

(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2010-42785

(P2010-42785A)

(43) 公開日 平成22年2月25日(2010.2.25)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
B 6 0 B 3 5 / 1 4 (2006. 01)	B 6 0 B 3 5 / 1 4	U 3 J 1 1 7
B 6 0 B 3 5 / 1 8 (2006. 01)	B 6 0 B 3 5 / 1 8	A 3 J 7 0 1
F 1 6 C 1 9 / 1 8 (2006. 01)	F 1 6 C 1 9 / 1 8	
F 1 6 C 3 3 / 3 2 (2006. 01)	F 1 6 C 3 3 / 3 2	
F 1 6 C 3 3 / 5 8 (2006. 01)	F 1 6 C 3 3 / 5 8	

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 21 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2008-209911 (P2008-209911)
 (22) 出願日 平成20年8月18日 (2008. 8. 18)

(71) 出願人 000102692
 NTN株式会社
 大阪府大阪市西区京町堀1丁目3番17号
 (74) 代理人 100093997
 弁理士 田中 秀佳
 (74) 代理人 100101616
 弁理士 白石 吉之
 (74) 代理人 100107423
 弁理士 城村 邦彦
 (72) 発明者 山内 清茂
 静岡県磐田市東貝塚1578番地 NTN
 株式会社内
 (72) 発明者 梅木田 光
 静岡県磐田市東貝塚1578番地 NTN
 株式会社内

最終頁に続く

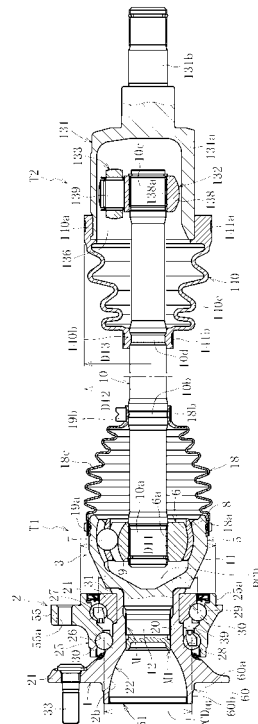
(54) 【発明の名称】 車輪用軸受装置

(57) 【要約】

【課題】 スプライン嵌合部の円周方向のガタの抑制を図ることができ、軽量化を図りつつも、軸受の負荷容量（定格荷重）及び剛性を向上させることができる車輪用軸受装置およびアクスルモジュールを提供する。

【解決手段】 内周側に複数の外側軌道面 26、27 を有する外方部材 25 と、外周側に複数の内側軌道面 28、29 を有する内方部材 39 と、外側軌道面 26、27 と内側軌道面 28、29 との間に配置される転動体 30 とを有する転がり軸受 2 を備え、内方部材 39 はハブ輪 1 を有し、ハブ輪 1 の孔部 22 に嵌挿される外側継手部材の軸部 12 が凹凸嵌合構造 M を介してハブ輪 1 に一体化される。軸方向に延びる凸部 35 を、軸方向に沿って他方に圧入し、嵌合接触部位全域が密着する凹凸嵌合構造 M を構成する。転がり軸受 2 において、インボード側の転動体 30 のピッチ円直径をアウトボード側の転動体 30 のピッチ円直径よりも大径とする。

【選択図】 図 1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

内周側に複数の外側軌道面を有する外方部材と、外周側に複数の内側軌道面を有する内方部材と、外方部材の外側軌道面とこれに対向する内方部材の内側軌道面との間に配置される転動体とを有する転がり軸受を備え、前記内方部材はハブ輪を有し、ハブ輪の孔部に嵌挿される等速自在継手の外側継手部材の軸部が凹凸嵌合構造を介してハブ輪に一体化される車輪用軸受装置であって、

等速自在継手の外側継手部材の軸部の外径面とハブ輪の孔部の内径面とのどちらか一方に設けられて軸方向に延びる凸部を、軸方向に沿って他方に圧入し、他方に凸部に密着嵌合する凹部を凸部にて形成して、凸部と凹部との嵌合接触部位全域が密着する前記凹凸嵌合構造を構成し、かつ、前記転がり軸受において、インボード側の転動体のピッチ円直径をアウトボード側の転動体のピッチ円直径よりも大径としたことを特徴とする車輪用軸受装置。

10

【請求項 2】

前記転がり軸受において、インボード側の転動体の数をアウトボード側の転動体の数よりも多くしたことを特徴とする請求項 1 に記載の車輪用軸受装置。

【請求項 3】

前記転がり軸受において、インボード側の転動体とアウトボード側の転動体とを同一サイズとしたことを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 に記載の車輪用軸受装置。

20

【請求項 4】

内方部材のインボード側の端面と、これに対向する等速自在継手の外側継手部材の対向面とを接触させ、この接触によって軸部のハブ輪への圧入量を規制することを特徴とする請求項 1 ~ 請求項 3 のいずれか 1 項に記載の車輪用軸受装置。

【請求項 5】

前記請求項 1 ~ 請求項 4 のいずれか 1 項に記載の車輪用軸受装置を備え、アウトボード側の等速自在継手に連結されたシャフトと、このシャフトの他方に連結されたインボード側の摺動型の等速自在継手とを備えたことを特徴とするアクスルモジュール。

【請求項 6】

前記車輪用軸受装置の外方部材のナックル嵌入面の外径が、インボード側の等速自在継手及びアウトボード側の等速自在継手の最大外径よりも大径に設定されていることを特徴とする請求項 5 に記載のアクスルモジュール。

30

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、自動車等の車両において車輪を車体に対して回転自在に支持するための車輪用軸受装置およびアクスルモジュールに関する。

【背景技術】

【0002】

車輪用軸受装置には、第 1 世代と称される複列の転がり軸受を単独に使用する構造から、外方部材に車体取付フランジを一体に有する第 2 世代に進化し、さらに、車輪取付フランジを一体に有するハブ輪の外周に複列の転がり軸受の一方の内側軌道面が一体に形成された第 3 世代、さらには、ハブ輪に等速自在継手が一体化され、この等速自在継手を構成する外側継手部材の外周に複列の転がり軸受の他方の内側軌道面が一体に形成された第 4 世代のものまで開発されている。

40

【0003】

例えば、特許文献 1 には、第 3 世代と呼ばれるものが記載されている。第 3 世代と呼ばれる車輪用軸受装置は、図 1 1 に示すように、外径方向に延びるフランジ 1 5 1 を有するハブ輪 1 5 2 と、このハブ輪 1 5 2 に外側継手部材 1 5 3 が固定される等速自在継手 1 5 4 と、ハブ輪 1 5 2 の外周側に配設される外方部材 1 5 5 とを備える。

【0004】

50

等速自在継手 154 は、前記外側継手部材 153 と、この外側継手部材 153 の椀形部 157 内に配設される内側継手部材 158 と、この内側継手部材 158 と外側継手部材 153 との間に配設されるボール 159 と、このボール 159 を保持する保持器 160 とを備える。また、内側継手部材 158 の中心孔の内周面にはスプライン部 161 が形成され、この中心孔に図示省略のシャフトの端部スプライン部が挿入されて、内側継手部材 158 側のスプライン部 161 とシャフト側のスプライン部とが係合される。

【0005】

また、ハブ輪 152 は、筒状の軸部 163 と前記フランジ 151 とを有し、フランジ 151 の外端面 164 (反継手側の端面)には、図示省略のホイールおよびブレーキロータが装着される短筒状のパイロット部 165 が突設されている。なお、パイロット部 165 は、大径の第 1 部 165 a と小径の第 2 部 165 b とからなり、第 1 部 165 a にブレーキロータが外嵌され、第 2 部 165 b にホイールが外嵌される。

10

【0006】

そして、軸部 163 の椀形部 157 側端部の外周面に切欠部 166 が設けられ、この切欠部 166 に内輪 167 が嵌合されている。ハブ輪 152 の軸部 163 の外周面のフランジ近傍には第 1 内側軌道面 168 が設けられ、内輪 167 の外周面に第 2 内側軌道面 169 が設けられている。また、ハブ輪 152 のフランジ 151 にはボルト装着孔 162 が設けられて、ホイールおよびブレーキロータをこのフランジ 151 に固定するためのハブボルトがこのボルト装着孔 162 に装着される。

【0007】

20

外方部材 155 は、その内周に 2 列の外側軌道面 170、171 が設けられると共に、その外周にフランジ(車体取付フランジ) 182 が設けられている。そして、外方部材 155 の第 1 外側軌道面 170 とハブ輪 152 の第 1 内側軌道面 168 とが対向し、外方部材 155 の第 2 外側軌道面 171 と、内輪 167 の第 2 内側軌道面 169 とが対向し、これらの間に転動体 172 が介装される。また、外方部材 155 の外周面(外径面)には車体取付用のフランジ 182 が設けられ、このフランジ 182 が図示省略のナックルに取り付けられる。

【0008】

ハブ輪 152 の軸部 163 に外側継手部材 153 の軸部 173 が挿入される。軸部 173 は、その反椀形部の端部にねじ部 174 が形成され、このねじ部 174 と椀形部 157 との間にスプライン部 175 が形成されている。また、ハブ輪 152 の軸部 163 の内周面(内径面)にスプライン部 176 が形成され、この軸部 173 がハブ輪 152 の軸部 163 に挿入された際には、軸部 173 側のスプライン部 175 とハブ輪 152 側のスプライン部 176 とが係合する。

30

【0009】

そして、軸部 163 から突出した軸部 173 のねじ部 174 にナット部材 177 が螺着され、ハブ輪 152 と外側継手部材 153 とが連結される。この際、ナット部材 177 の内端面(裏面) 178 と軸部 163 の外端面 179 とが当接するとともに、椀形部 157 の軸部側の端面 180 と内輪 167 の外端面 181 とが当接する。すなわち、ナット部材 177 を締付けることによって、ハブ輪 152 が内輪 167 を介してナット部材 177 と椀形部 157 とで挟持される。

40

【特許文献 1】特開 2004 - 340311 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0010】

従来では、前記したように、軸部 173 側のスプライン部 175 とハブ輪 152 側のスプライン部 176 とが係合するものである。このため、軸部 173 側及びハブ輪 152 側の両者にスプライン加工を施す必要があつて、コスト高となるとともに、圧入時には、軸部 173 側のスプライン部 175 とハブ輪 152 側のスプライン部 176 との凹凸を合わせる必要があり、この際、歯面を合わせることに伴って、圧入すれば、この凹凸歯が損傷

50

する（むしろ）おそれがある。また、歯面を合わせることなく、凹凸歯の大径合わせにて圧入すれば、円周方向のガタが生じやすい。このように、円周方向のガタがあると、回転トルクの伝達性に劣るとともに、異音が発生するおそれもあった。このため、従来のように、スプライン嵌合による場合、凹凸歯の損傷及び円周方向のガタの両者を成立させることは困難であった。

【0011】

スプライン嵌合において、雄スプラインと雌スプラインとの密着性の向上を図って、円周方向のガタが生じないようにしたとしても、駆動トルクが作用すれば、雄スプラインと雌スプラインとに相対変位が発生するおそれがある。このような相対変位が発生すれば、フレッシング摩耗が発生し、その摩耗粉により、スプラインがアブレーション摩耗を起すおそれがある。これによって、スプライン嵌合部位においてガタつきが生じたり、安定したトルク伝達ができなくなるおそれがある。

【0012】

近年、車両の燃費向上やバネ下荷重軽量化による運動性能向上のため、車輪用軸受装置に更なる軽量化が求められている。加えて、大きなモーメント荷重等が負荷されても十分な強度・耐久性を発揮するとともに、安定した走行のため（操縦安定性向上のため）に、軸受剛性を高めることも望まれている。

【0013】

本発明は、上記課題に鑑みて、スプライン嵌合部の円周方向のガタの抑制を図ることができ、ハブ輪と等速自在継手の外側継手部材との嵌合が安定して強度的にも優れた車輪用軸受装置であって、しかも、軽量化を図りつつも、軸受の負荷容量（定格荷重）及び剛性を向上させることができる車輪用軸受装置およびアクスルモジュールを提供する。

【課題を解決するための手段】

【0014】

本発明の車輪用軸受装置は、内周側に複数の外側軌道面を有する外方部材と、外周側に複数の内側軌道面を有する内方部材と、外方部材の外側軌道面とこれに対向する内方部材の内側軌道面との間に配置される転動体とを有する転がり軸受を備え、前記内方部材はハブ輪を有し、ハブ輪の孔部に嵌挿される等速自在継手の外側継手部材の軸部が凹凸嵌合構造を介してハブ輪に一体化される車輪用軸受装置であって、等速自在継手の外側継手部材の軸部の外径面とハブ輪の孔部の内径面とのどちらか一方に設けられて軸方向に延びる凸部を、軸方向に沿って他方に圧入し、他方に凸部に密着嵌合する凹部を凸部にて形成して、凸部と凹部との嵌合接触部位全域が密着する前記凹凸嵌合構造を構成し、かつ、前記転がり軸受において、インボード側の転動体のピッチ円直径をアウトボード側の転動体のピッチ円直径よりも大径としたものである。なお、以下の説明では、車両に組み付けた状態で車両の外側寄りとなる側をアウトボード側（図1の左側）、中央寄り側をインボード側（図1の右側）という。

【0015】

本発明の車輪用軸受装置によれば、凹凸嵌合構造は、凸部と凹部との嵌合接触部位の全体が密着しているため、この嵌合構造では、径方向及び円周方向においてガタが生じる隙間が形成されない。外側継手部材の軸部の外径面とハブ輪の孔部の内径面とのどちらか一方に設けられて軸方向に延びる凸部を、軸方向に沿って他方に圧入し、この他方に凸部に密着嵌合する凹部を凸部にて形成して、前記凹凸嵌合構造を構成する。すなわち、相手側の凹部形成面に凸部の形状の転写を行うことになる。

【0016】

転がり軸受において、インボード側の転動体の数をアウトボード側の転動体の数よりも多くしたり、インボード側の転動体とアウトボード側の転動体とを同一サイズとしたりすることができる。すなわち、インボード側の転動体とアウトボード側の転動体とを同一サイズにすれば、インボード側の転動体のピッチ円直径はアウトボード側の転動体のピッチ円直径よりも大径であるため、インボード側の転動体の数をアウトボード側の転動体の数よりも多くできる。また、インボード側の転動体のピッチ円直径を大きくすることによ

10

20

30

40

50

て、軸受スパン（両軌道面に加わる力の作用方向の作用線と軸心との交点の間隔）を大きくすることができる。

【0017】

内方部材のインボード側の端面と、これに対向する等速自在継手の外側継手部材の対向面とを接触させ、この接触によって軸部のハブ輪への圧入量を規制するようにするのが好ましい。このように接触させることによって、車輪用軸受装置の軸方向長さを短く設定することができるとともに、凹凸嵌合構造の軸方向長さを規制できる。しかも、この接触によって、内方部材のインボード側の端面と、等速自在継手の外側継手部材の対向面との間においてシール機能を発揮することができ、凹凸嵌合構造部への雨水やダストの侵入を防止することができる。

10

【0018】

本発明のアクスルモジュールは、前記車輪用軸受装置を備え、アウトボード側の等速自在継手に連結されたシャフトと、このシャフトの他方に連結されたインボード側の摺動型の等速自在継手とを備えたものである。

【0019】

また、車輪用軸受装置の外方部材のナックル嵌入面の外径が、インボード側の等速自在継手及びアウトボード側の等速自在継手の最大外径よりも大径に設定されているのが好ましい。このように設定すれば、アクスルモジュールのナックルへの挿入の容易化を図ることができる。

【発明の効果】

20

【0020】

本発明では、凹凸嵌合構造において、径方向及び円周方向においてガタが生じる隙間が形成されないので、嵌合部位の全てが回転トルク伝達に寄与し、安定したトルク伝達が可能であり、しかも、異音の発生も生じさせない。さらには、隙間無く密着しているので、トルク伝達部位の強度が向上する。このため、車輪用軸受装置を軽量、コンパクトにすることができる。

【0021】

インボード側の転動体の数をアウトボード側の転動体の数よりも多くできるとともに、軸受スパンを大きくすることができる。これによって、径方向寸法を有効に活用し、軸方向寸法のコンパクト化及び軽量化を図ることができ、しかも軸受の負荷容量の向上及び内部剛性の向上を図ることができる。すなわち、本発明の車輪用軸受装置は、従来の同タイプのものと比較して、軸受の負荷容量・剛性を同等以上に確保しつつ、軸受の両軌道面の軸方向配置距離（寸法）を短縮する構造となっている。

30

【0022】

ところで、通常この種の車輪用軸受装置の寿命は、インボード側列の方が短命である。本発明の構造とすることによって、インボード側列の負荷容量がアップし、計算寿命が長くなる。この結果、アウトボード側列との計算寿命のバランスが良くなり、無駄のない設計、及びコストアップ防止が可能となる。

【0023】

インボード側の転動体とアウトボード側の転動体とを同一サイズとすることによって、組立工程における誤組みの問題を解消でき、製造コストの低減を図ることができるとともに、品質の信頼性が向上する。

40

【0024】

内方部材のインボード側の端面と、これに対向する等速自在継手の外側継手部材の対向面とを接触させることによって、軸方向のコンパクト化を図ることができ、しかも、この車輪用軸受装置の寸法精度が安定するとともに、軸方向に沿って配設される凹凸嵌合構造の軸方向長さを安定した長さに確保することができ、トルク伝達性の向上を図ることができる。また、接触面におけるシール機能が発揮され、雨水やダスト等の凹凸嵌合構造内部への侵入が防止され、凹凸嵌合構造は長期にわたって安定した嵌合状態を維持できる。しかも、この接触面間において別途シール材（剤）を装着する必要がなく、コスト増加を防

50

ることができる。

【 0 0 2 5 】

前記のような車輪用軸受装置を用いたアクスルモジュールは、車輪用軸受装置のコンパクト化及び軽量化を図ることができ、しかも軸受の負荷容量の向上及び内部剛性の向上を図ることができるので、車両の燃費向上およびバネ下荷重軽量化による運動性能の向上を図ることができる。さらに、大きなモーメント荷重が負荷されても十分な強度・耐久性を発揮することができる。しかも、安定した走行（操縦安定性向上）が可能となる。

【 0 0 2 6 】

また、車輪用軸受装置の外方部材のナックル嵌入面の外径が、インボード側の等速自在継手及びアウトボード側の等速自在継手の最大外径よりも大径に設定されていれば、懸架装置を構成するナックルに対してアクスルモジュールを容易に嵌挿でき、ブーツ等がナックルに干渉して傷付くことなく組立てることができる。この場合、アウトボード側の外方部材の外径はハブボルトPCDの制約から自由に大きくすることができない。また、軽量化の観点からもハブボルトPCDアップによるハブフランジ外径アップは望ましくない。そこで、外方部材のナックル嵌入面の外径を大きくした分、インボード側列の軸受PCD（インボード側の転動体のピッチ円直径）を大きくし、転動体個数（ボール個数）の増加と軸受スパンのアップを図るようにしている。

【 発明を実施するための最良の形態 】

【 0 0 2 7 】

以下本発明の実施の形態を図1～図15に基づいて説明する。図1にアクスルモジュールの例を示す。このアクスルモジュールは、アウトボード側等速自在継手T1と、インボード側等速自在継手T2と、一端側がアウトボード側等速自在継手T1に連結されるとともに、他端側がインボード側等速自在継手T2に連結される中間軸（シャフト）10とを備えたものである。アウトボード側においては、転がり軸受2を有する車輪用軸受装置を備え、この車輪用軸受装置の後述するハブ輪1にアウトボード側等速自在継手T1が装着される。なお、自動車等の車両に組付けた状態で車両の外側となる方をアウトボード側（図面左側）、自動車等の車両に組付けた状態で車両の内側となる方をインボード側（図面右側）という場合がある。

【 0 0 2 8 】

アウトボード側等速自在継手T1（3）は、外側継手部材としての外輪5と、外輪5の内側に配された内側継手部材としての内輪6と、外輪5と内輪6との間に介在してトルクを伝達する複数のボール7と、外輪5と内輪6との間に介在してボール7を保持するケージ8とを主要な部材として構成される。内輪6はその孔部内径6aにシャフト10の端部10aを圧入することによりスプライン嵌合してシャフト10とトルク伝達可能に結合されている。なお、シャフト10の端部10aには、シャフト抜け止め用の止め輪9が装着されている。

【 0 0 2 9 】

外輪5はマウス部11とステム部（軸部）12とからなり、図2に示すように、マウス部11は一端にて開口した椀状で、その内球面13に、軸方向に延びた複数のトラック溝14が円周方向等間隔に形成されている。そのトラック溝14はマウス部11の開口端まで延びている。内輪6は、その外球面15に、軸方向に延びた複数のトラック溝16が円周方向等間隔に形成されている。

【 0 0 3 0 】

外輪5のトラック溝14と内輪6のトラック溝16とは対をなし、各対のトラック溝14, 16で構成されるボールトラックに1個ずつ、トルク伝達要素としてのボール7が転動可能に組み込んである。ボール7は外輪5のトラック溝14と内輪6のトラック溝16との間に介在してトルクを伝達する。ケージ8は外輪5と内輪6との間に摺動可能に介在し、外球面にて外輪5の内球面13と接し、内球面にて内輪6の外球面15と接する。なお、この場合の等速自在継手は、ツェパー型を示しているが、トラック溝の溝底に直線状のストレート部を有するアンダーカットフリー型等の他の等速自在継手であってもよい。

10

20

30

40

50

【0031】

また、図1に示すように、マウス部11の開口部はブーツ18にて塞がれている。ブーツ18は、大径部18aと、小径部18bと、大径部18aと小径部18bとを連結する蛇腹部18cとからなる。大径部18aがマウス部11の開口部に外嵌され、この状態でブーツバンド19aにて締結され、小径部18bがシャフト10のブーツ装着部10bに外嵌され、この状態でブーツバンド19bにて締結されている。

【0032】

インボード側の等速自在継手T2は、ここではトリポード型の例を示してあるが、ダブルオフセット型等、他のしゅう動式等速自在継手を採用することもできる。等速自在継手T2は、外側継手部材としての継手外輪131と、内側継手部材としてのトリポード132と、トルク伝達要素としてのローラ133とを主要な構成要素としている。

10

【0033】

継手外輪131はマウス部131aと軸部131bとからなり、軸部131bにてデイレンシャルの出力軸とトルク伝達可能に連結するようになっている。マウス部131aは一端にて開口したカップ状で、内周の円周方向三等分位置に軸方向に延びるトラック溝136が形成してある。このためマウス部131aの横断面形状は花冠状を呈する。

【0034】

トリポード132はボス138と脚軸139とからなり、ボス138のスプライン孔138aにてシャフト10の端部スプライン10cとトルク伝達可能に結合している。脚軸139はボス138の円周方向三等分位置から半径方向に突出している。各脚軸139にはローラ133を回転自在に支持させてある。

20

【0035】

ここでも、ブーツ140を取り付けて継手外輪131の開口部を塞いである。これにより、内部に充填した潤滑剤の漏洩を防止するとともに、外部から異物が侵入するのを防止する。ブーツ140は、大径部140aと、小径部140bと、大径部140aと小径部140bとの間の蛇腹部140cとからなり、大径部140aをマウス部131aの開口端部に取り付けてブーツバンド141aで締め付け、小径部140bをシャフト10のブーツ装着部10dに取り付けてブーツバンド141bで締め付けてある。

【0036】

ハブ輪1は、筒部20と、筒部20の反継手側の端部に設けられるフランジ21とを有し、アウトボード側の端面に、ブレーキパイロット部60aとホイールパイロット部60bとからなるパイロット部60が設けられている。

30

【0037】

筒部20の孔部22は、図6に示すように、軸方向中間部の軸部嵌合孔22aと、反継手側のコーン状孔22bと、継手側の大径孔22cとを備える。すなわち、軸部嵌合孔22aにおいて、後述する凹凸嵌合構造Mを介して等速自在継手3の外輪5の軸部12とハブ輪1とが結合される。また、軸部嵌合孔22aと大径孔22cとの間には、テーパ部(テーパ孔)22dが設けられている。このテーパ部22dは、ハブ輪1と外輪5の軸部12を結合する際の圧入方向に沿って縮径している。テーパ部22dのテーパ角度1は、例えば15°~75°とされる。

40

【0038】

転がり軸受2は、内周側に複数の外側軌道面26、27を有する外方部材25と、外周側に複数の内側軌道面28、29を有する内方部材39と、外方部材25の外側軌道面26、27とこれに対向する内方部材39の内側軌道面28、29との間に配置される転動体30とを有する。この場合の内方部材39は、前記ハブ輪1と、ハブ輪1の筒部20の継手側に設けられた段差部23に嵌合する内輪24とからなる。なお、外方部材25の両開口部にはシール部材S1、S2が装着されている。

【0039】

図1に示すように、インボード側の転動体30のピッチ円直径 PCD_{IB} をアウトボード側の転動体30のピッチ円直径 PCD_{OB} よりも大径としている。この際、インボード側の

50

転動体 30 とアウトボード側の転動体 30 とを同一のサイズとしている。すなわち、インボード側の転動体 30 とアウトボード側の転動体 30 とを同一外径寸法のボールとしている。このため、インボード側の転動体 30 の数がアウトボード側の転動体 30 の数よりも多くなっている。

【0040】

また、外方部材 25 の外径面には車体取付用フランジ 55 が設けられ、この車体取付用フランジ 55 よりもインボード側の外径面を図示省略のナックルに嵌入される嵌入面 25a とされる。車体取付用フランジ 55 には取付孔（ねじ孔）55a が形成され、嵌入面 25a をナックルに挿入し、その状態でこの取付孔（ねじ孔）55a を介してボルト部材を締結することによって、ナックルにこの車輪用軸受装置を取り付けることができる。

10

【0041】

ハブ輪 1 の継手側の端部を加締めて、その加締部 31 にて軸受 2 に予圧を付与するものである。これによって、内輪 24 をハブ輪 1 に締結することができる。またハブ輪 1 のフランジ 21 にはボルト装着孔 32 が設けられて、ホイールおよびブレーキロータをこのフランジ 21 に固定するためのハブボルト 33 がこのボルト装着孔 32 に装着される。

【0042】

凹凸嵌合構造 M は、図 3 (a) (b) に示すように、例えば、軸部 12 の端部に設けられて軸方向に延びる凸部 35 と、ハブ輪 1 の孔部 22 の内径面（この場合、軸部嵌合孔 22a の内径面 37）に形成される凹部 36 とからなり、凸部 35 とその凸部 35 に嵌合するハブ輪 1 の凹部 36 との嵌合接触部位 38 全域が密着している。すなわち、軸部 12 の反マウス部側の外周面に、複数の凸部 35 が周方向に沿って所定ピッチで配設され、ハブ輪 1 の孔部 22 の軸部嵌合孔 22a の内径面 37 に凸部 35 が嵌合する複数の凹部 36 が周方向に沿って形成されている。つまり、周方向全周にわたって、凸部 35 とこれに嵌合する凹部 36 とがタイトフィットしている。

20

【0043】

この場合、各凸部 35 は、その断面が凸アール状の頂点を有する三角形状（山形状）であり、各凸部 35 の凹部嵌合部位とは、図 3 (b) に示す範囲 A であり、断面における山形の中腹部から山頂にいたる範囲である。また、周方向の隣合う凸部 35 間において、ハブ輪 1 の内径面 37 よりも内径側に隙間 40 が形成されている。

【0044】

このように、ハブ輪 1 と等速自在継手 3 の外輪 5 の軸部 12 とを凹凸嵌合構造 M を介して連結できる。この際、前記したようにハブ輪 1 の継手側の端部を加締めて、その加締部 31 にて軸受 2 に予圧を付与するものである。すなわち、加締部 31 によって、図 2 等に示すように、内輪 24 のインボード側の端面 24a を軸方向に沿ってアウトボード側へ押圧し、内輪 24 のアウトボード側の端面 24b が段差部 23 の端面 23a に接触乃至圧接する。

30

【0045】

この車輪用軸受装置では、図 2 等に示すように、内方部材 39 のインボード側の端面と、これに対向する等速自在継手 3 の外輪 5 の対向面とが接触している。すなわち、内方部材 39 のインボード側の端面である加締部 31 の端面（外端面）31a に、等速自在継手 T1 (3) の外輪 5 のマウス部 11 の対向面である底部裏面（バック面）11a が当接する。すなわち、接触させた場合、ハブ輪 1 の加締部 31 とマウス部 11 の底部裏面（バック面）11a との接触面圧が 100 MPa を越えると、異音を発生するおそれがある。これは、大トルク負荷時に、等速自在継手 3 の外輪 5 とハブ輪 1 との擦れ量に差が生じ、この差により、等速自在継手 3 の外輪 5 とハブ輪 1 との接触部に急激なスリップが生じて異音が発生することがある。これに対して、接触面圧が 100 MPa 以下であれば、急激なスリップが生じることを防止できて、異音の発生を抑えることができる。これによって、静粛な車輪用軸受装置を構成することができる。なお、接触面圧が 100 MPa 以下であっても、シール構造を構成することができる面圧以上である必要がある。

40

【0046】

50

また、孔部 2 2 のアウトボード側の開口部 6 2 には、異物侵入防止用シールプレート 6 1 が装着されている。シールプレート 6 1 は、円盤状の本体 6 1 a と、この本体 6 1 a の外周縁から軸方向に延びる短円筒状の鏝部 6 1 b とからなり、鏝部 6 1 b が孔部 2 2 のアウトボード側の開口部 6 2 に圧入されている。すなわち、この異物侵入防止用シールプレート 6 1 にて、雨水やダスト等の異物のハブ輪 1 の内部、つまり凹凸嵌合構造 M への侵入を防止することができる。

【 0 0 4 7 】

ところで、この車輪用軸受装置を組み立てる場合、後述するように、ハブ輪 1 に対して外輪 5 の軸部 1 2 を圧入することによって、凸部 3 5 によって凹部 3 6 を形成するようにしている。この際圧入していけば、凸部 3 5 にて形成される凹部 3 6 から材料がはみ出してはみ出し部 4 5 (図 4 参照) が形成される。はみ出し部 4 5 は、凸部 3 5 の凹部嵌合部位が嵌入 (嵌合) する凹部 3 6 の容量の材料分であって、形成される凹部 3 6 から押し出されたもの、凹部 3 6 を形成するために切削されたもの、又は押し出されたものと切削されたものの両者等から構成される。このため、前記図 1 等に示す車輪用軸受装置では、はみ出し部 4 5 を収納するポケット部 (収納部) 5 0 を軸部 1 2 に設けている。

10

【 0 0 4 8 】

軸部 1 2 のスプライン 4 1 の軸端縁に周方向溝 5 1 を設けることによって、ポケット部 (収納部) 5 0 を形成している。周方向溝 5 1 よりも反スプライン側には、軸部抜け止め構造 M 1 を構成する端部拡径加締部 (テーパ状係止片) 6 5 が形成されている。

【 0 0 4 9 】

20

次に、凹凸嵌合構造 M の嵌合方法を説明する。この場合、図 6 に示すように、軸部 1 2 の外径部には熱硬化処理を施し、この硬化層 H に軸方向に沿う凸部 4 1 a と凹部 4 1 b とからなるスプライン 4 1 を形成する。このため、スプライン 4 1 の凸部 4 1 a が硬化処理されて、この凸部 4 1 a が凹凸嵌合構造 M の凸部 3 5 となる。なお、この実施形態での硬化層 H の範囲は、クロスハッチング部で示すように、スプライン 4 1 の外端縁から外輪 5 のマウス部 1 1 の底壁の一部までである。この熱硬化処理としては、高周波焼入れや浸炭焼入れ等の種々の熱処理を採用することができる。ここで、高周波焼入れとは、高周波電流の流れているコイル中に焼入れに必要な部分を入れ、電磁誘導作用により、ジュール熱を発生させて、伝導性物体を加熱する原理を応用した焼入れ方法である。また、浸炭焼入れとは、低炭素材料の表面から炭素を浸入 / 拡散させ、その後焼入れを行う方法である。

30

【 0 0 5 0 】

高周波焼入れを行えば、表面は硬く、内部は素材の硬さそのままとすることができ、このため、ハブ輪 1 の内径側を未焼き状態に維持できる。このため、ハブ輪 1 の孔部 2 2 の内径面 3 7 側においては熱硬化処理を行わない未硬化部 (未焼き状態) とする。外輪 5 の軸部 1 2 の硬化層 H とハブ輪 1 の未硬化部との硬度差は、HRC で 20 ポイント以上とする。具体的には、硬化層 H の硬度を 50 HRC から 65 HRC 程度とし、ハブ輪 1 の未硬化部の硬度を 10 HRC から 30 HRC 程度とする。

40

【 0 0 5 1 】

この際、凸部 3 5 の突出方向中間部位が、凹部形成前の凹部形成面 (この場合、ハブ輪 1 の軸部嵌合孔 2 2 a の内径面 3 7) の位置に対応する。すなわち、図 6 に示すように、軸部嵌合孔 2 2 a の内径面 3 7 の内径寸法 D を、凸部 3 5 の最大外径、つまりスプライン 4 1 の凸部 4 1 a である前記凸部 3 5 の頂点を結ぶ円の最大直径寸法 (外接円直径) D 1 よりも小さく、凸部間の軸部外径面の外径寸法、つまりスプライン 4 1 の凹部 4 1 b の底を結ぶ円の最小外径寸法 D 2 よりも大きく設定される。すなわち、 $D 2 < D < D 1$ とされる。

50

【 0 0 5 2 】

スプライン 4 1 は、従来からの公知公用の手段である転造加工、切削加工、プレス加工、引き抜き加工等の種々の加工方法によって、形成することができる。また、熱硬化処理としては、高周波焼入れ、浸炭焼入れ等の種々の熱処理を採用することができる。

【 0 0 5 3 】

また、圧入前には軸部 1 2 の端面 1 2 a の外周縁部から前記テーパ状係止片 6 5 を構成するための短円筒部 6 6 を軸方向に沿って突出させている。短円筒部 6 6 の外径 D_4 は孔部 2 2 の軸部嵌合孔 2 2 a の内径寸法 D よりも小さく設定している。すなわち、この短円筒部 6 6 が後述するように、軸部 1 2 のハブ輪 1 の孔部 2 2 への圧入時の調芯部材となる。孔部 2 2 の大径部 2 2 c の内径 D_5 を短円筒部 6 6 の外径 D_4 よりも大きくしている。

10

【 0 0 5 4 】

そして、ハブ輪 1 の軸心と等速自在継手の外輪 5 の軸心とを合わせた状態で、ハブ輪 1 に対して、外輪 5 の軸部 1 2 を挿入（圧入）していく。この際、ハブ輪 1 の孔部 2 2 に圧入方向に沿って縮径するテーパ部 2 2 d を形成しているため、このテーパ部 2 2 d が圧入開始時のガイドを構成することができる。また、軸部嵌合孔 2 2 a の内径面 3 7 の径寸法 D と、凸部 3 5 の最大直径寸法 D_1 と、スプライン 4 1 の凹部の最小外径寸法 D_2 とが前記のような関係であり、しかも、凸部 3 5 の硬度が軸部嵌合孔 2 2 a の内径面 3 7 の硬度よりも 20 ポイント以上大きいので、軸部 1 2 をハブ輪 1 の軸部嵌合孔 2 2 a に圧入していけば、この凸部 3 5 が内径面 3 7 に食い込んでいき、凸部 3 5 が、この凸部 3 5 が嵌合する凹部 3 6 を軸方向に沿って形成していくことになる。

20

【 0 0 5 5 】

このように圧入されることによって、図 4 に示すように、形成されるはみ出し部 4 5 は、カールしつつポケット部 5 0 内に収納されて行く。すなわち、軸部嵌合孔 2 2 a の内径面から削り取られたり、押し出されたりした材料の一部がポケット部 5 0 内に入り込んでいく。

【 0 0 5 6 】

また、圧入によって、図 3 に示すように、軸部 1 2 の端部の凸部 3 5 と、これに嵌合する凹部 3 6 との嵌合接触部位 3 8 の全体が密着している。すなわち、相手側の凹部形成面（この場合、軸部嵌合孔 2 2 a の内径面 3 7）に凸部 3 5 の形状の転写を行うことになる。この際、凸部 3 5 が軸部嵌合孔 2 2 a の内径面 3 7 に食い込んでいくことによって、軸部嵌合孔 2 2 a が僅かに拡径した状態となって、凸部 3 5 の軸方向の移動を許容し、軸方向の移動が停止すれば、軸部嵌合孔 2 2 a が元の径に戻ろうとして縮径することになる。言い換えれば、凸部 3 5 の圧入時にハブ輪 1 が径方向に弾性変形し、この弾性変形分の予圧が凸部 3 5 の歯面（凹部嵌合部位の表面）に付与される。このため、凸部 3 5 の凹部嵌合部位の全体がその対応する凹部 3 6 に対して密着する凹凸嵌合構造 M を確実に形成することができる。

30

【 0 0 5 7 】

このように、凹凸嵌合構造 M が構成されるが、この場合の凹凸嵌合構造 M は転がり軸受 2 の軌道面 2 6、2 7、2 8、2 9 の避直下位置に配置される。ここで、避直下位置とは、軌道面 2 6、2 7、2 8、2 9 に対して径方向に対応しない位置である。

40

【 0 0 5 8 】

また、外輪 5 の軸部 1 2 をハブ輪 1 の軸部嵌合孔 2 2 a に圧入して、凹凸嵌合構造 M を介して外輪 5 の軸部 1 2 とハブ輪 1 とが一体化された状態では、短円筒部 6 6 が軸部嵌合孔 2 2 a からコーン状孔 2 2 b 側に突出する。

【 0 0 5 9 】

そこで、図 2 の仮想線で示すような治具 6 7 を使用してこの短円筒部 6 6 を拡径することになる。なお、この状態ではシールプレート 6 1 を装着してない。治具 6 7 は、円柱状の本体部 6 8 と、この本体部 6 8 の先端部に連設される円錐台部 6 9 とを備える。治具 6 7 の円錐台部 6 9 は、その傾斜面 6 9 a の傾斜角度がコーン状孔 2 2 b の傾斜角度と略同一とされ、かつ、その先端の外径が短円筒部 6 6 の内径と同一乃至僅かに短円筒部 6 6 の

50

内径よりも小さい寸法に設定されている。そして、治具 67 の円錐台部 69 をコーン状孔 22b を介して嵌入することによって矢印 方向の荷重を付加し、これによって、図 6 に示す短円筒部 66 の内径側にこの短円筒部 66 が拡張する矢印 方向（図 2 参照）の拡張力を付与する。この際、治具 67 の円錐台部 69 によって、短円筒部 66 の少なくとも一部はコーン状孔 22b の内径面側に押圧され、コーン状孔 22b の内径面に、圧接乃至接触した状態となり、前記軸部抜け止め構造 M1 を構成することができる。なお、治具 67 の矢印 方向の荷重を付加する際には、この車輪用軸受装置が矢印 方向へ移動しないように、固定する必要があるが、ハブ輪 1 や等速自在継手 3 等の一部を固定部材にて受ければよい。ところで、短円筒部 66 の内径面は軸端側に拡張するテーパ形状でも良い。このような形状にしておけば、鍛造で内径面を成形することも可能であり、コスト低減に繋がる。

10

【0060】

また、治具 67 の矢印 方向の荷重を低減させるため、円筒部 66 に切り欠きを入れても良いし、治具 67 の円錐台部 69 の円錐面を周方向で部分的に配置するものでも良い。円筒部 66 に切り欠きを入れた場合、円筒部 66 を拡張し易くなる。また、治具 67 の円錐台部 69 の円錐面を周方向で部分的に配置するものである場合、円筒部 66 を拡張させる部位が円周上の一部になるため、治具 67 の押し込み荷重を低減させることができる。

【0061】

この凹凸嵌合構造 M では、図 5 に示すように、軸部 12 の外径寸法 $D1$ と、ハブ輪 1 の孔部 22 の軸部嵌合孔 22a の内径寸法 D との径差 ($D1 - D$) を d とし、軸部 12 の外径面に設けられた凸部 35 の高さを h とし、その比を $d / 2h$ としたときに、 $0.3 < d / 2h < 0.86$ とする。これによって、凸部 35 の突出方向中間部位（高さ方向中間部位）が、凹部形成前の凹部形成面上に確実に配置されるようにすることによって、凸部 35 が圧入時に凹部形成面に食い込んでいき、凹部 36 を確実に形成することができる。

20

【0062】

このように、等速自在継手 3 の外輪 5 の軸部 12 をハブ輪 1 の軸部嵌合孔 22a に圧入した後は、ハブ輪 1 のアウトボード側の開口部 62 にシールプレート 61 を圧入することになる。

【0063】

ところで、図 1 に示すように組立られたアクスルモジュールは、ナックル（図示省略）に装着されることになる。この場合、外方部材 25 のナックル嵌入面 25a の外径 $D11$ を等速自在継手 T1 の最大外径寸法 $D12$ よりも大径とする。ここで、等速自在継手 T1 の最大外径寸法 $D12$ は、ブーツ 18 およびブーツバンド 19a, 19b 等の付属品も含めた状態でのこの等速自在継手 T1 の最大外径寸法を意味する。また、インボード側等速自在継手 T2 の最大外径寸法 $D13$ を外方部材 25 の外径 $D11$ よりも小径に設定する。インボード側等速自在継手 T2 の最大外径寸法 $D13$ は、アウトボード側等速自在継手 T1 の場合と同様に、ブーツ 140 およびブーツバンド 141 等の付属品も含めた状態でのインボード側等速自在継手 T2 の最大外径寸法を意味する。

30

【0064】

アクスルモジュールの車両への組み付けは、ナックルにこのアクスルモジュールをインボード側の等速自在継手 T2 側から通し、続いてアウトボード側の等速自在継手 T1 を通過させ、最後に、車輪用軸受装置の外方部材 25 をナックルの孔に嵌入することになる。そして、この嵌入状態で、外方部材 25 のフランジ 55 の取付孔（ねじ孔）55a を介してボルト部材を締結することによって、ナックルにこの車輪用軸受装置を取り付けることができる。

40

【0065】

本発明では、凹凸嵌合構造 M は、凸部 35 と凹部 36 との嵌合接触部位 38 の全体が密着しているため、この嵌合構造 M において、径方向及び円周方向においてガタが生じる隙間が形成されない。このため、嵌合部位の全てが回転トルク伝達に寄与し、安定したトル

50

ク伝達が可能であり、しかも、異音の発生も生じさせない。

【0066】

凹部36が形成される部材（この場合、ハブ輪1）には、スプライン部等を形成しておく必要がなく、生産性に優れ、かつスプライン同士の位相合わせを必要とせず、組立性の向上を図るとともに、圧入時の歯面の損傷を回避することができ、安定した嵌合状態を維持できる。

【0067】

凸部35の硬度が50HRC～65HRCであれば、相手側に圧入するための硬度を具備することができ、圧入性の向上を図ることができ、また、相手側の硬度が10HRC～30HRCであれば、圧入することができる。

【0068】

凸部35が高周波熱処理にて熱処理硬化することができ、高周波熱処理の利点（局部加熱ができ、焼入れ条件の調整が容易である点。短時間に加熱ができるため酸化が少ない点。他の焼入れ方法に比べて、焼入れ歪が少ない点。表面硬さが高く、優れた耐摩耗性を得られる点。硬化層の深さの選定も比較的容易である点。自動化が容易で機械加工ラインへの組み入れも可能である点等の利点）を奏することができる。

【0069】

軸部12の外径寸法とハブ輪1の軸部嵌合孔22aの内径寸法との径差を d とし、凸部の高さを h とし、その比を $d/2h$ としたときに、 $0.3 < d/2h < 0.86$ としので、凸部35の圧入代を十分にとることができる。すなわち、 $d/2h$ が0.3以下である場合、擦り強度が低くなり、また、 $d/2h$ が0.86を越えれば、微小な圧入時の芯ずれや圧入傾きにより、凸部35の全体が相手側に食い込み、凹凸嵌合構造Mの成形性が悪化し、圧入荷重が急激に増大する。凹凸嵌合構造Mの成形性が悪化した場合、擦り強度が低下するだけでなく、ハブ輪外径の膨張量も増大するため、ハブ輪1に装着される軸受2の機能に影響し、回転寿命が低下する等の問題もある。これに対して、 $d/2h$ を0.3～0.86にすることにより、凹凸嵌合構造Mの成形性が安定し、圧入荷重のばらつきも無く、安定した擦り強度が得られる。

【0070】

テーパ部22dが圧入開始時のガイドを構成することができるので、ハブ輪1の孔部22に対して外輪5の軸部12を、ズレを生じさせることなく圧入させることができ、安定したトルク伝達が可能となる。さらに、短円筒部66の外径D4は孔部22の軸部嵌合孔22aの内径寸法Dよりも小さく設定しているので、調芯部材となり、芯ずれを防止しつつ軸部をハブ輪に圧入することができ、より安定した圧入が可能となる。

【0071】

凹凸嵌合構造Mを転がり軸受2の軌道面の避直下位置に配置することによって、軸受軌道面におけるフープ応力の発生を抑える。これにより、転がり疲労寿命の低下、クラック発生、及び応力腐食割れ等の軸受の不具合発生を防止することができ、高品質な軸受を提供することができる。

【0072】

軸部抜け止め構造M1によって、外輪5の軸部12がハブ輪1の孔部22からの抜け（特にシャフト側への軸方向の抜け）を有効に防止できる。これによって、安定した連結状態を維持でき、車輪用軸受装置の高品質化を図ることができる。また、軸部抜け止め構造M1がテーパ状係止片65であるので、従来のようなねじ締結を省略できる。このため、軸部12にハブ輪1の孔部22から突出するねじ部を形成する必要がなくなるとともに、ねじ締結作業を省略でき、組立作業性の向上を図ることができる。しかも、テーパ状係止片65では、外輪5の軸部12の一部を拡径させればよく、軸部抜け止め構造M1の形成を容易に行うことができる。なお、外輪5の軸部12の反継手方向への移動は、軸部12をさらに圧入する方向への押圧力が必要であり、外輪5の軸部12の反継手方向への位置ズレは極めて生じにくく、かつ、たとえこの方向に位置ズレしたとしても、外輪5のマウス部11の底部がハブ輪1の加締部31に当接して、ハブ

10

20

30

40

50

輪 1 から外輪 5 の軸部 1 2 が抜けることがない。

【 0 0 7 3 】

等速自在継手の外輪 5 の軸部 1 2 の凸部の軸方向端部の硬度をハブ輪 1 の軸部嵌合孔 2 2 a 内径部よりも高くして、軸部 1 2 をハブ輪 1 の軸部嵌合孔 2 2 a に凸部 3 5 の軸方向端部側から圧入するので、ハブ輪 1 の軸部嵌合孔 2 2 a 内径面への凹部形成が容易となる。また、軸部側の硬度を高くでき、軸部 1 2 の捩り強度を向上させることができる。

【 0 0 7 4 】

また、ハブ輪 1 の端部が加締られて転がり軸受 2 に対して予圧が付与されるので、外輪 5 のマウス部 1 1 によって予圧を付与する必要がなくなる。このため、転がり軸受 2 への予圧を考慮することなく、外輪 5 の軸部 1 2 を圧入することができ、ハブ輪 1 と外輪 5 との連結性（組み付け性）の向上を図ることができる。

10

【 0 0 7 5 】

なお、凸部 3 5 を、この種のシャフトに通常形成されるスプラインをもって構成することができるので、低コストにて簡単にこの凸部 3 5 を形成することができる。

【 0 0 7 6 】

また、軸部 1 2 をハブ輪 1 に圧入していくことによって、凹部 3 6 を形成していくと、この凹部 3 6 側に加工硬化が生じる。ここで、加工硬化とは、物体に塑性変形（塑性加工）を与えると、変形の度が増すにつれて変形に対する抵抗が増大し、変形を受けていない材料よりも硬くなることをいう。このため、圧入時に塑性変形することによって、凹部 3 6 側のハブ輪 1 の内径面 3 7 が硬化して、回転トルク伝達性の向上を図ることができる。

20

【 0 0 7 7 】

ハブ輪 1 の内径側は比較的軟かい。このため、外輪 5 の軸部 1 2 の外径面の凸部 3 5 をハブ輪 1 の軸部嵌合孔 2 2 a 内径面の凹部 3 6 に嵌合させる際の嵌合性（密着性）の向上を図ることができ、径方向及び円周方向においてガタが生じるのを精度良く抑えることができる。

【 0 0 7 8 】

圧入による凹部形成によって生じるはみ出し部 4 5 を収納するポケット部 5 0 を設けることによって、はみ出し部 4 5 をこのポケット部 5 0 内に保持（維持）することができ、はみ出し部 4 5 が装置外の車両内等へ入り込んだりすることがない。すなわち、はみ出し部 4 5 をポケット部 5 0 に収納したままにしておくことができ、はみ出し部 4 5 の除去処理を行う必要がなく、組み立て作業工数の減少を図ることができ、組み立て作業性の向上及びコスト低減を図ることができる。

30

【 0 0 7 9 】

ところで、凸部 3 5（軸部 1 2 側の凸部）と相手側（ハブ輪 1 の内径面）との硬度差が 20 HRC 未満では、圧入荷重が大きくなって、圧入途中等で、いわゆる「むしれ」が発生する損傷状態となるおそれがある。このため、本実施形態では、具体的には、軸部 1 2 の硬化層 H の硬度を 50 HRC から 65 HRC 程度とし、ハブ輪 1 の未硬化部の硬度を 10 HRC から 30 HRC 程度として、硬度差を HRC で 20 ポイント以上とするのが、比較的荷重に圧入でき、しかも凸部 3 5 にむしれが発生しない。

40

【 0 0 8 0 】

転がり軸受 2 において、インボード側の転動体 3 0 の数をアウトボード側の転動体 3 0 の数よりも多くしたり、インボード側の転動体 3 0 とアウトボード側の転動体 3 0 とを同一サイズとしたりすることができる。すなわち、インボード側の転動体 3 0 とアウトボード側の転動体 3 0 とを同一サイズにすれば、インボード側の転動体 3 0 のピッチ円直径 PCD_{IB} はアウトボード側の転動体 3 0 のピッチ円直径 PCD_{OB} よりも大径であるので、インボード側の転動体 3 0 の数をアウトボード側の転動体 3 0 の数よりも多くできる。また、図 2 に示すように、軸受スパン S（両軌道面に加わる力の作用方向の作用線と軸心との交点の間隔）を大きくすることができる。すなわち、インボード側の転動体 3 0 のピッチ円直径 PCD_{IB} とアウトボード側の転動体 3 0 のピッチ円直径 PCD_{OB} とが同一であれば

50

、軸受スパンが S_a となり、この場合、 $S > S_a$ となる。

【0081】

このように、軸受スパン S を大きくすることができることによって、径方向寸法を有効に活用し、軸方向寸法のコンパクト化及び軽量化を図ることができ、しかも軸受の負荷容量の向上及び内部剛性の向上を図ることができる。すなわち、本発明の車輪用軸受装置は、従来の同タイプのものと比較して、軸受の負荷容量・剛性を同等以上に確保しつつ、軸受の両軌道面の軸方向配置距離（寸法）を短縮し、車輪用軸受装置をコンパクトにする構造となっている。

【0082】

ところで、通常この種の車輪用軸受装置の寿命は、インボード側列の方が短命である。本発明の構造とすることによって、インボード側列の負荷容量がアップし、計算寿命が長くなる。この結果、アウトボード側列との計算寿命のバランスが良くなり、無駄のない設計、及びコストアップ防止が可能となる。

【0083】

インボード側の転動体 30 とアウトボード側の転動体 30 とを同一サイズとすることによって、組立工程における誤組みの問題を解消でき、製造コストの低減を図ることができるとともに、品質の信頼性が向上する。

【0084】

内方部材 39 のインボード側の端面と、これに対向する等速自在継手 3 の外輪 5 の対向面とを接触させ、この接触によって軸部 12 のハブ輪 1 への圧入量を規制するようにするのが好ましい。このように接触させることによって、車輪用軸受装置の軸方向長さを短く設定することができるとともに、凹凸嵌合構造 M の軸方向長さを規制できる。しかも、この接触によって、内方部材 39 のインボード側の端面と、等速自在継手 3 の外輪 5 の対向面との間においてシール機能を発揮することができる。また、アウトボード側においては、シールプレート 61 にてハブ輪 1 内部への雨水等の異物の侵入が規制されている。このため、雨水やダスト等の車輪用軸受装置内部への侵入が防止され、凹凸嵌合構造は長期にわたって安定した嵌合状態を維持できる。

【0085】

前記のような車輪用軸受装置を用いたアクスルモジュールは、車輪用軸受装置のコンパクト化及び軽量化を図ることができ、しかも軸受の負荷容量の向上及び内部剛性の向上を図ることができるので、車両の燃費向上およびバネ下荷重軽量化による運動性能の向上を図ることができる。さらに、大きなモーメント荷重が負荷されても十分な強度・耐久性を発揮することができる。しかも、安定した走行（操縦安定性向上）が可能となる。

【0086】

また、車輪用軸受装置の外方部材 25 のナックル嵌入面 25 a の外径が、インボード側の等速自在継手 T2 及びアウトボード側の等速自在継手 T1 の最大外径よりも大径に設定されているので、懸架装置を構成するナックルに対してアクスルモジュールを容易に嵌挿でき、ブーツ 18、140 等がナックルに干渉して傷付くことなく組立てることができる。この場合、アウトボード側の外方部材 25 の外径はハブボルト PCD の制約から自由に大きくすることができない。また、軽量化の観点からもハブボルト PCD アップによるハブフランジ外径アップは望ましくない。そこで、外方部材 25 のナックル嵌入面 25 a の外径を大きくした分、インボード側列の軸受 PCD（インボード側の転動体のピッチ円直径）を大きくし、転動体個数（ボール個数）の増加と軸受スパンのアップを図っている。

【0087】

図 7 は車輪用軸受装置の第 2 実施形態を示し、この場合、ハブ輪 1 のアウトボード側の端面にパイロット部を設けていないタイプである。このため、別途、パイロット部をもった部材をハブ輪 1 に取り付けることになる。すなわち、ホイールパイロットを有するブレーキロータを取り付けるようにすればよい。

【0088】

10

20

30

40

50

図7の他の構成は図2に示す車輪用軸受装置と同様であるので、同一部材は図2の同一の符号を附してそれらの説明を省略する。このため、この車輪用軸受装置においても、図2に示す車輪用軸受装置と同様に作用効果を奏する。また、この実施形態におけるハブ輪1はパイロット部を設けてないため、ハブ輪1自体の軽量化を図るとともに、冷間鍛造が容易な形状であり、生産性の向上に寄与する。

【0089】

本発明の車輪用軸受装置においては、図8に示すように、軸部抜け止め構造M1を設けないものであってもよい。この場合、周方向溝51は、そのスプライン41側の側面51aが、軸方向に対して直交する平面であり、反スプライン側の側面51bは、溝底51cから反スプライン側に向かって拡径するテーパ面である。周方向溝51の側面51bより

10

【0090】

ポケット部50の軸方向反凸部側にハブ輪1の孔部22との調芯用の鏝部52を設けることによって、ポケット部50内のはみ出し部45の鏝部52側への飛び出しがなくなって、はみ出し部45の収納がより安定したものとなる。しかも、鏝部52は調芯用であるので、芯ずれを防止しつつ軸部12をハブ輪1に圧入することができる。このため、外輪5とハブ輪1とを高精度に連結でき、安定したトルク伝達が可能となる。

20

【0091】

鏝部52は圧入時の調芯用であるので、その外径寸法は、ハブ輪1の孔部22の嵌合孔22aの孔径よりも僅かに小さい程度に設定するが好ましい。すなわち、鏝部52の外径寸法が嵌合孔22aの孔径と同一や嵌合孔22aの孔径よりも大きければ、鏝部52自体を嵌合孔22aに圧入することになる。この際、芯ずれしていれば、このまま凹凸嵌合構造Mの凸部35が圧入され、軸部12の軸心とハブ輪1の軸心とが合っていない状態で軸部12とハブ輪1とが連結されることになる。また、鏝部52の外径寸法が嵌合孔22aの孔径よりも小さすぎると、調芯用として機能しない。このため、鏝部52の外径面52aと孔部22の嵌合孔22aの内径面との間の微小隙間tとしては、0.01mm~0.2mm程度に設定するのが好ましい。

30

【0092】

なお、図13に示すように、軸部抜け止め構造M1を有しない場合において、軸部12の調芯用としての鏝部52を省略したものであってもよい。

【0093】

前記図3に示すスプライン41では、凸部41aのピッチと凹部41bのピッチとが同一設定される。このため、前記実施形態では、図3(b)に示すように、凸部35の突出方向中間部位の周方向厚さLと、周方向に隣り合う凸部35間における前記中間部位に対応する位置での周方向寸法L0とがほぼ同一となっている。

【0094】

これに対して、図9(a)に示すように、凸部35の突出方向中間部位の周方向厚さL2を、周方向に隣り合う凸部43間における前記中間部位に対応する位置での周方向寸法L1よりも小さいものであってもよい。すなわち、軸部12に形成されるスプライン41において、凸部35の突出方向中間部位の周方向厚さ(歯厚)L2を、凸部35間に嵌合するハブ輪1側の凸部43の突出方向中間部位の周方向厚さ(歯厚)L1よりも小さくしている。

40

【0095】

このため、軸部12側の全周における凸部35の歯厚の総和 ($B_1 + B_2 + B_3 + \dots$) を、ハブ輪1側の凸部43(凸歯)の歯厚の総和 ($A_1 + A_2 + A_3 + \dots$) よりも小さく設定している。これによって、ハブ輪1側の凸部43のせん断面積を大きくすることができ、ねじり強度を確保することができる。しかも、凸部35の歯厚が小であ

50

るので、圧入荷重を小さくでき、圧入性の向上を図ることができる。凸部 3 5 の周方向厚さの総和を、相手側の凸部 4 3 における周方向厚さの総和よりも小さくする場合、全凸部 3 5 の周方向厚さ L 2 を、周方向に隣り合う凸部 3 5 間における周方向の寸法 L 1 よりも小さくする必要がない。すなわち、複数の凸部 3 5 のうち、任意の凸部 3 5 の周方向厚さが周方向に隣り合う凸部間における周方向の寸法と同一であっても、この周方向の寸法よりも大きくても、総和で小さければよい。

【 0 0 9 6 】

図 9 (a) における凸部 3 5 は、断面台形 (富士山形状) としているが、図 9 (b) に示すように、インポリュート歯形状であってもよい。

【 0 0 9 7 】

ところで、前記各実施形態では、軸部 1 2 側に凸部 3 5 を構成するスプライン 4 1 を形成するとともに、この軸部 1 2 のスプライン 4 1 に対して硬化処理を施し、ハブ輪 1 の内径面を未硬化 (生材) としている。これに対して、図 1 0 に示すように、ハブ輪 1 の孔部 2 2 の内径面に硬化処理を施されたスプライン 1 1 1 (凸条 1 1 1 a 及び凹条 1 1 1 b とからなる) を形成するとともに、軸部 1 2 には硬化処理を施さないものであってもよい。なお、このスプライン 1 1 1 も公知公用の手段であるブローチ加工、切削加工、プレス加工、引き抜き加工等の種々の加工方法によって、形成することができる。また、熱硬化処理としても、高周波焼入れ、浸炭焼入れ等の種々の熱処理を採用することができる。

【 0 0 9 8 】

この場合、凸部 3 5 の突出方向中間部位が、凹部形成前の凹部形成面 (軸部 1 2 の外径面) の位置に対応する。すなわち、スプライン 1 1 1 の凸部 1 1 1 a である凸部 3 5 の頂点を結ぶ円の径寸法 (凸部 3 5 の最小径寸法) D 8 を、軸部 1 2 の外径寸法 D 1 0 よりも小さく、スプライン 1 1 1 の凹部 1 1 1 b の底を結ぶ円の径寸法 (凹部 1 1 1 b の最大径寸法) D 9 を軸部 1 2 の外径寸法 D 1 0 よりも大きく設定する。すなわち、 $D 8 < D 1 0 < D 9$ とされる。この場合も、軸部 1 2 の外径寸法 D 1 0 とハブ輪 1 の孔部 2 2 の内径寸法 D 9 との径差を d とし、凸部 3 5 の高さを h とし、その比を $d / 2 h$ としたときに、 $0 . 3 < d / 2 h < 0 . 8 6$ とする。

【 0 0 9 9 】

軸部 1 2 をハブ輪 1 の孔部 2 2 に圧入すれば、ハブ輪 1 側の凸部 3 5 によって、軸部 1 2 の外周面にこの凸部 3 5 が嵌合する凹部 3 6 を形成することができる。これによって、凸部 3 5 とこれに嵌合する凹部との嵌合接触部位 3 8 の全体が密着している。

【 0 1 0 0 】

ここで、嵌合接触部位 3 8 とは、図 1 0 (b) に示す範囲 B であり、凸部 3 5 の断面における山形の中腹部から山頂にいたる範囲である。また、周方向の隣合う凸部 3 5 間において、軸部 1 2 の外周面よりも外径側に隙間 1 1 2 が形成される。

【 0 1 0 1 】

この場合であっても、圧入によってはみ出し部 4 5 が形成されるので、このはみ出し部 4 5 を収納する収納部を設けるのが好ましい。はみ出し部 4 5 は軸部 1 2 のマウス側に形成されることになるので、収納部をハブ輪 1 側に設けることになる。

【 0 1 0 2 】

以上、本発明の実施形態につき説明したが、本発明は前記実施形態に限定されることなく種々の変形が可能であって、例えば、凹凸嵌合構造 M の凸部 3 5 の形状として、前記図 3 に示す実施形態では断面三角形形状であり、図 9 (a) に示す実施形態では断面台形 (富士山形状) であるが、これら以外の半円形状、半楕円形状、矩形形状等の種々の形状のものを採用でき、凸部 3 5 の面積、数、周方向配設ピッチ等も任意に変更できる。すなわち、スプライン 4 1、1 1 1 を形成し、このスプライン 4 1、1 1 1 の凸部 (凸歯) 4 1 a、1 1 1 a をもって凹凸嵌合構造 M の凸部 3 5 とする必要はなく、キーのようなものであってもよく、曲線状の波型の合わせ面を形成するものであってもよい。要は、軸方向に沿って配設される凸部 3 5 を相手側に圧入し、この凸部 3 5 にて凸部 3 5 に密着嵌合する凹部 3 6 を相手側に形成することができて、凸部 3 5 とこれに嵌合する凹部との嵌合接触部

10

20

30

40

50

位 3 8 の全体が密着し、しかも、ハブ輪 1 と等速自在継手 3 との間で回転トルクの伝達ができればよい。

【 0 1 0 3 】

また、ハブ輪 1 の孔部 2 2 としては円孔以外の多角形孔等の異形孔であってよく、この孔部 2 2 に嵌挿する軸部 1 2 の端部の断面形状も円形断面以外の多角形等の異形断面であってもよい。さらに、ハブ輪 1 に軸部 1 2 を圧入する際に凸部 3 5 の圧入始端部のみが、凹部 3 6 が形成される部位より硬度が高ければよいので、凸部 3 5 の全体の硬度を高くする必要がない。図 3 等では隙間 4 0 が形成されるが、凸部 3 5 間の凹部まで、ハブ輪 1 の内径面 3 7 に食い込むようなものであってもよい。なお、凸部 3 5 側と、凸部 3 5 にて形成される凹部形成面側との硬度差としては、前記したように HRC で 20 ポイント以上とするのが好ましいが、凸部 3 5 が圧入可能であれば 20 ポイント未満であってもよい。

10

【 0 1 0 4 】

凸部 3 5 の端面（圧入始端）は前記実施形態では軸方向に対して直交する面であったが、軸方向に対して、所定角度で傾斜するものであってもよい。この場合、内径側から外径側に向かって反凸部側に傾斜しても凸部側に傾斜してもよい。

【 0 1 0 5 】

また、ポケット部 5 0 の形状としては、生じるはみ出し部 4 5 を収納（収容）できるものであればよく、そのため、ポケット部 5 0 の容量として、生じるはみ出し部 4 5 に対応できるものであればよい。

【 0 1 0 6 】

また、ハブ輪 1 の孔部 2 2 の内径面 3 7 に、周方向に沿って所定ピッチで配設される小凹部を設けてもよい。小凹部としては、凹部 3 6 の容積よりも小さくする必要がある。このように小凹部を設けることによって、凸部 3 5 の圧入性の向上を図ることができる。すなわち、小凹部を設けることによって、凸部 3 5 の圧入時に形成されるはみ出し部 4 5 の容量を減少させることができ、圧入抵抗の低減を図ることができる。また、はみ出し部 4 5 を少なくできるので、ポケット部 5 0 の容積を小さくでき、ポケット部 5 0 の加工性及び軸部 1 2 の強度の向上を図ることができる。なお、小凹部の形状は、三角形状、半楕円状、矩形等の種々のものを採用でき、数も任意に設定できる。

20

【 0 1 0 7 】

また、軸受 2 の転動体 3 0 として円錐ころ等を使用したものであってもよい。さらに、前記実施形態では、第 3 世代の車輪用軸受装置を示したが、第 1 世代や第 2 世代さらには第 4 世代であってもよい。なお、凸部 3 5 を圧入する場合、凹部 3 6 が形成される側を固定して、凸部 3 5 を形成している側を移動させても、逆に、凸部 3 5 を形成している側を固定して、凹部 3 6 が形成される側を移動させても、両者を移動させてもよい。なお、等速自在継手 3 において、内輪 6 とシャフト 1 0 とを前記各実施形態に記載した凹凸嵌合構造 M を介して一体化してもよい。

30

【 図面の簡単な説明 】

【 0 1 0 8 】

【 図 1 】本発明の第 1 実施形態の車輪用軸受装置を用いたアクスルモジュールの断面図である。

40

【 図 2 】前記アクスルモジュールの車輪用軸受装置の断面図である。

【 図 3 】前記車輪用軸受装置の凹凸嵌合構造を示し、(a) は拡大断面図であり、(b) は (a) の X 部拡大図である。

【 図 4 】車輪用軸受装置の要部拡大断面図である。

【 図 5 】凹凸嵌合構造の要部拡大断面図である。

【 図 6 】前記車輪用軸受装置の分解状態を示す断面図である。

【 図 7 】本発明の第 2 実施形態を示す車輪用軸受装置の断面図である。

【 図 8 】軸部抜け止め構造を備えない車輪用軸受装置の要部拡大断面図である。

【 図 9 】凹凸嵌合構造の変形例を示し、(a) は第 1 変形例の断面図であり、(b) 第 2 変形例の断面図である。

50

【図10】凹凸嵌合構造の他の変形例を示し、(a)は横断面図である。(b)は(a)のY部拡大図である

【図11】従来の車輪用軸受装置の断面図である。

【符号の説明】

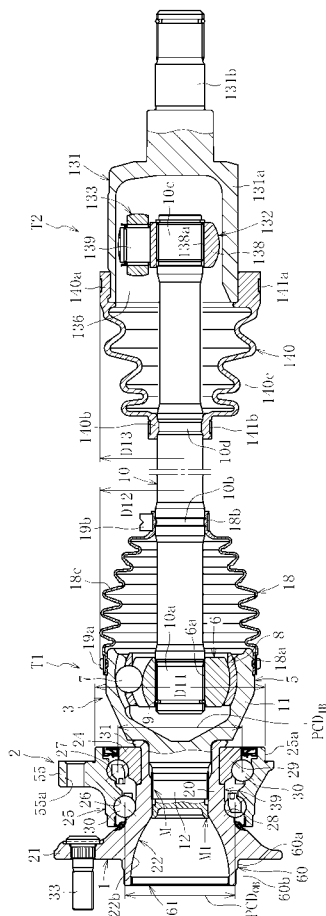
【0109】

- 1 ハブ輪
- 2 軸受
- 3 等速自在継手
- 25 外方部材
- 26、27 外側軌道面
- 28、29 内側軌道面
- 30 転動体
- 31 加締部
- 35 凸部
- 36 凹部
- 38 嵌合接触部位
- 39 内方部材
- M 凹凸嵌合構造
- T1 アウトボード側等速自在継手
- T2 インボード側等速自在継手

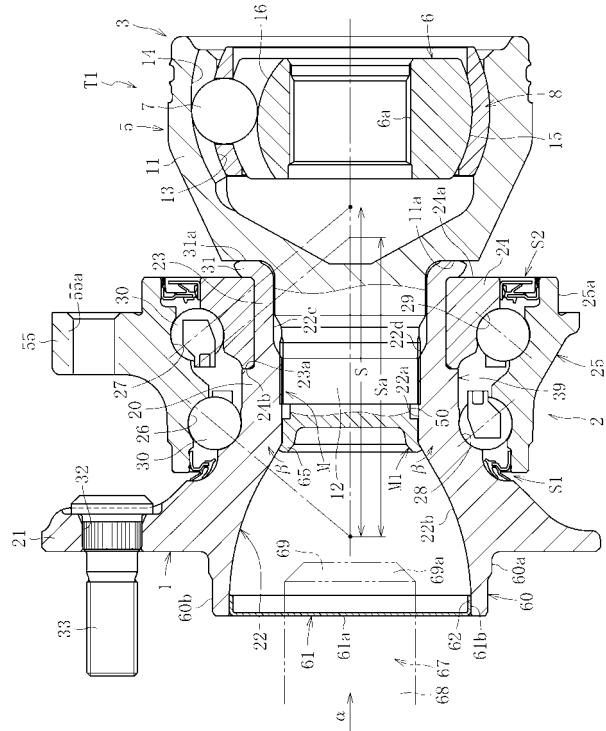
10

20

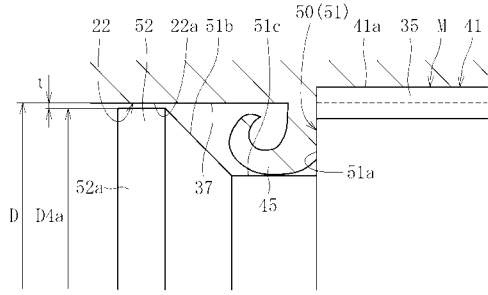
【図1】



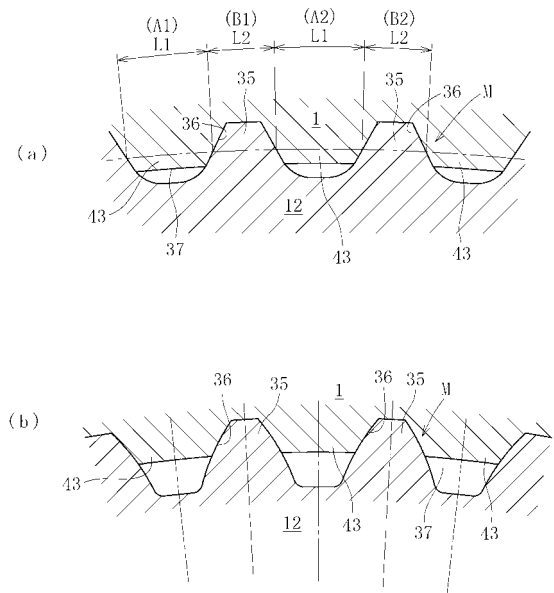
【図2】



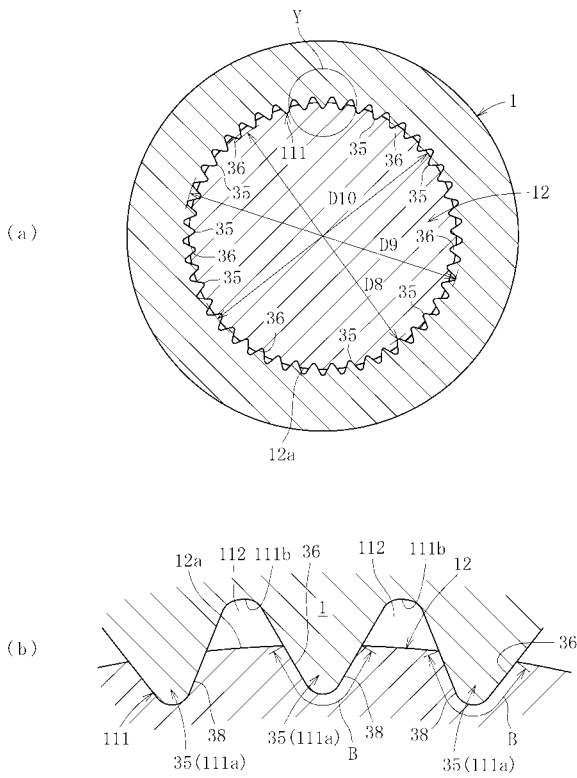
【 図 8 】



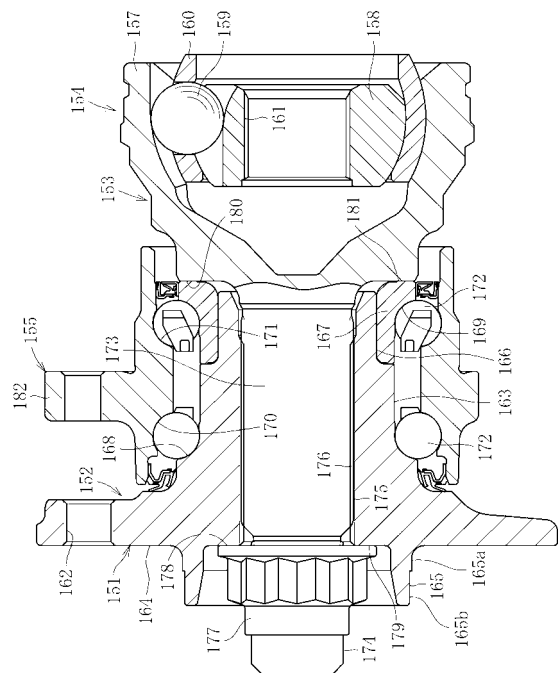
【 図 9 】



【 図 10 】



【 図 11 】



フロントページの続き

(51) Int.Cl.		F I		テーマコード(参考)	
<i>F 1 6 C</i>	<i>35/073</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 1 6 C</i>	<i>35/073</i>	
<i>F 1 6 D</i>	<i>1/06</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 1 6 D</i>	<i>1/06</i>	Q
<i>F 1 6 D</i>	<i>3/20</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 1 6 D</i>	<i>3/20</i>	Z

(72)発明者 柴田 清武

静岡県磐田市東貝塚1578番地 NTN株式会社内

Fターム(参考) 3J117 AA01 DA01 DB07 DB08

3J701 AA02 AA43 AA54 AA62 BA54 FA51 FA53 GA03