となる。

【0105】

一方、サイドギヤ S のギヤ強度の変化率は、(3) 式を導いた過程からも明らかなように、モジュール変化率の二乗に相当するため、結局のところ、

$$\text{モジュール増大によるギヤ強度変化率} = (PCD2 / PCD1)^2 \cdots (7)$$

(7) 式は、図 13 の L4 で示され、これにより、ピッチ円錐距離 PCD が増えるにつれてモジュール増加によりギヤ強度が増加することが判る。

【0106】

また、ピッチ円錐距離 PCD を基準差動装置 D' のピッチ円錐距離 PCD1 よりも増やした場合に、伝達荷重 FO が低減されるが、これによる、ギヤ強度の変化率は、前述のようにピッチ円直径 PD₁ の変化率と等しくなる。またサイドギヤ S のピッチ円直径 PD₁ とピッチ円錐距離 PCD とは比例関係にある。従って、

$$\text{伝達荷重低減によるギヤ強度変化率} = PCD2 / PCD1 \cdots (8)$$

(8) 式は、図 13 の L5 で示され、これにより、ピッチ円錐距離 PCD が増えるにつれて伝達荷重低減によりギヤ強度が高まることが判る。

【0107】

そして、ピッチ円錐距離 PCD が増えることに伴うギヤ強度の変化率は、モジュール MO の増大によるギヤ強度の増加変化率（上記した (7) 式の右項）と、ピッチ円直径 PD の増加に伴う伝達荷重低減によるギヤ強度の増加変化率（上記した (8) 式の右項）との掛け合わせにより、次の (9) 式として表される。

【0108】

$$\text{ピッチ円錐距離増大によるギヤ強度変化率} = (PCD2 / PCD1)^3 \cdots (9)$$

(9) 式は、図 13 の L6 で示され、これにより、ピッチ円錐距離 PCD が増えるにつれてギヤ強度が大幅に高められることが判る。

【0109】

そして、[1] の手法（歯数比率増大）によるギヤ強度の低下分を、[2] の手法（ピッチ円錐距離増大）によるギヤ強度の増大分で十分補うようにして全体として差動装置のギヤ強度を従来既存の差動装置のギヤ強度と同等もしくはそれ以上とするように、歯数比率 Z_1 / Z_2 及びピッチ円錐距離 PCD の組み合わせを決定する。

【0110】

例えば、基準差動装置 D' のサイドギヤ S のギヤ強度を 100% 維持する場合には、[1] で求めた歯数比率増大に伴うギヤ強度の変化率（上記した (6) 式の右項）と、[2] で求めたピッチ円錐距離増大によるギヤ強度変化率（上記した (9) の右項）とを掛け合わせたものが 100% となるように設定すればよい。これより、基準差動装置 D' のギヤ強度を 100% 維持する場合における歯数比率 Z_1 / Z_2 とピッチ円錐距離 PCD の変化率との関係は、次の (10) 式で求められる。(10) 式は、ピニオン P の歯数 Z_2 が 10 の時には図 14 の L7 で示される。

【0111】

【数 5】

$$\begin{aligned}
 \text{PCD2/PCD1} &= (100\% / \text{歯数比率によるギヤ強度変化})^{\frac{1}{3}} \\
 &= \left\{ \frac{1}{196 \cdot \sin^3\left(\tan^{-1}\frac{Z1}{Z2}\right)} \right\}^{\frac{1}{3}} \\
 &= \left(\frac{Z1}{14} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{\sin\left(\tan^{-1}\frac{7}{5}\right)}{\sin\left(\tan^{-1}\frac{Z1}{Z2}\right)} \dots\dots (10)
 \end{aligned}$$

10

【0112】

このように(10)式は、歯数比率 $Z1/Z2 = 14/10$ とした基準差動装置 D' のギヤ強度を 100% 維持する場合における歯数比率 $Z1/Z2$ とピッチ円錐距離 PCD の変化率との関係(図 14 参照)を示すものであるが、図 14 の縦軸のピッチ円錐距離 PCD の変化率は、ピニオン P を支持するピニオンシャフト PS (即ちピニオン支持部) のシャフト径を $d2$ とした場合には $d2/PCD$ の比率に変換可能である。

20

【0113】

【表 1】

PCD	シャフト径(d2)	d2 / PCD
31	13	42%
35	15	43%
38	17	45%
39	17	44%
41	18	44%
45	18	40%

30

【0114】

すなわち、従来既存の差動装置において、ピッチ円錐距離 PCD の増大変化は、上記表 1 のように $d2$ の増大変化と相関があり、且つ $d2$ を一定としたときは $d2/PCD$ の比率の低下として表現可能である。しかも、従来既存の差動装置においては、上記表 1 のように、基準差動装置 D' の時には $d2/PCD$ が 40~45% の範囲に収まっている関係と、PCD を増やすとギヤ強度が増大することとから、基準差動装置 D' の時には少なくとも $d2/PCD$ が 45% 以下となるように、ピニオンシャフト PS のシャフト径 $d2$ 及びピッチ円錐距離 PCD を決めれば、ギヤ強度を従来既存の差動装置のギヤ強度と同等もしくはそれ以上とすることができる。つまり、基準差動装置 D' の場合には、 $d2/PCD \leq 0.45$ を満たせばよい。この場合、基準差動装置 D' のピッチ円錐距離 PCD1 に対して、増減変更後の PCD を PCD2 とすれば、

40

$$d2/PCD2 \leq 0.45 / (PCD2/PCD1) \dots\dots (11)$$

50

を満たせばよいということになる。そして、(11)式を、上記した(10)式に適用すれば、 d_2/PCD と、歯数比率 Z_1/Z_2 との関係が、次の(12)式のように変換可能である。

【0115】

【数6】

$$\begin{aligned} d_2/PCD &\leq 0.45 / (PCD_2/PCD_1) \\ &= 0.45 / \left\{ \left(\frac{Z_1}{14} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{\sin(\tan^{-1} \frac{7}{5})}{\sin(\tan^{-1} \frac{Z_1}{Z_2})} \right\} \\ &= 0.45 \cdot \left(\frac{14}{Z_1} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{\sin(\tan^{-1} \frac{Z_1}{Z_2})}{\sin(\tan^{-1} \frac{7}{5})} \dots\dots (12) \end{aligned}$$

10

【0116】

(12)式の等号が成立する時において、ピニオンPの歯数 Z_2 が10の時には図15のL8のように表すことができる。(12)式の等号が成立する時が、基準差動装置D'のギヤ強度を100%維持する場合の d_2/PCD と歯数比率 Z_1/Z_2 との関係である。

20

【0117】

ところで従来既存の差動装置では、上述したように、通常、基準差動装置D'のような歯数比率 Z_1/Z_2 を1.4とするものだけでなく、歯数比率 Z_1/Z_2 を1.6とするものや、歯数比率 Z_1/Z_2 を1.44とするものも採用されている。この事実を踏まえて、基準差動装置D'($Z_1/Z_2 = 1.4$)で必要十分な、即ち100%のギヤ強度が得られると想定した場合には、従来既存の差動装置において歯数比率 Z_1/Z_2 が16/10の差動装置では、図12から明らかなようにギヤ強度が基準差動装置D'に比べ87%に低下していることが判る。しかしながら、この程度に低下したギヤ強度は、従来既存の差動装置では実用強度として許容され、実用されている。そこで、軸方向に扁平な差動装置においても、基準差動装置D'に対し少なくとも87%のギヤ強度があれば、ギヤ強度が十分に確保、許容されと考えられる。

30

【0118】

このような観点から、基準差動装置D'のギヤ強度を87%維持する場合における歯数比率 Z_1/Z_2 と、ピッチ円錐距離PCDの変化率との関係を先ず求めると、その関係は、(10)式を導く過程に倣って演算(即ち、歯数比率増大に伴うギヤ強度の変化率(上記した(6)式の右項)と、ピッチ円錐距離増大によるギヤ強度変化率(上記した(9)の右項)とを掛け合わせたものが87%となるように演算)することにより、次の(10')式のように表すことができる。

【0119】

40

【数 7】

$$\begin{aligned}
 \text{PCD2/PCD1} &= (87\% / \text{歯数比率によるギヤ強度変化})^{\frac{1}{3}} \\
 &= \left\{ \frac{0.87}{\frac{196 \cdot \sin^3\left(\tan^{-1}\frac{Z1}{Z2}\right)}{Z1^2 \cdot \sin^3\left(\tan^{-1}\frac{7}{5}\right)}} \right\}^{\frac{1}{3}} \\
 &= 0.87^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{Z1}{14}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{\sin\left(\tan^{-1}\frac{7}{5}\right)}{\sin\left(\tan^{-1}\frac{Z1}{Z2}\right)} \dots\dots (10')
 \end{aligned}$$

10

【0120】

そして、前述の(11)式を、上記した(10')式に適用すれば、基準差動装置D'のギヤ強度を87%以上維持する場合におけるd2/PCDと、歯数比率Z1/Z2との関係が、次の(13)式のように変換可能である。但し、計算の過程において、変数を用いて表される項を除き、有効数字を3桁で計算し、それ以外の桁は切り捨てで対応する都合上、実際には計算誤差によりほぼ等しいとなる場合でも、式の表現では等号で表すこととする。

20

【0121】

【数 8】

$$\begin{aligned}
 d2/PCD &\leq 0.45 / \left\{ 0.87^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{Z1}{14}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{\sin\left(\tan^{-1}\frac{7}{5}\right)}{\sin\left(\tan^{-1}\frac{Z1}{Z2}\right)} \right\} \\
 &= 3.36 \cdot \left(\frac{1}{Z1}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \sin\left(\tan^{-1}\frac{Z1}{Z2}\right) \dots\dots (13)
 \end{aligned}$$

30

【0122】

(13)式の等号が成立する場合において、ピニオンPの歯数Z2が10の時には図15のように(より具体的には、図15のL9ラインのように)表すことができ、この場合に(13)式に対応する領域は、図15でL9ライン上及びL9ラインよりも下側の領域となる。そして、(13)式を満たし、且つ図15でL10ラインよりも右側となる歯数比率Z1/Z2が2.0を超えることを満たす特定領域(図15のハッチング領域)が、特にピニオンPの歯数Z2が10で歯数比率Z1/Z2が2.0を超える軸方向に扁平な差動装置において、基準差動装置D'に対し少なくとも87%のギヤ強度を確保可能なZ1/Z2及びd2/PCDの設定領域である。尚、参考までに、歯数比率Z1/Z2を40/10と、d2/PCDを20.00%とそれぞれ設定した時の実施例を図15において例示すれば、菱形点のようになり、また歯数比率Z1/Z2を58/10と、d2/PCDを16.67%とそれぞれ設定した時の実施例を図15において例示すれば、三角点のようになり、これらは上記の特定領域に収まっている。これらの実施例について、シミュレーションによる強度解析を行った結果、従来と同等またはそれ以上のギヤ強度(より具体的には基準差動装置D'に対して87%のギヤ強度またはそれ以上のギヤ強度)が得られていることが確認できた。

40

【0123】

而して、上記特定領域にある扁平な差動装置は、従来既存の非扁平な差動装置と同程度

50

のギヤ強度（例えば静ねじり荷重強度）や最大トルク伝達量を確保しながら、全体として出力軸の軸方向で十分に幅狭化な差動装置として構成されるものであり、そのため、差動装置周辺のレイアウト上の制約が多い伝動系に対しても差動装置を、高い自由度を以て無理なく容易に組み込み可能となり、またその伝動系を小型化する上で頗る有利となる等の効果を達成可能である。

【0124】

また、好適には、 $Z1/Z2 \geq 4$ を満たすようにし、更に好適には、 $Z1/Z2 \geq 5.8$ を満たすようにすれば、従来既存の非扁平な差動装置と同程度のギヤ強度（例えば静ねじり荷重強度）や最大トルク伝達量を確保しながら、差動装置を出力軸の軸方向で更に十分に幅狭化できる。

【0125】

また、上記特定領域にある扁平な差動装置の構造が、例えば、上述した実施形態の構造（より具体的には、図1～10で示される構造）となる場合には、上記特定領域にある扁平な差動装置は、上述した実施形態で示した構造に伴う効果も併せて達成可能である。

【0126】

尚、前述の説明（特に図12，14，15に関する説明）は、ピニオンPの歯数Z2を10とした時の差動装置について行っているが、本発明は、これに限定されるものではない。例えば、ピニオンPの歯数Z2を6，12，20とした場合にも、上記効果を達成可能な扁平な差動装置は、図16，17，18のハッチングで示されるように、(13)式で表すことができる。即ち、前述のようにして導出された(13)式は、ピニオンPの歯数Z2の変化に関わらず適用できるものであって、例えばピニオンPの歯数Z2を6，12，20とした場合でも、ピニオンPの歯数Z2を10とした場合と同様、(13)式を満たすようにサイドギヤSの歯数Z1、ピニオンPの歯数Z2、ピニオンシャフトPSのシャフト径d2及びピッチ円錐距離PCDを設定すれば上記効果が得られる。

【0127】

また、参考までに、ピニオンPの歯数Z2を12とした場合において、歯数比率 $Z1/Z2$ を $48/12$ と、 $d2/PCD$ を20.00%とそれぞれ設定した時の実施例を図17に菱形点で、歯数比率 $Z1/Z2$ を $70/12$ と、 $d2/PCD$ を16.67%とそれぞれ設定した時の実施例を図17に三角点で例示する。これらの実施例について、シミュレーションによる強度解析を行った結果、従来と同等またはそれ以上のギヤ強度（より具体的には基準差動装置D'に対して87%のギヤ強度またはそれ以上のギヤ強度）が得られていることが確認できた。また、これらの実施例は、図17に示されるように上記特定領域に収まっている。

【0128】

比較例として、上記特定範囲に収まらない実施例、例えばピニオンPの歯数Z2を10とした場合において、歯数比率 $Z1/Z2$ を $58/10$ と、 $d2/PCD$ を27.50%とそれぞれ設定した時の実施例を図15に星形点で、ピニオンPの歯数Z2を10とした場合において、歯数比率 $Z1/Z2$ を $40/10$ と、 $d2/PCD$ を34.29%とそれぞれ設定した時の実施例を図15に丸点で、ピニオンPの歯数Z2を12とした場合において、歯数比率 $Z1/Z2$ を $70/12$ と、 $d2/PCD$ を27.50%とそれぞれ設定した時の実施例を図17の星形点で、ピニオンPの歯数Z2を12とした場合において、歯数比率 $Z1/Z2$ を $48/12$ と、 $d2/PCD$ を34.29%とそれぞれ設定した時の実施例を図17の丸点で示す。これらの実施例についてシミュレーションによる強度解析を行った結果、従来と同等またはそれ以上のギヤ強度（より具体的には基準差動装置D'に対して87%のギヤ強度またはそれ以上のギヤ強度）が得られなかったことが確認できた。つまり、上記特定範囲に収まらない実施例では上記効果が得られないことが確認できた。

【0129】

以上、本発明の実施形態を説明したが、本発明は上述した実施形態に限定されるものではなく、その要旨を逸脱しない範囲で種々の設計変更が可能である。

【0130】

例えば、上述した実施形態では、差動装置Dは、左右車軸の回転速度差を許容するものであったが、前輪と後輪の回転速度差を吸収するセンターデフにも本発明の差動装置を実施可能である。

【0131】

また上述した実施形態では、遊星ギヤ22の設置個数（従って遊星ギヤ22を支持する第1シャフトとしての枢軸PLの数）を4個としたものを示したが、本発明において、遊星ギヤ22の設置個数は、2個以上の数（例えば2個、3個、6個等）を適宜選定可能である。

【0132】

また上述した第1～第3実施形態では、キャリア23の複数のアーム部23aの先端部（より具体的にはフランジ状の突部23af）をデフケースDC（より具体的には第1カバー部C1）に直接、溶接wしたものを示したが、本発明では、複数のアーム部23aの先端部に、キャリアベース23bとは別の円環状の第2キャリアベースを一体に結合し、キャリア23の軸方向端部、即ち第2キャリアベースの端部をデフケースDCに溶接wするようにしてもよい。

【0133】

また上述した第1～第3実施形態では、デフケースDC（より具体的には第1カバー部C1）のキャリア23側の側面に凹設される段部15を、デフケースDCの全周に亘り連続した円環状に形成したものを示したが、本発明では、複数の円弧状段部を周方向に互いに間隔をおいて配列形成してもよく、この場合には、段部15をデフケースDCに設けたことに因る強度低下を極力抑えてデフケースDCの強度保持を図りながら、デフケースDCを薄肉軽量化することができる。

【0134】

また上述した第1～第3実施形態では、デフケースDC（より具体的には第1カバー部C1）のキャリア23側の側面に段部15に隣接して形成される凹部16が、キャリア23の複数のアーム部23aに対応した複数の円弧状凹部16より構成されるものを示したが、本発明では、凹部16を周方向に連続した単一の円環状の凹部（即ち環状溝）より構成してもよい。

【0135】

また上述した第1、第2実施形態では、複数の遊星ギヤ22を各々支持する複数の第1シャフトとしての枢軸PLの一端部をデフケースDC（より具体的には第1カバー部C1の側壁部Cs）に支持させる凹部として、有底孔を有する凹孔H1を例示する一方、第3～第5実施形態では、上記凹部として貫通孔H1'を例示したが、第1、第2実施形態において、上記凹部としての凹孔H1を貫通孔H1'に置換してもよく、或いは、第3～第5実施形態において、上記凹部としての貫通孔H1'を凹孔H1に置換してもよい。

【符号の説明】

【0136】

C1, C1', C10, C100・・・第1カバー部（対向壁、一方のカバー部）

C2, C200・・・第2カバー部（他方のカバー部）

Cb・・・ボス部

Cs, Cs'・・・側壁部（壁部）

D・・・差動装置

DC・・・デフケース（入力部材）

d2・・・ピニオンシャフトの直径、支軸の直径（第2シャフトの直径）

H1・・・凹孔（凹部）

H1'・・・貫通孔（凹部）

P・・・ピニオン（ピニオンギヤ、差動ギヤ）

PCD・・・ピッチ円錐距離

PL・・・枢軸（第1シャフト）

10

20

30

40

50

P S ピニオンシャフト (第 2 シャフト)

P S ' . . . 支軸 (第 2 シャフト)

S サイドギヤ（出力ギヤ）

S j 軸部

w a 溶接部

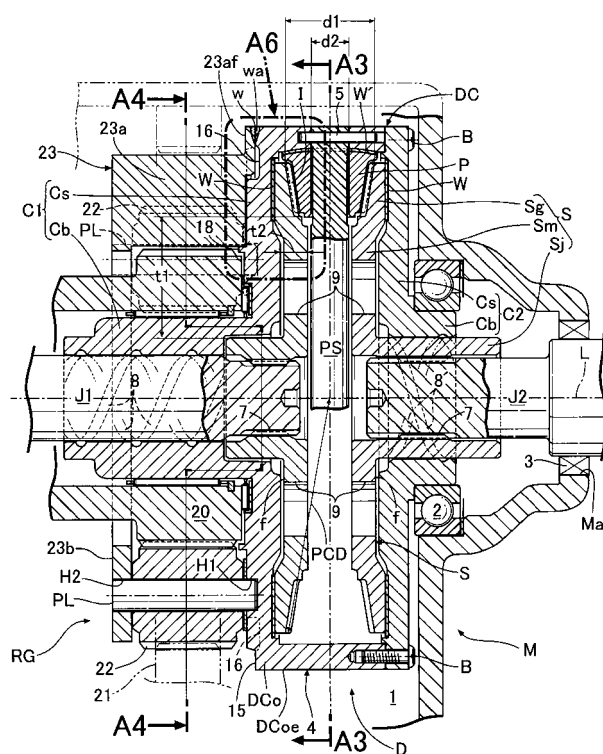
2 2 遊星ギヤ

2 3 キャリア

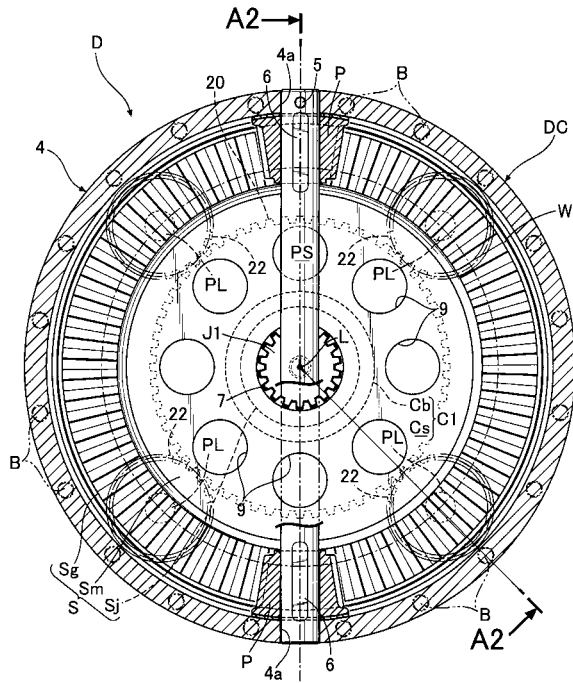
1 2 3 a . . アーム部（キャリア本体部）

1 2 3 b . . キャリアカバー

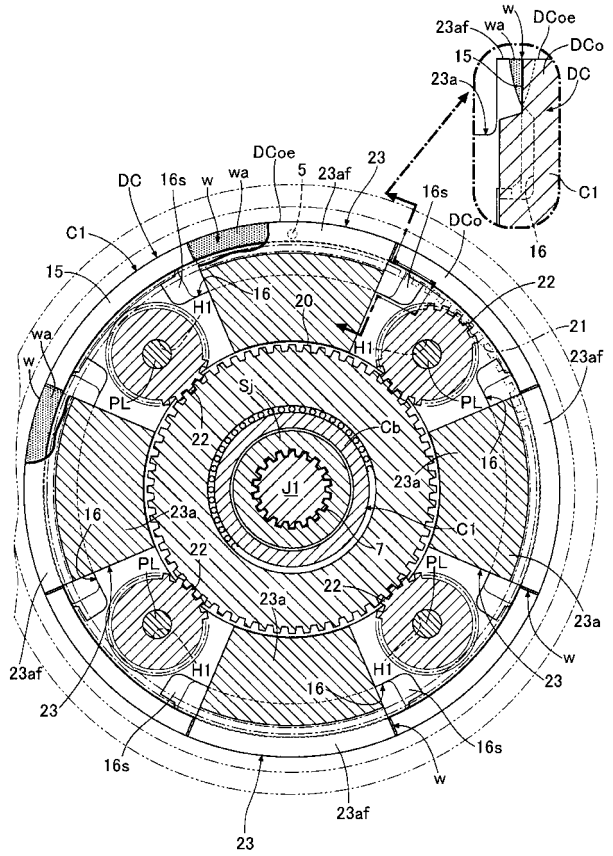
【图 2】



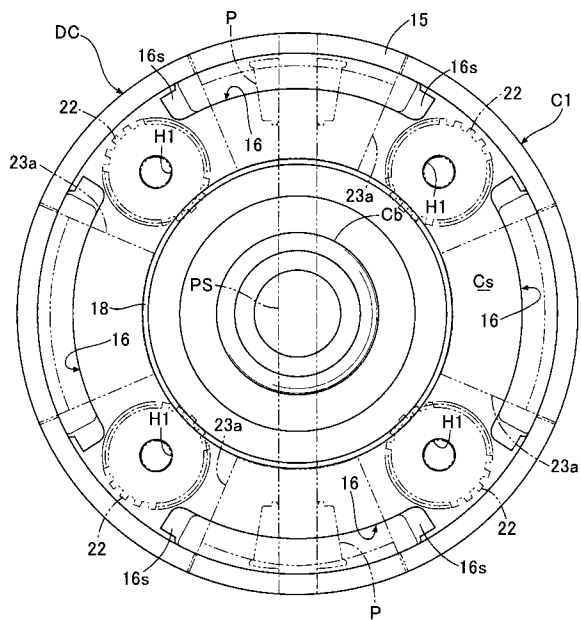
【図 3】



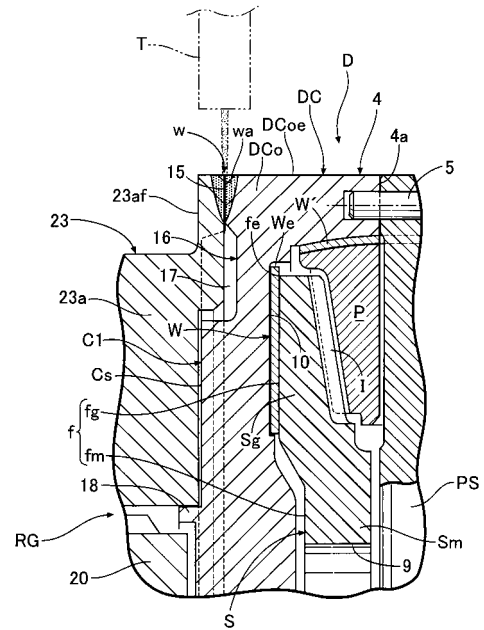
【図 4】



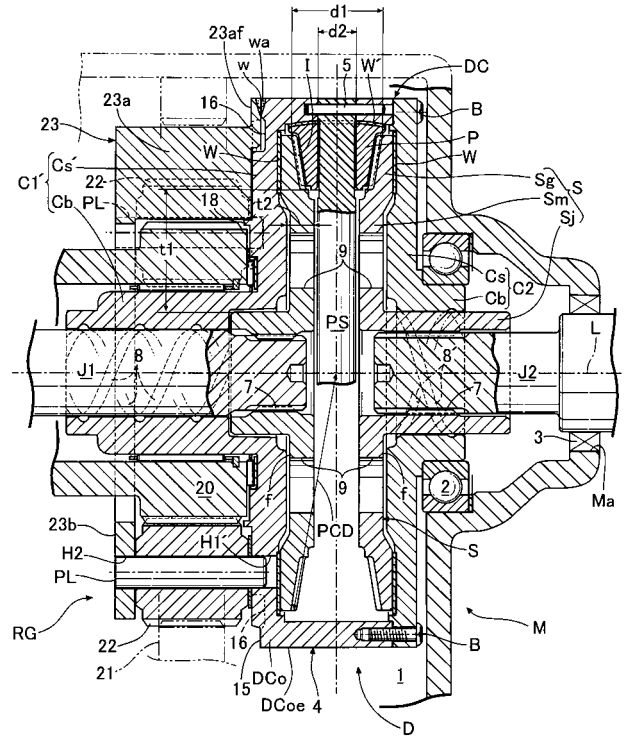
【図 5】



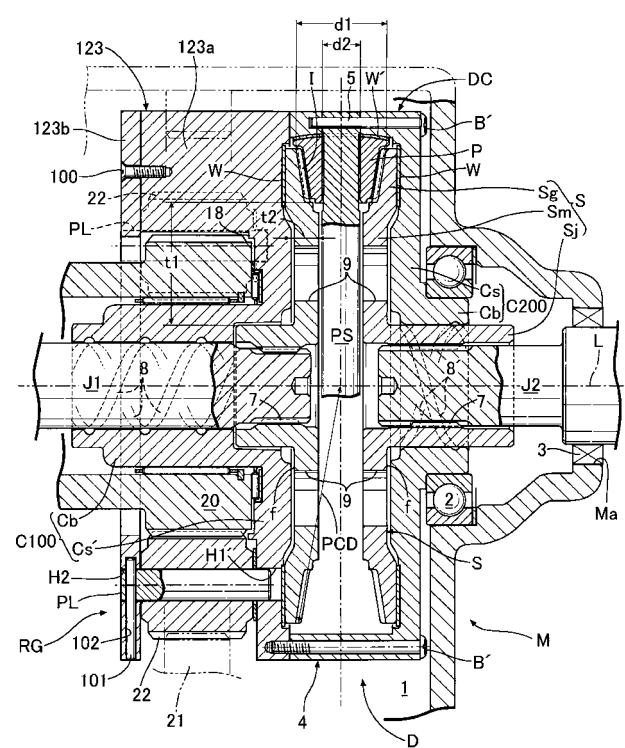
【図 6】



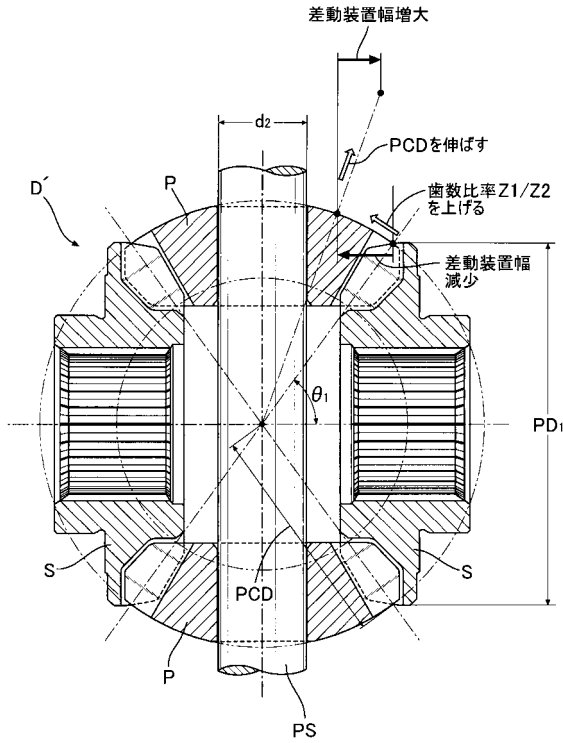
【图 8】



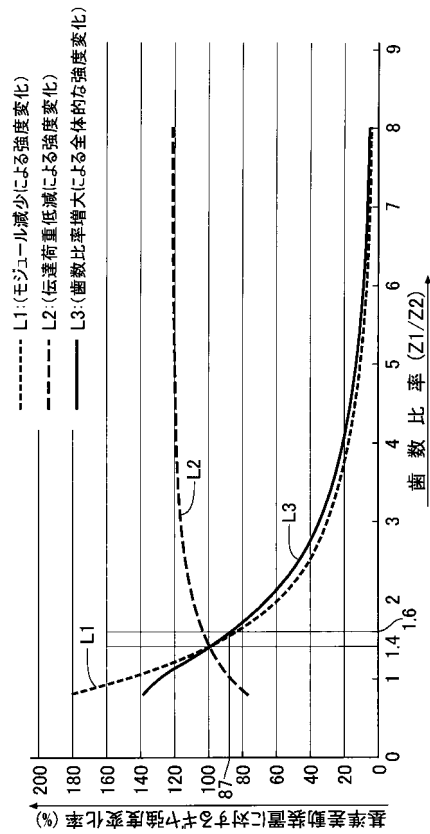
【 図 1 0 】



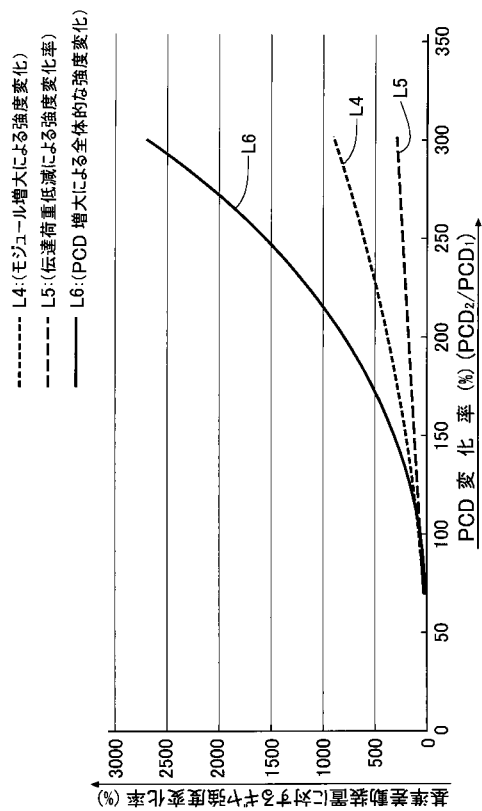
【図 1 1】



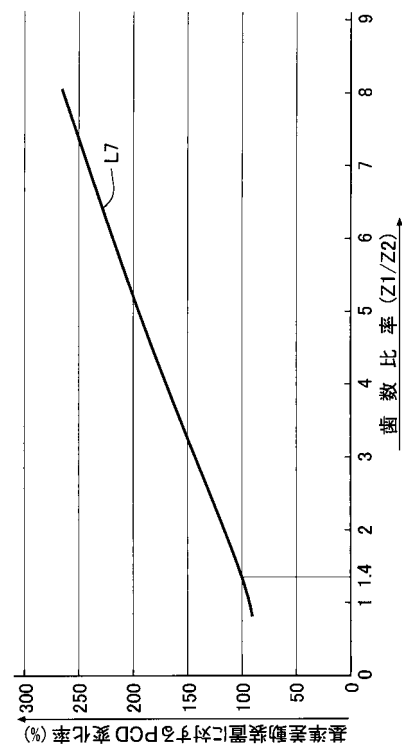
【図 1 2】



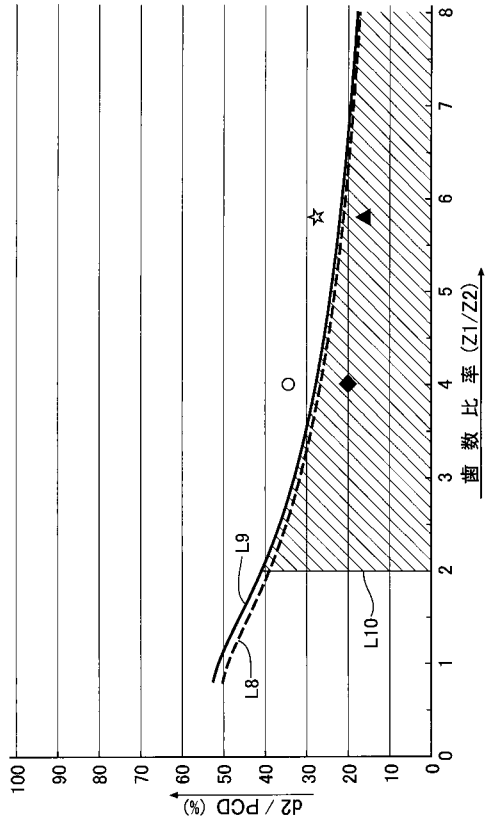
【図 1 3】



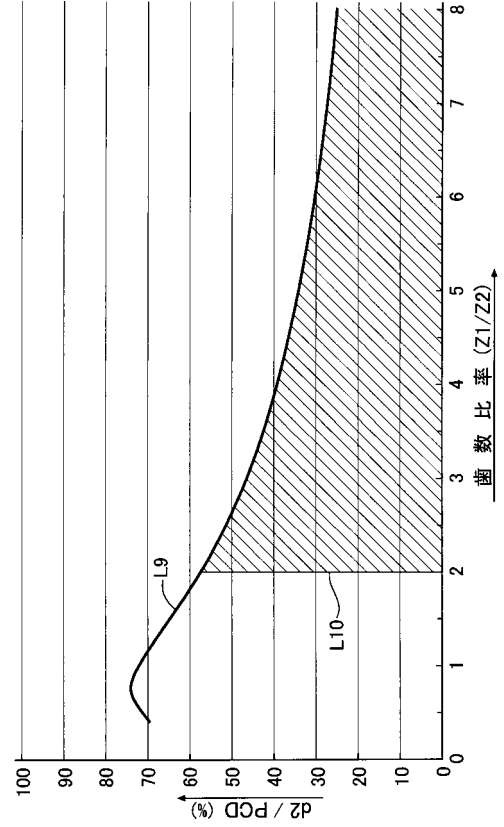
【図 1 4】



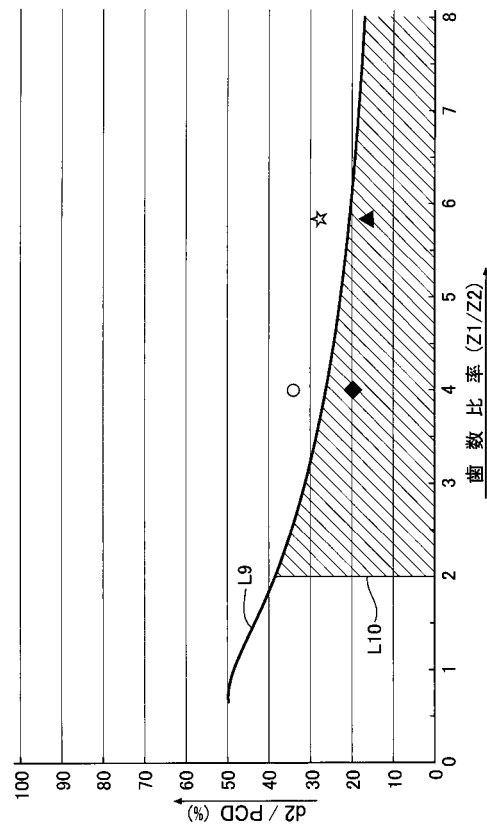
【図 15】



【図 16】



【図 17】



【図 18】

