

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4023860号
(P4023860)

(45) 発行日 平成19年12月19日(2007.12.19)

(24) 登録日 平成19年10月12日(2007.10.12)

(51) Int. Cl.	F I
F 1 6 H 57/02 (2006.01)	F 1 6 H 57/02 3 O 1 B
F 1 6 C 19/38 (2006.01)	F 1 6 C 19/38
F 1 6 C 33/46 (2006.01)	F 1 6 C 33/46
F 1 6 H 3/08 (2006.01)	F 1 6 H 3/08 Z

請求項の数 8 (全 10 頁)

(21) 出願番号	特願平8-317958	(73) 特許権者	000102692
(22) 出願日	平成8年11月28日(1996.11.28)		N T N株式会社
(65) 公開番号	特開平9-292008		大阪府大阪市西区京町堀1丁目3番17号
(43) 公開日	平成9年11月11日(1997.11.11)	(74) 代理人	100064584
審査請求日	平成15年3月24日(2003.3.24)		弁理士 江原 省吾
審査番号	不服2005-20815(P2005-20815/J1)	(74) 代理人	100093997
審査請求日	平成17年10月27日(2005.10.27)		弁理士 田中 秀佳
(31) 優先権主張番号	特願平8-41796	(74) 代理人	100101616
(32) 優先日	平成8年2月28日(1996.2.28)		弁理士 白石 吉之
(33) 優先権主張国	日本国(JP)	(74) 代理人	100107423
			弁理士 城村 邦彦
		(74) 代理人	100120949
			弁理士 熊野 剛
		(74) 代理人	100121186
			弁理士 山根 広昭

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 自動車の変速機における主軸歯車機構

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

自動車のエンジン側の入力軸に連動される副軸と、副軸に設けられた副軸歯車と、駆動車輪側の出力軸に連動される主軸と、副軸歯車と常時歯合する歯部を外周面に一体に有し、内周面に複列軌道面を有する主軸歯車と、主軸の外周に嵌合され、外周面にそれぞれ軌道面を有する一対の軸受内輪と、主軸歯車の複列軌道面と一対の軸受内輪の軌道面との間に配され、保持器によって円周所定間隔に保持された複列の円すいころと、各列の円すいころおよび保持器からなる組付体にそれぞれ円周方向の重量アンバランスを生じさせるアンバランス手段と、主軸歯車に連結されたクラッチギヤと、セレクタの作動により、クラッチギヤを介して主軸歯車と主軸との間でエンジントルクを伝達又は遮断するシンクロ機構とを備え、上記重量アンバランスが、軸中心からの半径50mmに対して1~20gである自動車の変速機における主軸歯車機構。

10

【請求項2】

自動車の変速機の副軸歯車と常時歯合する歯部を外周面に一体に有し、内周面に複列軌道面を有する主軸歯車と、主軸の外周に嵌合され、外周面にそれぞれ軌道面を有する一対の軸受内輪と、主軸歯車の複列軌道面と一対の軸受内輪の軌道面との間に配され、保持器によって円周所定間隔に保持された複列の円すいころと、各列の円すいころおよび保持器からなる組付体にそれぞれ円周方向の重量アンバランスを生じさせるアンバランス手段とを備え、上記重量アンバランスが、軸中心からの半径50mmに対して1~20gである自動車の変速機における主軸歯車の支持用軸受装置。

20

【請求項 3】

上記アンバランス手段が、円すいころの円周不等配である請求項 1 記載の自動車の変速機における主軸歯車機構。

【請求項 4】

上記アンバランス手段が、円すいころの円周不等配である請求項 2 記載の自動車の変速機における主軸歯車の支持用軸受装置。

【請求項 5】

上記アンバランス手段が、円すいころを保持する保持器の円周方向の重量アンバランスである請求項 1 記載の自動車の変速機における主軸歯車機構。

【請求項 6】

上記アンバランス手段が、円すいころを保持する保持器の円周方向の重量アンバランスである請求項 2 記載の自動車の変速機における主軸歯車の支持用軸受装置。

10

【請求項 7】

上記アンバランス手段が、各列における円すいころの重量の不等である請求項 1 記載の自動車の変速機における主軸歯車機構。

【請求項 8】

上記アンバランス手段が、各列における円すいころの重量の不等である請求項 2 記載の自動車の変速機における主軸歯車の支持用軸受装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

20

【発明の属する技術分野】

本発明は、自動車（乗用車、トラック、バス等）の変速機における主軸歯車およびその周辺構造に関する。

【0002】

【従来の技術】

自動車の変速機は、広範囲に変化する走行条件に対応して変速比を変えることによりエンジントルクを変換させ、スムーズで快適な走行を可能にする役割をもつ。一般に、変速機は適切な変速比、十分な強度、耐久性、信頼性、高い動力伝達効率、静粛性の他、小型軽量であることが要求される。

【0003】

30

図 1 2 に一例として示すのは、同期噛合式変速機である。主軸 1 1 と副軸 1 2 とが所定間隔で平行配置され、図示されていないミッションケースに回転自在に支持される。主軸 1 1 は出力軸（駆動車輪側）に連動され、副軸 1 2 は入力軸（エンジン側）に連動される。

【0004】

副軸 1 2 には副軸歯車 1 3 が一体に設けられ、主軸 1 1 には軸受内輪 1 4 および針状ころ 1 5 を介して主軸歯車 1 6（軸受外輪を兼用している。）が回転自在に装着される。副軸歯車 1 3 と主軸歯車 1 6 とは常時噛合している。主軸歯車 1 6 の一側にはスプライン歯 1 7 とコーン 1 8 が形成され、コーン 1 8 の端面に近接してハブ 1 9 が配設され、主軸 1 1 に一体に係合連結される。ハブ 1 9 とコーン 1 8 との間にはシンクロ機構 2 0 が介装され、また、ハブ 1 9 の外周にはスリーブ 2 1 が軸方向に移動自在にスプライン連結される。

40

【0005】

同図に示す状態では、主軸歯車 1 6 は副軸歯車 1 3 の回転を受けて、主軸 1 1 に対して空転する。一方、スリーブ 2 1 が同図に示す状態から軸方向右側に移動すると、これがシンクロ機構 2 0 を介して主軸歯車 1 6 のスプライン歯 1 7 に係合し、主軸歯車 1 6 と主軸 1 1 との間が連結される。これにより、副軸歯車 1 3 の回転が主軸歯車 1 6 によって所定の変速比で減速されて、主軸 1 1 に伝達される。変速時、主軸歯車 1 6 は、主軸 1 1 および内輪 1 4 と同期回転する。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】

変速時、主軸歯車 1 6 と内輪 1 4 とが同期回転することにより、転動体（針状ころ 1 5）

50

が両者14、16の軌道面上で停止した状態が生じる。一方、外部からの繰返し負荷（振動等）が作用すると、転動体と軌道面との間に繰返し微小滑りが生じ、フレットング（接触する2面間が、相対的な繰返し微小滑りを生じて摩耗する現象をいう。）が発生し易い。

【0007】

従来、フレットングを抑制するため、主軸歯車16および内輪14の軌道面や転動体の転動面にパーカー処理（リン酸被膜処理）を施し、転動体と軌道面との摩擦抵抗を低減したものもあるが、パーカー処理被膜の損耗により、長期にわたる良好なフレットング抑制効果を期待することはできない可能性がある。

【0008】

そこで、本発明は、主軸歯車および軸受内輪の軌道面、転動体の転動面のフレットングを長期にわたり防止するのできる手段を提供しようとするものである。

【0009】

【課題を解決するための手段】

本発明は、自動車のエンジン側の入力軸に連動される副軸と、副軸に設けられた副軸歯車と、駆動車輪側の出力軸に連動される主軸と、副軸歯車と常時歯合する歯部を外周面に一体に有し、内周面に複列軌道面を有する主軸歯車と、主軸の外周に嵌合され、外周面にそれぞれ軌道面を有する一对の軸受内輪と、主軸歯車の複列軌道面と一对の軸受内輪の軌道面との間に配され、保持器によって円周所定間隔に保持された複列の円すいころと、各列の円すいころおよび保持器からなる組付体にそれぞれ円周方向の重量アンバランスを生じさせるアンバランス手段と、主軸歯車に連結されたクラッチギヤと、セレクトアの作動により、クラッチギヤを介して主軸歯車と主軸との間でエンジントルクを伝達又は遮断するシンクロ機構とを備え、上記重量アンバランスが、軸中心からの半径50mmに対して1～20gである自動車の変速機における主軸歯車機構を提供する。

【0010】

また、本発明は、自動車の変速機の副軸歯車と常時歯合する歯部を外周面に一体に有し、内周面に複列軌道面を有する主軸歯車と、主軸の外周に嵌合され、外周面にそれぞれ軌道面を有する一对の軸受内輪と、主軸歯車の複列軌道面と一对の軸受内輪の軌道面との間に配され、保持器によって円周所定間隔に保持された複列の円すいころ列と、各列の円すいころおよび保持器からなる組付体にそれぞれ円周方向の重量アンバランスを生じさせるアンバランス手段とを備え、上記重量アンバランスが、軸中心からの半径50mmに対して1～20gである自動車の変速機における主軸歯車の支持用軸受装置を提供する。

【0011】

上記の重量アンバランスは、円すいころの円周不等配により得ることができる。あるいは、上記の重量アンバランスは、保持器の円周方向の重量アンバランスにより得られることもできる。保持器の重量アンバランスは、例えば、保持器の形状または肉厚を円周方向に不均一にすることにより得ることができる。さらに、上記の重量アンバランスは、各列における円すいころの重量の不等により得られることもできる。具体的には、複数の円すいころのうち少なくとも1つの円すいころの重量を他の円すいころの重量と異ならせるのであるが、そのための手段として、例えば、少なくとも1つの円すいころを中空にする、少なくとも1つの円すいころの端面にぬすみ部を設ける、少なくとも1つの円すいころをセラミック等の比重の小さい材料で形成する等の手段が考えられる。

【0013】

【発明の実施の形態】

以下、本考案の実施形態について説明する。

【0014】

図1は、同期噛合式変速機における主軸歯車1の周辺部を示している。主軸5と副軸（図示省略）とが所定間隔で平行配置され、ミッションケース（図示省略）に回転自在に支持される。主軸5は駆動車輪側の出力軸（図示省略）に連動され、副軸はエンジン側の入力軸（図示省略）に連動される。

10

20

30

40

50

【0015】

副軸には副軸歯車6が一体(または別体)に設けられ、主軸5には後述する軸受装置Aを介して主軸歯車1が回転自在に装着される。主軸歯車1の外周面の中央部分には副軸歯車6と常時歯合する歯部1aが一体に設けられ、両端部分にはクラッチギヤ7が係合連結される。クラッチギヤ7は、外周にスプライン歯7a、一側に円錐形のコーン7bを一体に有し、クラッチギヤ7に近接してシンクロ機構8が配設される。

【0016】

シンクロ機構8は、図示されていないセレクタの作動によって軸方向(同図で左右方向)に移動するスリーブ81、スリーブ81の内周に軸方向移動自在に装着されたシンクロナイザーキー82、主軸5の外周に係合連結されたハブ83、クラッチギヤ7のコーン7bの外周に摺動自在に装着されたシンクロナイザリング84、シンクロナイザーキー82をスリーブ81の内周に弾性的に押圧する押さえピン85およびスプリング86を備えている。

10

【0017】

同図に示す状態では、スリーブ81およびシンクロナイザーキー82が押さえピン85によって中立位置に保持されている。この時、主軸歯車1は副軸歯車6の回転を受けて、主軸5に対して空転する。一方、セレクタの作動により、スリーブ81が同図に示す状態から例えば軸方向左側に移動すると、スリーブ81に従動してシンクロナイザーキー82が軸方向左側に移動し、シンクロナイザリング84をクラッチギヤ7のコーン7bの傾斜面に押し付ける。これにより、クラッチギヤ7側の回転速度が落ち、逆にシンクロ機構8側の回転速度が高められる。そして、両者の回転速度が同期した頃、スリーブ81がさらに軸方向左側に移動して、クラッチギヤ7のスプライン歯7aに噛み合い、主軸歯車1と主軸5との間がシンクロ機構8を介して連結される。これにより、副軸歯車6の回転が主軸歯車1によって所定の変速比で減速されて、主軸5に伝達される。この時、主軸歯車1は、主軸5および軸受装置Aの内輪2と同期回転する。

20

【0018】

図2は、上記のような自動車の変速機において、主軸歯車1を主軸5に対して回転自在に支持する軸受装置Aを示している。軸受装置Aは、副軸歯車6と常時歯合する歯部1a、およびクラッチギヤ7が係合連結される歯部1b(クラッチギヤ7を図1に示すような態様で連結する場合に設ける。ただし、主軸歯車1とクラッチギヤ7との連結は図1に示す態様に限定されない。)を外周面に一体に有し、内周面に複列の軌道面1cを有する主軸歯車1と、外周面に軌道面2aを有し、主軸5の外周に嵌合される一对の内輪2と、主軸歯車1の複列の軌道面1cと一对の内輪2の軌道面2aとの間に配された複列の円すいころ3と、各列の円すいころ3をそれぞれ保持する一对の保持器4とを備えている。ニュートラル時あるいは他の主軸歯車による変速時、主軸歯車1は内輪2(および主軸5)に対して空転するが、この主軸歯車1による変速時、主軸歯車1は内輪2(および主軸5)と同期回転する。尚、図1に示すように、軸受装置Aの一对の内輪2は間座9を介して主軸5の外周に嵌合され、ハブ83の端面と端面材10との間で軸方向位置決めされる。

30

【0019】

図2(b)に示すように、この実施形態において、保持器4のポケット4aは不等ピッチであり、ポケット4aに収容された円すいころ3が円周不等配になっている。そのため、各保持器4と各列の円すいころ3とからなる組付体の重心Gが軸中心Oから半径rだけずれ、組付体に円周方向の重量アンバランスが生じる。

40

【0020】

図2(b)において、円すいころ3のピッチ角度 n ($n:1\sim7$)は、少なくとも2つの値を持っている。ここで、円すいころ3の重量を W_r 、保持器4の柱部4bの重量を W_{cn} ($n:1\sim7$)とし、それぞれの軸中心Oからの重心位置半径を R_r 、 R_c とすると、半径 r の位置におけるアンバランス量 m は下式で求められる値になる。

【0021】

アンバランス量 $m = (X^2 + Y^2)^{1/2} / r$

50

ここで、

$$X = W_r \cdot R_r \cdot (\cos n) + R_c \cdot (W_c n \cdot \cos n)$$

$$Y = W_r \cdot R_r \cdot (\sin n) + R_c \cdot (W_c n \cdot \sin n)$$

$$n = (n), \quad n = (n-1) + n/2$$

主軸歯車 1 が副軸歯車 6 の回転を受けて内輪 2 (および主軸 5) と同期回転する時、重量アンバランス m に対する重力の位置エネルギーが運動エネルギーへと変換されることにより、例えば図 3 (a) に示す位置では反時計方向に、図 3 (b) に示す位置では時計方向に、上記組付体を主軸歯車 1 および内輪 2 に対して相対回転運動させようとする力 ($= m \times r$) が作用する。そのため、円すいころ 3 と主軸歯車 1 の軌道面 1 c および内輪 2 の軌道面 2 a との接触位置が変動し、これにより、フレットングが防止される。

10

【0022】

アンバランス量 m は使用条件等に応じて適宜設定すれば良いが、この種の変速機においては、軸中心 O からの半径 50 mm に対し、 $1 \sim 20 \text{ g}$ 程度とするのが良い。つまり、モーメント量 ($m \times r$) として $50 \sim 1000 \text{ g} \cdot \text{mm}$ 程度とするのがフレットング防止に効果的である。

【0023】

上記実施形態の軸受装置 A (不等ピッチ) と比較品 (等ピッチ: 実施形態品と同一品番、パーカー処理なし) を用いて比較試験を行なった。その結果を表 1 に示す。尚、試験は、ラジアル荷重 $F_r = 500 \text{ kgf}$ 、スラスト荷重 $F_a = 350 \text{ kgf}$ 、回転数 $= 1600 \text{ rpm}$ の条件下で試験軸受の内輪と主軸歯車とを同期回転させ、試験時間 $= 24 \text{ hour}$ 経過後における内輪・主軸歯車の軌道面の摩耗量を測定することにより行なった。

20

【0024】

【表 1】

試験軸受	軌道面の最大摩耗量 (μm)
実施形態品 重量アンバランス量 = 0.75 g	3
実施形態品 重量アンバランス量 = 1.5 g	1
比較品 重量アンバランスなし	5

30

40

*重量アンバランス量は軸中心から半径 50 mm に対する値で示す。

【0025】

上記試験結果から明らかなように、重量アンバランスを設けた実施形態品は、重量アンバランスを設けていない比較品に比べ、フレットングによる摩耗が大幅に低減している。特に、重量アンバランス量 $= 1.5 \text{ g}$ (軸心から半径 50 mm に対する値) とした場合に、摩耗低減が顕著である。

【0026】

ところで、上記のようなポケット 4 a が不等ピッチの保持器 4 においては、組立工程上、

50

基準となる角度位置が明確にわかるのが好ましい(この種の円すいころ軸受では、保持器を加締めて円すいころを保持するが、加締型が円すいころのピッチに適合する形状になっているため、保持器と加締型との位相合せを行なう必要がある。)。図4～図6に示す実施形態は、保持器4の角度基準位置を表す識別マークを設けたものである。図4に示す実施形態は保持器4の大径側または小径側の基準位置外周に凸部4cを設けたもの(同図a)、基準位置内周に凸部4cを設けたもの(同図b)、図5に示す実施形態は保持器4の大径側または小径側の基準位置外周に切欠き4dを設けたもの(同図a)、基準位置内周に切欠き4dを設けたもの(同図b)、図6に示す実施形態は保持器4の大径側または小径側の基準位置端面に切欠き4e(凸部でも良い。)を設けたものである。

【0027】

図7および図8に示す実施形態は、保持器に円周方向の重量アンバランスを設けたものである。保持器が重量アンバランスを有することにより、保持器と円すいころとからなる組付体の重心が軸中心からずれ、組付体に円周方向の重量アンバランスが生じる。図7は、保持器41の大径側の1箇所または複数箇所に切欠き41aを設けた構成、図8は、保持器42の大径側の1箇所または複数箇所に凸部42aを設けた構成をそれぞれ例示している。図4～図6に示す凸部4c、切欠き4d、4eが識別マークとして設けられ、実質的な重量アンバランスを生じさせるものではないのに対し、ここでの切欠き41a、凸部42aは重量アンバランスを生じさせるために設けられるものである。ただし、切欠き41a、凸部42aは識別マークとしても利用することができる。尚、切欠き41a、凸部42aは、保持器41(42)の小径側にのみ、あるいは、小径側と大径側の双方に設けても良い。

【0028】

図9および図10に示す実施形態は、各列における円すいころの重量を不等にしたものである。円すいころの重量が不等であることにより、保持器と円すいころとからなる組付体の重心が軸中心からずれ、組付体に円周方向の重量アンバランスが生じる。図9は、少なくとも1つの円すいころ31を中空状にした構成、図10は、少なくとも1つの円すいころ32の大端面にぬすみ32aを設けた構成(ぬすみ32aは小端面、あるいは、小端面と大端面の双方に設けも良い。)をそれぞれ例示している。

【0029】

図11に示す軸受装置Bは、左右の軸受部分の軸方向寸法L1、L2、内径寸法D1、D2を異ならせたものである(L1>L2、D1<D2)。ミッションケース内のレイアウト上の問題や、負荷されるアキシャル荷重の違い(一般的には、片側にのみアキシャル荷重が負荷される。)に配慮したものである。この実施形態において、L1は同図で左側(エンジン側)の内輪2'の軸方向幅寸法、L2は同図で右側(駆動車輪側)の内輪2"の軸方向幅寸法であるが、それらの軌道面2'a、2"aの軸方向寸法、左右の円すいころ3'、3"の軸方向寸法、主軸歯車1'の左右の軌道面1'c、1"cの軸方向寸法もそれぞれL1とL2との比率に対応して相互に異なる寸法になっている。尚、レイアウトや、アキシャル荷重の負荷態様によっては、(L1>L2、D1>D2)、(L1<L2、D1<D2)、(L1<L2、D1>D2)とすることもできる。その他の構成は、上述した軸受装置Aに準ずる。

【0030】

【発明の効果】

以上説明したように、本発明によれば、保持器と円すいころとからなる組付体に円周方向の重量アンバランスを生じさせるアンバランス手段を有し、この重量アンバランスが、軸中心からの半径50mmに対して1～20gであるので、変速機のニュートラル時等において主軸歯車と軸受内輪とが同期回転する場合でも、上記組付体が内輪および主軸歯車に対して相対回転運動することにより、フレットングが防止される。しかも、このフレットング防止効果は長期にわたって期待することができる。

【0031】

また、フレットングが長期にわたって防止されることにより、軸受の耐久寿命が向上し

10

20

30

40

50

、かつ、軸受のサイズダウンも可能になる。そのため、主軸やその他周辺部品の小型化が可能となり、耐久性、信頼性を維持しつつ、変速機により一層の小型軽量を図ることができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】変速機における主軸歯車の周辺部を示す断面図である。

【図 2】軸受装置 A の断面図（図 a）、保持器と円すいころとの組付体を示す断面図（図 b）である。

【図 3】重量アンバランスの位置と組付体の相対回転方向を示す概念図である。

【図 4】保持器の一部を示す正面図又は背面図である。

【図 5】保持器の一部を示す正面図又は背面図である。

10

【図 6】保持器の一部を示す正面図又は背面図である。

【図 7】他の実施形態に係わる保持器の一部平面図（図 a）、図 a における b - b 断面図（図 b）である。

【図 8】他の実施形態に係わる保持器の一部平面図（図 a）、図 a における b - b 断面図（図 b）である。

【図 9】他の実施形態に係わる円すいころの断面図である。

【図 10】他の実施形態に係わる円すいころの一部断面図である。

【図 11】他の実施形態に係わる軸受装置 B の断面図である。

【図 12】同期嚙合式変速機の従来例を示す要部断面図である。

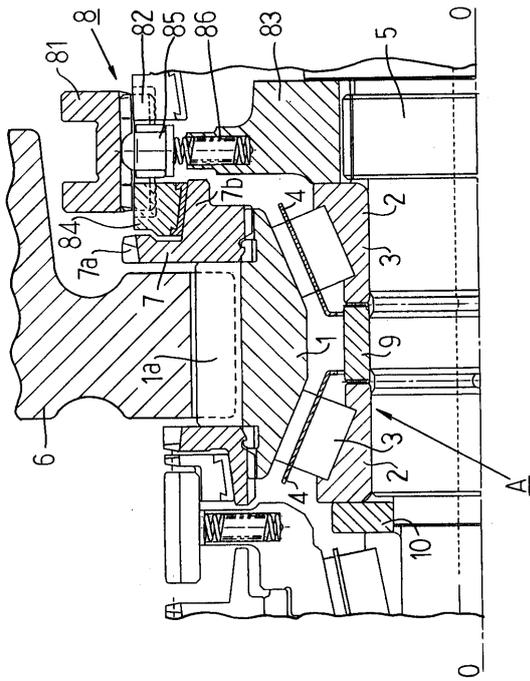
【符号の説明】

20

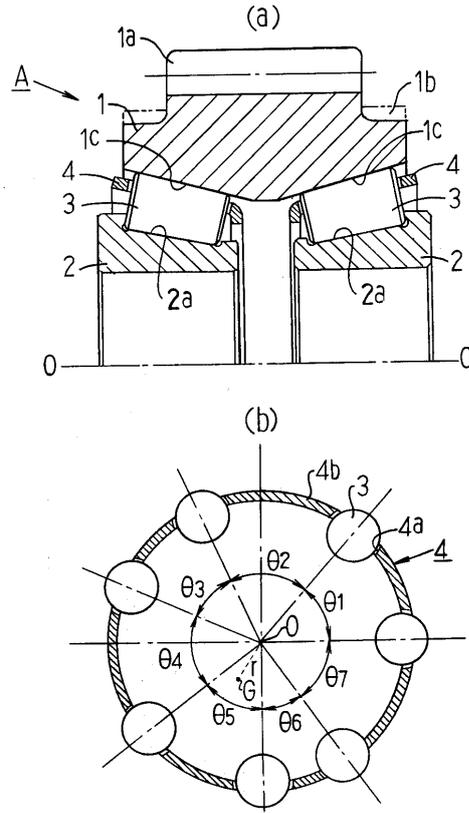
- 1 主軸歯車
- 1 a 歯部
- 1 c 軌道面
- 2 内輪
- 2 a 軌道面
- 3 円すいころ
- 4 保持器
- 5 主軸
- 6 副軸歯車
- 7 クラッチギヤ
- 8 シンクロ機構

30

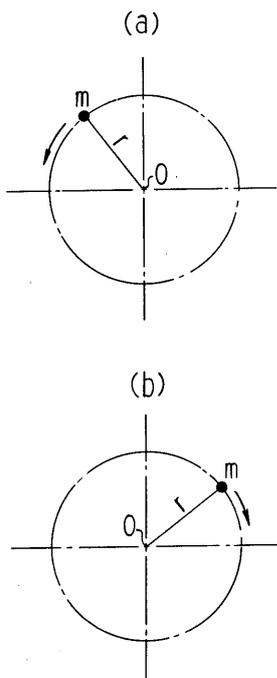
【 図 1 】



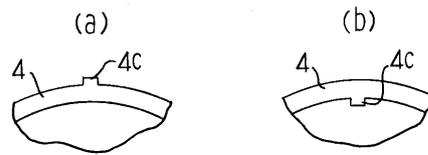
【 図 2 】



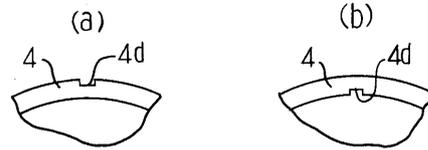
【 図 3 】



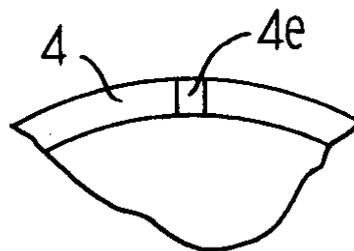
【 図 4 】



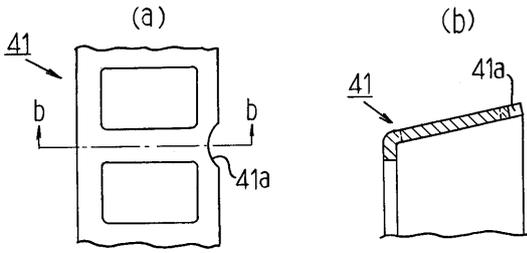
【 図 5 】



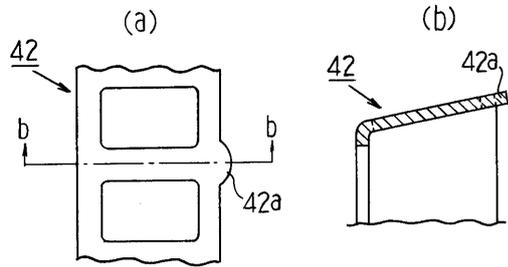
【 図 6 】



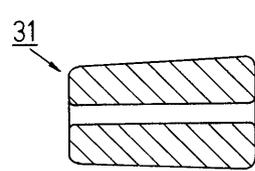
【 図 7 】



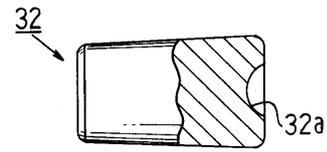
【 図 8 】



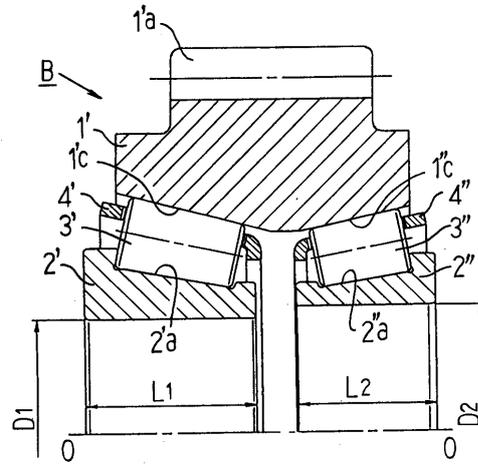
【 図 9 】



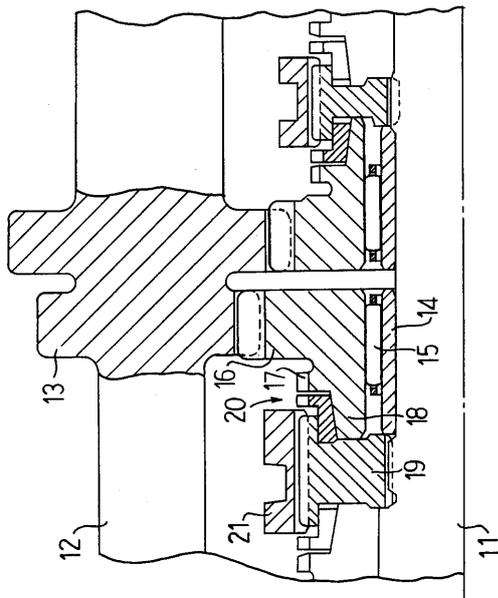
【 図 10 】



【 図 11 】



【 図 12 】



フロントページの続き

- (72)発明者 辻本 崇
三重県四日市市別名1丁目13番29号
(72)発明者 水谷 守
三重県桑名市大字播磨700

合議体

- 審判長 村本 佳史
審判官 水野 治彦
審判官 大町 真義

- (56)参考文献 実開昭53-36673(JP,U)
特開平5-87132(JP,A)
実開平6-73440(JP,U)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

- F16H57/00-57/12
F16H3/02-3/42
F16C19/00-19/56
F16C33/30-33/66