

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局(43) 国際公開日
2007年11月15日 (15.11.2007)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2007/129441 A1

(51) 国際特許分類:

F16C 33/66 (2006.01) F16C 33/58 (2006.01)
F16C 25/08 (2006.01) F16C 37/00 (2006.01)
F16C 33/30 (2006.01)

(21) 国際出願番号:

PCT/JP2007/000373

(22) 国際出願日:

2007年4月6日 (06.04.2007)

(25) 国際出願の言語:

日本語

(26) 国際公開の言語:

日本語

(30) 優先権データ:

特願2006-127388 2006年5月1日 (01.05.2006) JP
特願2006-127389 2006年5月1日 (01.05.2006) JP
特願2006-337202
2006年12月14日 (14.12.2006) JP

(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): NTN株式会社 (NTN CORPORATION) [JP/JP]; 〒5500003 大阪府大阪市西区京町堀1丁目3番17号 Osaka (JP).

(72) 発明者; および

(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 川井高志 (KAWAI, Takashi) [JP/JP]; 〒5110811 三重県桑名市大字東方字尾弓田3066NTN株式会社内 Mie (JP). 古山峰夫 (KOYAMA, Mineo) [JP/JP]; 〒5110811 三重県桑名市大字東方字尾弓田3066NTN株式会社内 Mie (JP). 森正継 (MORI, Masatsugu) [JP/JP]; 〒5110811 三重県桑名市大字東方字尾弓田3066NTN株式会社内 Mie (JP).

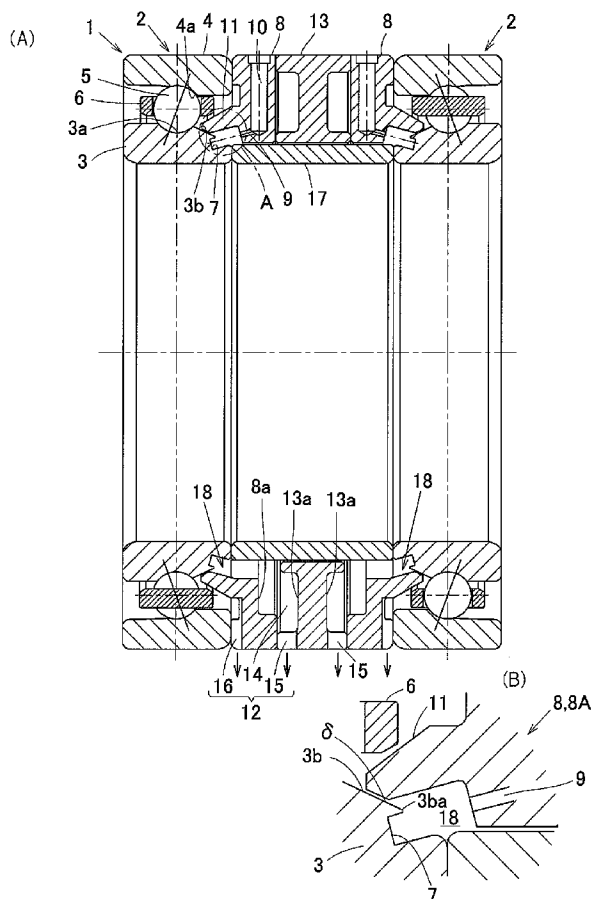
(74) 代理人: 杉本修司, 外(SUGIMOTO, Shuji et al.); 〒5500002 大阪府大阪市西区江戸堀1丁目10番2号 肥後橋ニッタイビル Osaka (JP).

(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KM, KN, KP, KR,

[続葉有]

(54) Title: MULTI-ROW ROLLING BEARING DEVICE

(54) 発明の名称: 多列転がり軸受装置



(57) Abstract: A multi-row rolling bearing having multiple rolling bearings arranged side by side. A pair of spacers for bearing lubrication is disposed between outer rings of adjacent rolling bearings, and each spacer has a nozzle for discharging lubricating oil to an inner ring of the opposite rolling bearing and also has a flange positioned on the outer diameter side of the nozzle and hanging over the outer periphery of the inner ring. Each of the adjacent rolling bearings has a space into which the lubricating oil discharged from the nozzle is discharged, and an oil discharge space communicating with the space is formed either between each of the pair of spacers for bearing lubrication and a single center outer-ring spacer (structure (A)) or between the inner surface of an oil discharge recess, which is formed in a side face on the contact side of each of the pair of spacers for bearing lubrication so as to be opened to the inner peripheral surface, and an outer diameter surface of an inner ring spacer disposed between the inner rings of the adjacent rolling bearings (structure (B)).

(57) 要約: 本発明の転がり軸受装置は、複数の転がり軸受を並べた多列転がり軸受装置であり、隣合う転がり軸受の外輪間に一對の軸受潤滑用間座を介在させ、前記各軸受潤滑用間座は、対向する転がり軸受の内輪へ潤滑油を吐出するノズルおよびこのノズルよりも外径側に位置して内輪の外周に被さる鍔部を有する。前記隣合う各転がり軸受における前記ノズルから吐出された潤滑油が排出される空間のそれぞれに連通させる排油空間が、前記一對の軸受潤滑用間座と、前記一對の軸受潤滑用間座の間に介在させた単一の中央外輪間座との間 (構成 (A))、または前記両軸受潤滑用間座の互いの接触側の側面に内周面に開口して形成された排油用凹部の内面と、前記隣合う転がり軸受の内輪間に介在させた内輪間座の外径面との間 (構成 (B)) で形成されている。



KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SV, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE,

IS, IT, LT, LU, LV, MC, MT, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告書

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各*PCT*ガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

明 細 書

多列転がり軸受装置

技術分野

[0001] この発明は、複数の転がり軸受を並べて構成され、工作機械の主軸支持等に用いられる多列転がり軸受装置に関し、例えば、定位置予圧背面組み合わせで軸受を組み合わせた場合の超高速で回転する軸受の潤滑に関する。

背景技術

[0002] 工作機械主軸では、加工能率を上げるため、ますます高速化の傾向にある。主軸の高速化に伴い、主軸軸受ではトルクと発熱量が増加する。そこで、これに対処するために、主軸軸受の潤滑には、ジェット潤滑やエアオイル潤滑が多く用いられている。

[0003] ジェット潤滑は、多量の油を軸受内に噴射し、軸受の潤滑と軸受の冷却を同時に行うものであるが、この潤滑法は、軸受を高速運転すると潤滑油の攪拌抵抗が大きくなることから（速度の二乗にほぼ比例）、軸受の動力損失が大きくなり、大容量の駆動モータが必要になる欠点がある。

[0004] また、エアオイル潤滑は、搬送エアに潤滑油を混合して油をノズルより軸受内に噴射するものであり、軸受内の油の攪拌抵抗を減じる対策として、内輪外径面に少量の油を付着させ、軌道部まで遠心力と表面張力を利用して給油するようにしたものが提案されている（例えば特開 2 0 0 1 - 0 1 2 4 8 1 号公報、特開 2 0 0 2 - 5 4 6 4 3 号公報）。

[0005] 従来のエアオイル潤滑を行う潤滑装置は、軸受冷却効果が殆どなく、超高速回転の用途では軸受の発熱の問題がある。このような冷却上の問題を解消し、超高速で回転する際に効果的な潤滑装置として、本出願人は、特開 2 0 0 6 - 1 1 8 5 2 5 号を提案した。この提案例のものを、例えば主軸フロント側（固定側）に、定位置予圧背面組み合わせで使用する多列転がり軸受装置とすると、図 1 3 のようになる。

[0006] この多列転がり軸受装置は、外輪間座を軸受潤滑用間座 5 8 とし、この軸

受潤滑用間座 5 8 のノズル 5 9 から、軸受内輪 5 3 の幅面の円周溝 5 7 に潤滑油を吐出し、その潤滑油を遠心力と表面張力とで、内輪 5 3 の外径面の斜面部 5 3 b に沿って内輪 5 3 の軌道面 5 3 a へ導くものである。また、この斜面部 5 3 b に隙間を介して被さる鏝状部 6 1 を設け、隙間から軌道面 5 3 a へ流れる潤滑油を案内するように構成している。

[0007] ノズル 5 9 から吐出された潤滑油のうち、前記微小隙間へ流入する流入分を除く残りの潤滑油は、運転により発熱している内輪の熱を持ち去り、潤滑油排出経路 6 2 を経て外部に排出される。潤滑油排出経路 6 2 は、各軸受潤滑用間座 5 8 の内径面に嵌合させた断面コ字状の環状蓋部材 6 0 を用いて構成される。すなわち、潤滑油排出経路 6 2 は、軸方向の鏝部 6 1 の突出側の半部で、つまり軸方向の軸受 5 2 寄りの半部で前記ノズル 5 9 の形成部を除いて大径とされた段差面 5 8 a と、軸方向の鏝部 6 1 突出側と反対側の半部で、つまり軸方向の軸受 5 2 から離反する側の半部で全周にわたって大径とされた段差面 5 8 b に嵌合する断面コ字状の環状蓋部材 6 0 の内壁面と、内輪 5 3 の端面に接する内輪間座 6 7 の外径面とで囲まれる排油空間 6 4、およびこの排油空間 6 4 を外部に連通させる排油路 6 3 により構成される。排油路 6 3 は、軸受潤滑用間座 5 8 における前記ノズル 5 9 の形成部から円周方向に離れた位置に、軸受潤滑用間座 5 8 から前記環状蓋部材 6 0 に跨がって径方向に貫通して形成される。

特許文献1：特開 2 0 0 1－0 1 2 4 8 1 号公報

特許文献2：特開 2 0 0 2－5 4 6 4 3 号公報

特許文献3：特開 2 0 0 6－1 1 8 5 2 5 号公報

発明の開示

発明が解決しようとする課題

[0008] しかし、図 1 3 の構成では、同図のように 2 つの転がり軸受 5 2、5 2 を定位置予圧背面組み合わせで使用する場合、各転がり軸受 5 2 に対応する一对の軸受潤滑用間座 5 8、5 8 が軸方向に並んで配置されることになる。この場合、一对の潤滑油排出経路 6 2、6 2 の間に、背面合わせに隣接する 2

つの環状蓋部材 60, 60 が介在する構造となる。そのため、各軸受潤滑用間座 58 の軸方向寸法が大きくなるばかりか、部品点数も多くなり、これに伴って加工工数も増え、コスト高になるという問題がある。

[0009] また、主軸用軸受では、高速性と剛性を両立させるため、数 μm の範囲でアキシャル内部隙間を調整するが、上記構成の潤滑装置を組み込んだ転がり軸受を 13 のように定位置予圧背面組み合わせで使用する場合、以下のようにアキシャル内部隙間の調整が難しいという問題がある。

すなわち、図 13 の構成の場合、左右の転がり軸受 52, 52 の平面差に合わせて、内輪間座 67 または軸受潤滑用間座 58, 58 の幅面を加工することでアキシル内部隙間を調整することになる。しかし、軸受潤滑用間座 58 はその一側面から軸方向に鏝部 61 が突出した形状であるため、幅面の加工が行い難い。そこで、内輪間座 67 の幅面を加工してアキシャル内部隙間を調整するが、その内部隙間を狙いよりも小さくし過ぎた場合は、内輪間座 67 を新たに製作するか、軸受潤滑用間座 58 の幅面を加工するしかない。

[0010] 他方、工作機械に使用される主軸スピンドルは、機械のコンパクト化に伴い、軸方向寸法の縮小が求められており、そのため、主軸に取付けられる軸受潤滑用間座の軸方向寸法の縮小が求められている。

[0011] この発明の目的は、排油経路が確保できて軸受の冷却が可能となり、高速回転への適用が可能な構成でありながら、部品点数の削減による工数削減とコストダウン、および軸方向寸法の縮小が可能で、かつアキシャル内部隙間の調整が容易な多列転がり軸受装置を提供することである。

この発明の他の目的は、工作機械の主軸の支持に適用した場合に、主軸スピンドルおよび機械自体のコンパクト化を図れるようにすることである。

課題を解決するための手段

[0012] この発明の転がり軸受装置は、複数の転がり軸受を並べた多列転がり軸受装置であり、隣合う転がり軸受の外輪間に一对の軸受潤滑用間座を介在させ、前記各軸受潤滑用間座は、対向する転がり軸受の内輪へ潤滑油を吐出するノズルおよびこのノズルよりも外径側に位置して内輪の外周に被さる鏝部を

有する。前記隣合う各転がり軸受における前記ノズルから吐出された潤滑油が排出される空間のそれぞれに連通させる排油空間が、次の構成（Ａ）および（Ｂ）のうちの１つを備えている。

構成（Ａ）：前記一对の軸受潤滑用間座の間に単一の中央外輪間座を介在させ、

前記排油空間は、前記一对の軸受潤滑用間座と前記中央外輪間座との間で形成されている。

構成（Ｂ）：前記隣合う転がり軸受の内輪間に内輪間座を介在させ、

前記両軸受潤滑用間座の互いの接触側の側面に内周面に開口した排油用凹部を形成し、

前記排油空間は、これら両軸受潤滑用間座の前記排油用凹部の内面と前記内輪間座の外径面との間で形成されている。

[0013] 前記構成（Ａ）によると、軸受潤滑用間座のノズルから吐出される潤滑油で、転がり軸受の内部への潤滑油供給が可能となる。また、単一の中央外輪間座と一对の軸受潤滑用間座との間に排油空間を形成したため、ノズルから吐出された潤滑剤の排油経路が確保されて、潤滑油による軸受の冷却が行え、高速回転、超高速回転への適用が可能となる。この排油空間を得るにつき、両側の軸受潤滑用間座の間に、一つの中央外輪間座を設けた構成としたため、上記提案例のように個々の軸受潤滑用間座に別々の環状蓋部材を付加する必要がない。そのため、軸受潤滑用間座の並び幅を狭くできて軸方向寸法を縮小することができる。

また、各軸受潤滑用間座に別の環状蓋部材を付加する必要がないことから、構造が簡素化されて、部品点数を削減でき、工数削減およびコスト低減が可能となる。

また、隣合う転がり軸受の外輪間に、単一の中央外輪間座と、この中央外輪間座を挟む一对の軸受潤滑用間座を介在させるので、中央外輪間座の幅面寸法を調整するだけで、アキシアル内部隙間を容易に調整することができる。上記排油空間は外部に開放されて潤滑油を一次的に溜めるものであっても

、また潤滑油を溜めたままとするものであっても良い。

[0014] 前記構成（B）も、前記構成（A）と同様に、両軸受潤滑用間座間に排油空間を形成したため、軸受潤滑用間座のノズルから吐出される潤滑油の排油経路が確保されて、潤滑油による軸受の冷却が行え、高速回転、超高速回転への適用が可能となる。この排油経路を得るにつき、両軸受潤滑用間座の互いの接触側の側面に内周面に開口した排油用凹部を形成し、これら軸受潤滑用間座の排油用凹部の内面と内輪間座の外径面とで囲まれた空間を排油空間としたため、上記提案例等のような潤滑油排出経路を得るための別の環状蓋部材を付加する必要がない。そのため、軸受潤滑用間座の排油の構造が簡素化できて、部品点数が削減でき、工数削減、コストダウンが可能となる。また、間座の並び幅が狭くできて、多列転がり軸受装置の軸方向寸法の縮小が可能となる。

[0015] 前記排油空間が前記構成（A）を備えている場合、前記単一の中央外輪間座の両面に排油用凹部を形成し、前記排油空間を、この排油用凹部と前記軸受潤滑用間座の側面との間で形成してもよい。このような簡単な構成で、ノズルから吐出された潤滑剤の排油経路を確保することができる。

[0016] また、前記排油空間が前記構成（A）を備えている場合、前記隣合う転がり軸受の内輪間に内輪間座を介在させ、前記排油空間を、これら軸受潤滑用間座の鍔部突出側と反対側の側面と、前記中央外輪間座の内径面と、前記内輪間座の外径面との間で形成してもよい。この場合も、簡単な構成で、ノズルから吐出された潤滑剤の排油経路を確保することができる。前記中央外輪間座は、好ましくは、矩形断面を有するリング状である。

[0017] 前記排油空間が前記構成（A）を備えている場合、前記一対の軸受潤滑用間座は、前記中央外輪間座の軸方向一端および他端の内周側に形成された環状段部に、それぞれ嵌入されて設けられ、前記外輪間座は両面に排油用凹部を有し、前記排油空間を、前記排油用凹部と前記軸受潤滑用間座の側面との間で形成してもよい。

[0018] この場合、軸受潤滑用間座と中央外輪間座とを別体にしたうえで、中央外

輪間座の軸方向一端および他端の端面（幅面）を加工（研磨等）して、その幅面寸法を容易に調整することが可能となる。その後、中央外輪間座の環状段部に、軸受潤滑用間座を嵌入する。つまり、軸受潤滑用間座は、その一側面から軸方向に鏝部が突出する形成になるが、この軸受潤滑用間座を中央外輪間座から取り外した状態で、この中央外輪間座の幅面を加工することができる。よって、鏝部に干渉されることがなく、中央外輪間座の幅面の加工を容易に行うことができる。したがって、中央外輪間座の幅面寸法を調整するだけで、アキシアル内部隙間を容易に調整することができる。また、軸受潤滑用間座と中央外輪間座とを別体にしたうえで、軸受潤滑用間座の背面側（環状段部に臨む側）を加工調整することができる。したがって、内輪の外径部と鏝部との間の隙間を適正に管理することができる。この隙間を適正に管理することで、必要以上に潤滑油が軸受内部に流入することがなくなる。よって、潤滑油の攪拌抵抗を増大させることを防止し、軸受の動力損失を未然に防止することができる。それ故、大容量の駆動モータ等が不要となり、製造コストの低減を図ることが可能となる。前記隙間が小さ過ぎることに起因して、軸受組込み時の取り付け状態や、発熱、遠心力等による内輪の膨張により、内輪の外径部と鏝部とが干渉することを、防止することもできる。

[0019] また、この場合も、軸受潤滑用間座のノズルから吐出される軸受油で、転がり軸受の内部への潤滑油供給が可能となり、また外輪間座の両面の排油用凹部と軸受潤滑用間座の側面との間で、排油空間を形成したため、潤滑剤の排油経路が確保されて、潤滑油による冷却が行え、高速回転、超高速回転への適用が可能となる。この排油空間は、外輪間座の両面の排油用凹部と軸受潤滑用間座の側面との間に形成したため、個々の軸受潤滑用間座に別々の環状蓋部材を付加する必要がなく、軸受潤滑用間座の並ぶ軸方向寸法を縮小することができる。また、各軸受潤滑用間座毎に別の環状蓋部材を付加する必要がないことから、構成が簡単で、部品点数を削減でき、工数削減およびコスト低減が可能となる。

[0020] 上述のように、前記中央外輪間座の軸方向一端および他端の内周側に前記

環状段部を形成した場合、前記内輪の外径部に、この内輪の端面側から該内輪の軌道面側に向かう程大径となる内輪傾斜部が設けられ、前記中央外輪間座の環状段部に、この内輪傾斜部と鏑部との間の隙間を調整し得る調整間座を介して軸受潤滑用間座を設けても良い。

この構成によると、中央外輪間座等およびセットされる複数の転がり軸受の仕上がり寸法を確認してから、軸受潤滑用間座と中央外輪間座との間にある調整間座を加工調整することができる。これによって、内輪傾斜部と鏑部との間の隙間を適切にかつ容易に管理することができる。

[0021] この発明において、前記多列転がり軸受装置は、工作機械の主軸を支持する多列転がり軸受装置であって、前記軸受潤滑用間座を介在させる隣合う転がり軸受は、定位置予圧でかつ背面組み合わせで使用されるものとしても良い。

この構成の場合、軸受潤滑用間座の軸方向寸法を縮小することができることから、主軸および工作機械自体のコンパクト化が可能となる。

図面の簡単な説明

[0022] [図1] (A) は、この発明の第1実施形態にかかる多列転がり軸受装置を示す断面図である。(B) は、図1 (A) におけるA部の拡大図である。

[図2] 同多列転がり軸受装置を備えたスピンドル装置を示す断面図である。

[図3] この発明の第2実施形態にかかる多列転がり軸受装置を示す断面図である。

[図4] 同多列転がり軸受装置を備えたスピンドル装置を示す断面図である。

[図5] この発明の第3実施形態にかかる多列転がり軸受装置を示す断面図である。

[図6] 同多列転がり軸受装置の要部の断面図である。

[図7] 同多列転がり軸受装置を備えたスピンドル装置を示す断面図である。

[図8] この発明の第4実施形態にかかる、調整間座を備えた多列転がり軸受装置を示す断面図である。

[図9] 同多列転がり軸受装置の要部の断面図である。

[図10] 同多列転がり軸受装置を備えたスピンドル装置を示す断面図である。

[図11] (A) は、この発明の第5実施形態にかかる多列転がり軸受装置を示す断面図である。(B) は、図11(A)におけるA部の拡大図である。

[図12] 同多列転がり軸受装置を備えたスピンドル装置を示す断面図である。

[図13] 提案例の断面図である。

発明を実施するための最良の形態

[0023] この発明の第1の実施形態を図1と共に説明する。図1(A)はこの実施形態の多列転がり軸受装置の断面図を示す。この多列転がり軸受装置1は、複数(ここでは2つ)の転がり軸受2を並べたものである。各転がり軸受2はアンギュラ玉軸受からなり、背面組み合わせとされ、かつ定位置予圧で使用される。各転がり軸受2は、内輪3と外輪4の軌道面3a, 4a間にボールからなる複数の転動体5を介在させたものであり、各転動体5は保持器6で保持される。隣合う転がり軸受2, 2の外輪4, 4間には、中央外輪間座13と、この中央外輪間座13を挟む一对の軸受潤滑用間座8, 8が介在させられる。また、隣合う転がり軸受2, 2の内輪3, 3間には内輪間座17が介在させられる。軸受潤滑用間座8は、冷却油を吐出して、その一部を対向する転がり軸受2内に供給するものである。

[0024] 保持器6は外輪案内タイプであり、その素材はフェノール樹脂, PEEK, PPS、ポリアミド樹脂、C/Cコンポジット、アルミ合金, Ti合金(高速時の強度向上)などが望ましい。内輪3の素材は、高速時の大きな嵌め合いフープ応力を考慮して、例えば浸炭鋼とされている。転動体5は、遠心力低減の観点からセラミック製が望ましい。

[0025] 各転がり軸受2における内輪3の反負荷側(軸受背面側)の幅面には軸方向に凹陷する円周溝7が形成されている。また、内輪3の前記円周溝7が形成される側の軌道面3aに続く外径面は、軌道面3a側が大径となる斜面部3bとされている。すなわち、内輪3のステップ面を設ける部分の外径面が上記斜面部3bとされる。

[0026] 軸受潤滑用間座8は対向する外輪4の幅面に接することで、転がり軸受2

に軸方向に隣接して設けられるリング状の外輪間座である。この軸受潤滑用間座 8 は、内輪 3 の幅面の前記円周溝 7 の設けられた箇所に対向して開口するノズル 9、およびこのノズル 9 に連通する給油路 10 を有し、かつ鍔部 11 が設けられている。給油路 10 に供給されノズル 9 から吐出される冷却油は、内輪 3 の円周溝 7 に吹き付けられ、その一部が遠心力と表面張力とで、円周溝 7 の内径面から斜面部 3 b に沿って内輪 3 の軌道面 3 a に潤滑油として流れる。

[0027] 鍔部 11 は、軸受潤滑用間座 8 の一側面から、対向する軸受 2 に向けてそれぞれ軸方向に延び、前記内輪 3 の斜面部 3 b に隙間 δ (図 1 (B)) を介して被さって、この隙間 δ から前記軌道面 3 a へ流れる潤滑油を案内する。鍔部 11 は、保持器 6 の内径側まで延びるものとされている。前記ノズル 9 が対向する内輪 3 の幅面と前記斜面部 3 b とが交差する角部は、断面円弧状の曲面部 3 b a とされている。曲面部 3 b a としたのは、この角部から潤滑油が遠心力で内輪 3 から離れることを防止するためである。

[0028] 各軸受潤滑用間座 8 の中央外輪間座 13 に接触する側の側面には、内周側に開口した排油用凹部 8 a がそれぞれ形成されている。また、中央外輪間座 13 は両面に環状の排油用凹部 13 a を有し、これらの排油用凹部 13 a と対向する各軸受潤滑用間座 8 の側面の排油用凹部 8 a との間で排油空間 14 がそれぞれ形成される。これらの排油空間 14 は、両側の転がり軸受 2, 2 における前記ノズル 9 から吐出された潤滑油が排出される空間 18 にそれぞれ連通させてある。中央外輪間座 13 の両面の各軸受潤滑用間座 8 に接触する部分には、前記排油用凹部 13 a から外周側に向けて径方向に延びる溝状排油路 15 がそれぞれ形成されている。さらに、各軸受潤滑用間座 8 の外輪 4 の幅面に接する側面の一部にも、径方向に延びる溝状排油路 16 がそれぞれ形成されている。なお、軸受潤滑用間座 8 は、打傷の発生防止や取扱性向上の見地から、焼入処理することが望ましい。

[0029] 前記ノズル 9 から吐出された潤滑油のうち、前記微小隙間 δ へ流入する流入分を除く残りの潤滑油は、運転により発熱している内輪の熱を持ち去り、

潤滑油排出経路 12 から外部に排出される。この潤滑油排出経路 12 は、前記軸受潤滑用間座 8 の側面に形成された排油用凹部 8a と、中央外輪間座 13 の側面に形成された排油用凹部 13a とからなる排油空間 14 や、前記溝状排油路 15, 16 等で構成される。なお、溝状排油路 15, 16 は、円周方向に複数分配して設けても良い。使用する冷却油としては、動力損失の低減および冷却効率の向上の観点から、ISO の粘度が VG10, VG2 以下が望ましい。また、動力損失の更なる低減および冷却効率の向上には、冷却油として粘度が小さく熱伝導率が高い水溶性作動油の使用と、前記軸受潤滑用間座 8 の材料として線膨張係数が低いステンレスを使用することが望ましい。

[0030] 上記構成の多列転がり軸受装置 1 の潤滑作用を説明する。各軸受潤滑用間座 8 の給油路 10 に圧送された冷却油は、ノズル 9 から吐出されて対向する内輪 3 の幅面の円周溝 7 の形成箇所に吹き付けられる。円周溝 7 に吹き付けられた冷却油の一部は、その表面張力と内輪 2 の回転に伴い冷却油に作用する遠心力とにより、内輪 3 における円周溝 7 の外径側の内壁面から斜面部 3b に沿って内輪 3 の軌道面 3a に潤滑油として流入する。このように、ノズル 9 から吐出された冷却油が円周溝 7 に集油され、その一部が内輪 3 の斜面部 3b から軌道面 3a に流れるので、軌道面 3a の全周に均等に潤滑油を供給できる。円周溝 7 の内壁面から斜面部 3b への潤滑油の移動は、潤滑油の表面張力、潤滑油に作用する遠心力、および斜面部 3b の傾斜角度を適正にバランスさせることにより円滑に行わせることができ、遠心力で潤滑油が飛散するのを回避できる。ここでは、内輪 3 の幅面と斜面部 3b との交差部が曲面部 3ba とされているので、斜面部 3b への潤滑油の移動がより円滑に行われる。

[0031] 内輪 3 の斜面部 3b には、隙間 δ を介して軸受潤滑用間座 8 の鍔部 11 が被さっており、この隙間 δ から軌道面 3a に流れる潤滑油が鍔部 11 によって案内される。隙間 δ 内を流れる潤滑油は、回転速度や傾斜角度等の各種の条件により、斜面部 3b に付着した流れとならずに、遠心力の作用で鍔部 1

1の内径面側へ押し付けられた状態で流れることがある。この状態で流れる潤滑油は、鏝部11の先端を出た箇所で、遠心力で外径側へ降り飛ばされることになる。しかし、鏝部11は保持器6の内径側まで延びているため、鏝部11の先端から外径側へ降り飛ばされた潤滑油は、保持器6の内径面で受けられ、転動体5へ供給されることになる。このため、内輪3の斜面部3bと軸受潤滑用間座8の鏝部11との間の隙間 δ に供給された潤滑油が、無駄なく潤滑に供されることになる。

なお、前記隙間 δ を、斜面部3bに沿って流れる潤滑油の油膜よりも狭い微小隙間とした場合は、この隙間 δ で流量調整できることから、前記給油路10への冷却油の流量を外部から調整することなく、前記微小隙間 δ を流れる潤滑油の流量を簡単に調整することができる。

[0032] 前記微小隙間 δ へ流入する流入分を除く残りの潤滑油は、中央外輪間座13の側面の排油用凹部13aと軸受潤滑用間座8の側面の排油用凹部8aとで囲まれた排油空間14、中央外輪間座13の側面の溝状排油路15、軸受潤滑用間座8の側面の溝状排油路16等からなる潤滑油排出経路12を経て排油ポンプ（図示せず）により外部に排出される。このような経路で排出される冷却油としての潤滑油により、多列転がり軸受装置1は効果的に冷却される。

[0033] この多列転がり軸受装置1では、隣合う転がり軸受2, 2の外輪4, 4間に、中央外輪間座13と、この中央外輪間座13を挟む一对の軸受潤滑用間座8, 8を介在させ、中央外輪間座13の両面の排油用凹部13aとこれら排油用凹部13aに対向する両軸受潤滑用間座8, 8の側面（排油用凹部8aの形成面）との間でそれぞれ排油空間14を形成している。これら排油空間14を、隣合う各転がり軸受2, 2におけるノズル9から吐出された潤滑剤油が排出される空間18にそれぞれ連通させて潤滑油排出経路12を構成している。このため、上記した提案例の場合のように潤滑油排出経路を確保するために各軸受潤滑用間座に別の環状蓋部材を付加する必要がなく、それだけ軸受潤滑用間座8の軸方向寸法を縮小することができる。

また、各軸受潤滑用間座 8 毎に別の環状蓋部材を付加する必要がないことから、部品点数を削減でき、工数削減およびコスト低減が可能となる。

また、隣合う転がり軸受 2, 2 の外輪 4, 4 間に、中央外輪間座 1 3 と、この中央外輪間座 1 3 を挟む一对の軸受潤滑用間座 8, 8 を介在させるので、中央外輪間座 1 3 の幅面寸法を調整するだけで、アキシアル内部隙間を容易に調整することができる。

[0034] 図 2 は、図 1 に示した実施形態の多列転がり軸受装置 1 を備えたスピンドル装置の一例を示す。このスピンドル装置 2 4 は工作機械に応用されるものであり、主軸 2 5 の先端側の端部（図の左側側の端部）に、工具またはワークのチャックが取付けられる。主軸 2 5 は、軸方向に離れた複数（ここでは 2 つ）の多列転がり軸受装置 1 により支持されている。これらの多列転がり軸受装置 1 において、中央外輪間座 1 3 および一对の軸受潤滑用間座 8, 8 を介在させて隣合う転がり軸受 2, 2 は、背面組み合わせ、かつ後述のように定位置予圧で使用される。

[0035] 各多列転がり軸受装置 1 における両転がり軸受 2 の内輪 3 は主軸 2 5 の外径面に嵌合し、外輪 4 はハウジング 2 6 の内径面に嵌合している。ハウジング 2 6 内における両多列転がり軸受装置 1, 1 で挟まれる軸方向の中間位置には、主軸 2 5 を駆動するモータ 3 0 が配置されている。そのモータロータ 3 1 は主軸 2 5 に固定され、モータステータ 3 2 がハウジング 2 6 に固定されている。

[0036] 各多列転がり軸受装置 1 における主軸軸端側に位置する転がり軸受 2 の内外輪 3, 4 は、内輪押さえ 2 7 および外輪押さえ 2 8 により、主軸 2 5 およびハウジング 2 6 の軸方向を向く各段部 2 5 a, 2 6 a との間で挟み付け状態で固定されている。主軸 2 5 の一端部には、内輪押さえ 2 7 に押し当てて多列転がり軸受装置 1 を固定する軸受固定ナット 3 3 が螺着されている。これら主軸 2 5 およびハウジング 2 6 の段部 2 5 a, 2 6 a と、各内輪押さえ 2 7 および外輪押さえ 2 8 の軸受当接面の位置を所定の位置に設定し、軸受固定ナット 3 3 を締めつけることで、2 個並んだ転がり軸受 2 が定位置予圧

される。

[0037] ハウジング 26 は、内周ハウジング 26A、および外周ハウジング 26B からなる二重構造とされている。内周ハウジング 26A には各軸受潤滑用間座 8 の給油路 10 に連通する潤滑油供給路 34 と、排油回収路 35 と、ハウジング冷却用の給油路 36 とが設けられている。各潤滑油供給路 34 および排油回収路 35 は、軸方向に延びて外輪押さえ 28 を貫通している。排油回収路 35 には、各軸受潤滑用間座 8 の潤滑油排出経路 12（図 1）が連通させてある。

[0038] 前記排油回収路 35 に流出した排油は、排油ポンプにより油回収タンクに回収されて、冷却油供給装置（いずれも図示せず）に戻され、この冷却油供給装置から前記給油路 10 に冷却油が再び給油される。また、前記冷却油供給装置から前記給油路 36 にも冷却油が供給され、ハウジング 26 の冷却が行われる。ハウジング 26 を冷却した冷却油は油回収タンクに回収されて、再び冷却油供給装置に戻される。

[0039] このように、上記多列転がり軸受装置 1 を工作機械のスピンダル装置 24 の主軸 25 の支持に用いて、中央外輪間座 13 および軸受潤滑用間座 8 を介在させる隣合う転がり軸受 2, 2 を、定位置予圧でかつ背面合わせで使用する場合には、軸受潤滑用間座 8 の軸方向寸法を縮小することができることから、スピンダル装置 24 および工作機械自体のコンパクト化が可能となる。

[0040] 図 3 は、この発明の多列転がり軸受装置の第 2 実施形態を示す断面図である。この多列転がり軸受装置 1A は、図 1 に示す第 1 実施形態において、両面に排油凹部 13a, 13a を有する中央外輪間座 13 に代えて、一対の軸受潤滑用間座 8, 8 の側面外周部で挟まれる単純な矩形断面形状のリング状の中央外輪間座 13A を用いたものである。これにより、一対の軸受潤滑用間座 8, 8 の鏝部 11 突出側と反対側の側面と、中央外輪間座 13A の内径面と、隣合う転がり軸受 2, 2 の内輪 3, 3 間に介在する内輪間座 17 の外径面との間で排油空間 14A を形成し、この排油空間 14A を、隣合う各転がり軸受 2, 2 におけるノズル 9 から吐出された潤滑油が排出される各空間

18, 18に連通させている。その他の構成は第1実施形態の場合と同様である。

[0041] この第2実施形態の場合も、上記した提案例の場合のように潤滑油排出経路を確保するために各軸受潤滑用間座に別の環状蓋部材を付加する必要がなく、それだけ軸受潤滑用間座8の軸方向寸法を縮小することができる。

また、各軸受潤滑用間座8毎に別の環状蓋部材を付加する必要がないことから、部品点数を削減でき、工数削減およびコスト低減が可能となる。

また、隣合う転がり軸受2, 2の外輪4, 4間に、中央外輪間座13Aと、この中央外輪間座13Aを挟む一对の軸受潤滑用間座8, 8を介在させるので、中央外輪間座13Aの幅面寸法を調整するだけで、アキシアル内部隙間を容易に調整することができる。

[0042] 図4は、図3に示した第2実施形態の多列転がり軸受装置1Aを備えたスピンドル装置の一例を示す。このスピンドル装置24Aは工作機械に応用されるものであり、主軸25の端部に工具またはワークのチャックが取付けられる。主軸25は、軸方向に離れた複数（ここでは2つ）の多列転がり軸受装置1Aにより支持されている。これらの多列転がり軸受装置1Aにおいて、中央外輪間座13Aおよび一对の軸受潤滑用間座8, 8を介在させて隣合う転がり軸受2, 2は、定位置予圧でかつ背面組み合わせで使用される。その他の構成は、図2のスピンドル装置24の場合と同様である。このスピンドル装置24Aの場合も、軸受潤滑用間座8の軸方向寸法を縮小することから、スピンドル装置24Aおよび工作機械自体のコンパクト化が可能となる。

[0043] 図5は、この発明の第3実施形態にかかる多列転がり軸受装置を示す断面図である。図6は、同多列転がり軸受装置の要部の断面図である。図1（B）も参照しつつ説明する。以下の説明において、各形態で先行する形態で説明している事項に対応している部分には同一の参照符を付し、重複する説明を略する場合がある。構成の一部のみを説明している場合、構成の他の部分は、先行している形態と同様とする。

- [0044] この多列転がり軸受装置 1 B は、複数（ここでは 2 つ）の転がり軸受 2 を並べたものである。各転がり軸受 2 はアンギュラ玉軸受からなり、背面組み合わせとされ、かつ定位置予圧で使用される。隣合う転がり軸受 2，2 の外輪 4，4 間には、中央の外輪間座となる外輪間座 3 7 が介在され、隣合う転がり軸受 2，2 の内輪 3，3 間には、内輪間座 1 7 が介在されている。
- [0045] 外輪間座 3 7 の軸方向一端および他端の内周側に、環状段部 3 8 が形成されている。これら環状段部 3 8，3 8 のうち一方の環状段部 3 8 の軸方向一端からの凹み量 h_1 と、他方の環状段部 3 8 の軸方向他端からの凹み量 h_2 とは、略同一量となるように形成されている。一方および他方の環状段部 3 8，3 8 の直径寸法 d_1 ， d_2 も略同一寸法となるように形成されている。各環状段部 3 8 の直径は、隣接する転がり軸受 2，2 の外輪内径より大径となるように形成されている。環状段部 3 8，3 8 の前記両凹み量 h_1 ， h_2 を略同一量にしない場合もある。環状段部 3 8，3 8 の前記両直径寸法 d_1 ， d_2 を略同一にしない場合もある。
- [0046] 外輪間座 3 7 のこれら環状段部 3 8，3 8 に、一对の軸受潤滑用間座 8 A，8 A がそれぞれ嵌入されて、複数のボルト 3 9 によって固着されている。各軸受潤滑用間座 8 A には、たとえば円周方向一定間隔おき（一定間隔おきでなくても良い）に複数のボルト孔 8 A a が軸方向に沿って形成され、これらボルト孔 8 A a に対応して連通する複数の雌ねじが外輪間座 3 7 に形成されている。各ボルト孔 8 A a にボルト 3 9 が設けられて、対応する雌ねじに螺着されてなる。なお、螺着されたボルト頭部は、環状段部 3 8 内に收容され、隣接する軸受 2 には干渉しない。外輪間座 3 7 のうち、環状段部 3 8 の隅部 3 8 R の丸みの半径は、例えば、後述する嵌合部 4 0 の面取り寸法より小さくして、環状段部 3 8 と軸受潤滑用間座 8 A との合わせ面が密接に当接するようになっている。ただし、このような構成に限定されるものではなく、環状段部 3 8 の隅部に、該環状段部 3 8 と軸受潤滑用間座 8 A とが干渉しない逃がし加工等を施してもよい。外輪間座 3 7 の各環状段部 3 8 に嵌入される軸受潤滑用間座 8 A は、軸方向一方と軸方向他方とで一方および他方に

対称な同一構造であるので、軸方向一方のものについてのみ説明し、軸方向他方のものについては、同一符号を付してその説明を省略する場合がある。

[0047] 軸方向一方の軸受潤滑用間座 8 A は、前記ボルト孔 8 A a が形成され、環状段部 3 8 に嵌入される嵌合部 4 0、内輪 3 の端面の円周溝 7 の設けられた箇所に対向して開口するノズル 9、およびこのノズル 9 に連通する第 1 給油路 1 0 a を有し、かつ鍔部 1 1 が設けられている。第 1 給油路 1 0 a は、軸方向に直交する半径方向に沿って延び、嵌合部 4 0 の半径方向外方に開口するように形成されている。外輪間座 3 7 は、前記第 1 給油路 1 0 a に連通し、冷却油を供給する第 2 給油路 1 0 b を有する。この第 2 給油路 1 0 b に供給されノズル 9 から吐出される冷却油は、内輪 3 の円周溝 7 に吹き付けられ、その一部が遠心力と表面張力とで、円周溝 7 の内径面から斜面部 3 b に沿って内輪 3 の軌道面 3 a に潤滑油として流れる。

[0048] 鍔部 1 1 は、軸受潤滑用間座 8 A の一側面から、対向する軸受 2 に向けてそれぞれ軸方向に延び、前記内輪 3 の斜面部 3 b に隙間 δ (図 1 (B) 参照) を介して被さって、この隙間 δ から前記軌道面 3 a へ流れる潤滑油を案内する。鍔部 1 1 は、ノズル 9 よりも外径側に位置して保持器 6 の内径側まで延びるものとされている。各軸受潤滑用間座 8 A において、外輪間座 3 7 の環状段部 3 8 に臨む側の側面には、内周側に開口した排油用凹部 8 A b がそれぞれ形成されている。外輪間座 3 7 は、環状段部 3 8 の内径側で且つこの外輪間座 3 7 の幅方向中間付近の壁部 3 7 a 両面に環状の排油用凹部 3 7 b を有する。これらの環状の排油用凹部 3 7 b、3 7 b と、対向する各軸受潤滑用間座 8 A の側面の排油用凹部 8 A b との間で排油空間 4 1 がそれぞれ形成される。

[0049] これらの排油空間 4 1、4 1 は、両側の転がり軸受 2、2 における前記ノズル 9 から吐出された潤滑油が排出される空間 1 8 にそれぞれ連通させてある。外輪間座 3 7 の環状段部 3 8 をなす段面部 3 8 a の円周方向一箇所から、該段面部 3 8 a と同一平面（つまり面一状）の部分端面 3 7 c が切欠き形成されている。ただしこの部分端面 3 7 c は、段面部 3 8 a と同一平面でな

い場合もある。この部分端面 37c は、段面部 38a の円周方向一箇所から半径方向外方に延び、溝状排油路 42 を形成する。この溝状排油路 42 は、嵌合部 40 の半径方向外方空間 43 であって、前記円周方向一箇所と同位相における半径方向外方空間 43 に連通する。さらに溝状排油路 42 は、この嵌合部 40 の半径方向外方空間 43 および、該嵌合部 40 のうち、外輪 4 の端面の内径側部分等に臨む環状空間 40a に連通する。なお、軸受潤滑用間座 8A は、打傷の発生防止や取扱性向上の見地から、焼入れ処理することが望ましい。

[0050] 前記ノズル 9 から吐出された潤滑油のうち、前記微小隙間 δ へ流入する流入分を除く残りの潤滑油は、運転により発熱している内輪 3 の熱を持ち去り、潤滑油排出経路から外部に排出される。この潤滑油排出経路は、嵌合部 40 の環状空間 40a、嵌合部 40 の半径方向外方空間 43、軸受潤滑用間座 8A の側面の排油用凹部 8Ab、および外輪間座 37 の環状の排油用凹部 37b 等で構成される。これらのうち嵌合部 40 の半径方向外方空間 43、および軸受潤滑用間座 8A の側面の排油用凹部 8Ab は、円周方向に複数分配して設けてもよい。

[0051] 上記構成の多列転がり軸受装置 1B の潤滑作用を説明する。

外輪間座の第 2 給油路 10b に圧送され、一方および他方の軸受潤滑用間座 8A、8A の第 1 給油路 10a に供給された冷却油は、ノズル 9 から吐出されて対向する内輪 3 の端面の円周溝 7 の形成箇所に吹き付けられる。この吹き付けられた冷却油の一部は、その表面張力と内輪 2 の回転に伴い冷却油に作用する遠心力とにより、内輪 3 における円周溝 7 の外径側の内壁面から斜面部 3b に沿って内輪 3 の軌道面 3a に潤滑油として流入する。このように、ノズル 9 から吐出された冷却油が円周溝 7 に集油され、その一部が内輪 3 の斜面部 3b から軌道面 3a に流れるので、軌道面 3a の全周に均等に潤滑油を供給できる。円周溝 7 の内壁面から斜面部 3b への潤滑油の移動は、潤滑油の表面張力、潤滑油に作用する遠心力、および斜面部 3b の傾斜角度を適正にバランスさせることにより円滑に行わせることができ、遠心力で潤

滑油が飛散するのを回避できる。ここでは、内輪 3 の幅面と斜面部 3 b との交差部が曲面部 3 b a とされているので、斜面部 3 b への潤滑油の移動がより円滑に行われる。

[0052] 内輪 3 の斜面部 3 b と鏝部 1 1 との間の隙間 δ から、軌道面 3 a に流れる潤滑油が鏝部 1 1 によって案内される。隙間 δ 内を流れる潤滑油は、回転速度や傾斜角度等の各種の条件により、斜面部 3 b に付着した流れとならずに、遠心力の作用で鏝部 1 1 の内径面側に押し付けられた状態で流れることがある。この状態で流れる潤滑油は、鏝部 1 1 の先端を出た箇所で、遠心力で外径側へ降り飛ばされる。しかし、鏝部 1 1 は保持器 6 の内径側まで延びているため、鏝部 1 1 の先端から外径側へ降り飛ばされた潤滑油は、保持器 6 の内径面で受けられ、転動体 5 へ供給されることになる。このため、内輪 3 の斜面部 3 b と軸受潤滑用間座 8 A の鏝部 1 1 との間の隙間 δ に供給された潤滑油が、無駄なく潤滑に供されることになる。前記微小隙間 δ へ流入する流入分を除く残りの潤滑油は、前記潤滑油排出経路を経て図示外の排油ポンプ等により外部に排出される。このような経路で排出される冷却油としての潤滑油により、多列転がり軸受装置 1 B は効果的に冷却される。

[0053] 以上説明した多列転がり軸受装置 1 B の構成によると、隣合う転がり軸受 2, 2 の外輪 4, 4 間に、外輪間座 3 7 を介在させている。この外輪間座 3 7 の軸方向一端および他端の内周側に、環状段部 3 8 を形成し、一对の軸受潤滑用間座 8 A、8 A を、これら環状段部 3 8, 3 8 にそれぞれ嵌入している。したがって、外輪間座 3 7 の幅面を研磨等して、その幅面寸法 3 7 h を容易に調整することが可能となる。ただし、外輪間座 3 7 の幅面の加工方法は、研磨に限定されるものではなく、たとえば旋削、超仕上げ等の加工方法を必要に応じて用いてもよい。

[0054] その後、外輪間座 3 7 の環状段部 3 8 に、軸受潤滑用間座 8 A の嵌合部 4 0 を嵌入する。つまり、軸受潤滑用間座 8 A は、その一側面から軸方向に鏝部 1 1 が突出する構成になるが、この軸受潤滑用間座 8 A を外輪間座 3 7 から取り外した状態で、この外輪間座 3 7 の幅面を加工することができる。よ

って、鏝部 11 に干渉されることなく、外輪間座 37 の幅面の加工を容易に行うことができる。外輪間座 37 の幅面寸法 37h 等を調整するだけで、軸受 2, 2 のアキシャル内部隙間を容易に調整することができる。

[0055] また、軸受潤滑用間座 8A と外輪間座 37 とを別体にしたうえで、軸受潤滑用間座 8A の背面側（環状段部 38 に臨む側）、または外輪間座 37 の環状段部 38 を加工調整することができる。したがって、内輪 3 の外径部に形成される内輪傾斜部 3b であって、この内輪 3 の端面側から該内輪 3 の軌道面側に向かう程大径となる内輪傾斜部 3b と、鏝部 11 との間の隙間 δ を適正に管理することができる。この第 3 実施形態に係る多列転がり軸受装置 1B では、アキシャル内部隙間の調整と、内輪傾斜部 3b と鏝部 11 との間の隙間 δ の調整とを、独立して行うことができるので、アキシャル内部隙間および前記隙間を略同時に調整するものに比べて、工数の低減を図ることができる。

[0056] 内輪傾斜部 3b と鏝部 11 との間の隙間 δ を適正に管理することで、必要以上に潤滑油が軸受内部に流入することがなくなる。この軸受内部へ流入しない残余の潤滑油を、前記潤滑油排出経路（環状空間 40a、半径方向外方空間 43、排油用凹部 8Ab、および環状の排油用凹部 37b 等）を経て外部に排出することで、多列転がり軸受装置 1B を効果的に冷却することができる。前記隙間 δ を適正に管理することで、必要以上に潤滑油が軸受内部に流入しなくなるので、潤滑油の攪拌抵抗を増大させることを防止し、軸受 2, 2 の動力損失を未然に防止することができる。それ故、大容量の駆動モータ等が不要となり、製造コストの低減を図ることが可能となる。前記隙間 δ が小さ過ぎることに起因して、軸受組込み時の取り付け状態や、発熱、遠心力等による内輪 3 の膨張により、内輪 3 の斜面部 3b と鏝部 11 とが干渉することを、防止することもできる。

[0057] 例えば、アキシャル内部隙間および前記隙間 δ を略同時に調整する従来技術では、アキシャル内部隙間および前記隙間のいずれか一方の調整が不十分で、間座を新たに製作し直す等の工数が必要になるが、そのような工数を低

減することができる。したがって、多列転がり軸受装置 1 B の製造コストの低減を図ることができる。前記軸受潤滑用間座 8 A の背面側または外輪間座 3 7 の環状段部 3 8 を加工調整した場合、その加工量に基づいて、外輪間座 3 7 の第 2 油路 1 0 b を形成することで、第 1 油路 1 0 a と第 2 油路 1 0 b との芯ずれを防止することが可能となる。前記環状段部 3 8 等を加工調整した後、第 1 および第 2 油路 1 0 a, 1 0 b を形成してもよい。この場合にも、第 1 および第 2 油路 1 0 a, 1 0 b の芯ずれを確実に防止することができる。したがって、冷却油をこの第 1 および第 2 油路 1 0 a, 1 0 b に円滑に供給することができる。

[0058] また外輪間座 3 7 の内周側に形成された環状段部 3 8 に、軸受潤滑用間座 8 A が嵌入されて設けられるので、次のような効果を奏する。図 1 に示す第 1 実施形態に係る多列転がり軸受装置 1 のように、中央外輪間座 1 3 をその軸方向一方および他方の一对の軸受潤滑用間座 8, 8 で挟む構成に比べて、間座全体の軸方向寸法を格段に縮小することができる。

[0059] 外輪間座 3 7 の部分端面 3 7 c は、環状段部 3 8 をなす段面部 3 8 a の円周方向一箇所から、該段面部 3 8 a と同一平面、つまり面一状に切欠き形成されている。したがって、例えば段面部 3 8 a を加工基準面として、部分端面 3 7 c を迅速に加工することができるので、加工工数の低減を図ることができる。外輪間座 3 7 のうち、嵌合部 4 0 の半径方向外方空間 4 3 と溝状排油路 4 2 とを、例えばフライス加工によって同時に加工することができるので、段取り替えする工数を低減することができる。前記半径方向外方空間 4 3 を形成することで、外輪間座 3 7 の重量を軽減するとともに、排油をこの半径方向外方空間 4 3 等からよりスムーズに排出することができる。

[0060] 外輪間座 3 7 は、その軸方向中間付近の壁部 3 7 a 両面に環状の排油用凹部 3 7 b を有する。この環状の排油用凹部 3 7 b を形成するため、外輪間座 3 7 の軸方向中間付近の壁部 3 7 a を薄肉構造にすることができる。外輪間座 3 7 は、前記半径方向外方空間 4 3 を形成すること、この軸方向中間付近の壁部 3 7 a を薄肉構造にすることによって、外輪間座 3 7 の軽量化を図り

その取扱いを容易にすることができる。

[0061] また外輪間座 3 7 の両面の排油用凹部 3 7 b と、軸受潤滑用間座 8 A の側面との間で、潤滑剤の排油空間 4 1 が確保されて、潤滑油による冷却が行え、高速回転、超高速回転への適用が可能となる。この排油空間 4 1 は、外輪間座 3 7 の両面の排油用凹部 3 7 b と軸受潤滑用間座 8 A の側面との間に形成したため、個々の軸受潤滑用間座 8 A に別々の環状蓋部材を付加する必要がなく、軸受潤滑用間座 8 A の並ぶ軸方向寸法を縮小することができる。

[0062] 図 7 は、図 5 および図 6 に示した第 3 実施形態の多列転がり軸受装置 1 B を備えたスピンドル装置 2 4 B の一例を示す。このスピンドル装置 2 4 B は、工作機械に応用されるものであり、主軸 2 5 の先端側の端部（図の左側側の端部）に、工具またはワークのチャックが取付けられる。主軸 2 5 は、軸方向に離れた複数（ここでは 2 つ）の多列転がり軸受装置 1 B により支持されている。これらの多列転がり軸受装置 1 B において、外輪間座 3 7 を介在させて隣合う転がり軸受 2, 2 は、背面組み合わせ、かつ定位置予圧で使用される。

[0063] 各列の内輪 3 は主軸 2 5 の外径面に嵌合し、外輪 4 はハウジング 2 6 の内径面に嵌合している。ハウジング 2 6 内における両多列転がり軸受装置 2, 2 で挟まれる軸方向の中間位置には、主軸 2 5 を駆動するモータ 3 0 が配置されている。そのモータロータ 3 1 は主軸 2 5 に固定され、モータステータ 3 2 がハウジング 2 6 に固定されている。

[0064] 各多列転がり軸受装置 1 B における主軸軸端側に位置する転がり軸受 2 の内外輪 3, 4 は、内輪押さえ 2 7 および外輪押さえ 2 8 により、主軸 2 5 およびハウジング 2 6 の軸方向を向く各段部 2 5 a, 2 6 a との間で挟み付け状態で固定されている。主軸 2 5 の一端部には、内輪押さえ 2 7 に押し当てて多列転がり軸受装置 1 B を固定する軸受固定ナット 3 3 が螺着されている。これら主軸 2 5 およびハウジング 2 6 の段部 2 5 a, 2 6 a と、各内輪押さえ 2 7 および外輪押さえ 2 8 の軸受当接面の位置を所定の位置に設定し、軸受固定ナット 3 3 を締めつけることで、2 個並んだ転がり軸受 2 が定位置

予圧される。

上記多列転がり軸受装置 1 B を工作機械のスピンダル装置 2 4 の主軸 2 5 の支持に用いて、外輪間座 3 7 を介在させる隣合う転がり軸受 2, 2 を、定位置予圧でかつ背面合わせで使用する場合には、軸受潤滑用間座 8 A を外輪間座 3 7 の環状段部 3 8 に嵌入しているので、間座全体の軸方向寸法を縮小することができることから、スピンダル装置 2 4 および工作機械自体のコンパクト化が可能となる。

[0065] 図 8 は、この発明の第 4 実施形態にかかる多列転がり軸受装置を示す断面図である。図 9 は、同多列転がり軸受装置の要部の断面図である。この多列転がり軸受装置 1 C は、図 5 および図 6 に示す第 3 実施形態において、外輪間座 3 7 の環状段部 3 8 に、内輪傾斜部 3 b と鏝部 1 1 との間の微小隙間 δ を調整し得る調整間座 4 4 を介して、軸受潤滑用間座 8 A を設けたものである。つまり調整間座 4 4 が付加された構成になっている。調整間座 4 4 には、軸方向に沿った貫通孔 4 4 a が形成され、ボルト 3 9 がこの貫通孔 4 4 a に挿入される。なお、螺着されたボルト頭部は、環状段部 3 8 内に收容され、隣接する軸受 2 には干渉しない。

[0066] 第 4 実施形態に係る多列転がり軸受装置 1 C では、軸受潤滑用間座 8 A の背面 8 A c と、外輪間座 3 7 の環状段部 3 8 との間に設けられる調整間座 4 4 の一表面部および他表面部の少なくともいずれか一方を研磨等により加工調整する。これによって、内輪傾斜部 3 b と鏝部 1 1 との間の微小隙間 δ を適正にかつ容易に管理することができる。特に、外輪間座 3 7、各軸受潤滑用間座 8 A、およびセットされる 2 列の転がり軸受 2, 2 の仕上がり寸法を確認してから、この調整間座 4 4 を加工調整することができる。このように、微小隙間 δ を適正にかつ容易に管理することができる。複数の調整幅を有する調整間座 4 4 を、予め準備しておくことで、前記微小隙間 δ の調整を迅速に行うことができ、組立工数の低減を図ることができる。複数の調整幅を有する調整間座 4 4 を準備しておくことで、前記微小隙間 δ の調整を行うことができるので、外輪間座 3 7、軸受潤滑用間座 8 A の汎用性、兼用性を高

めることが可能となる。したがって多列転がり軸受装置 1 C の製造コストの低減を図ることができる。その他の構成は、図 5 および図 6 に示す多列転がり軸受装置 1 B と同様の構成となっており、同様の作用、効果を奏する。

[0067] 図 10 は、図 8 および図 9 に示した多列転がり軸受装置 1 C を備えたスピンドル装置 24 C の一例を示す。このスピンドル装置 24 C は工作機械に應用されるものであり、主軸 25 の端部に工具またはワークのチャックが取付けられる。主軸 25 は、軸方向に離れた複数（ここでは 2 つ）の多列転がり軸受装置 1 C により支持されている。これらの多列転がり軸受装置 1 C において、外輪間座 37 を介在させて隣合う転がり軸受 2, 2 は、定位置予圧でかつ背面組み合わせで使用される。その他の構成は、図 7 のスピンドル装置 24 B の場合と同様である。このスピンドル装置 24 C の場合も、軸受潤滑用間座 8 A を外輪間座 37 の環状段部 38 に嵌入しているので、間座全体の軸方向寸法を縮小することができることから、スピンドル装置 24 C および工作機械自体のコンパクト化が可能となる。

[0068] この発明の第 5 実施形態を図 11 と共に説明する。図 11 (A) はこの実施形態の多列転がり軸受装置の断面図を示す。この多列転がり軸受装置 1 D は、複数（ここでは 2 つ）の転がり軸受 2 を並べたものである。各転がり軸受 2 はアンギュラ玉軸受からなり、背面組み合わせとされ、かつ定位置予圧で使用される。各転がり軸受 2 は、内輪 3 と外輪 4 の軌道面 3 a, 4 a 間にボールからなる複数の転動体 5 を介在させたものであり、各転動体 5 は保持器 6 で保持される。

隣合う転がり軸受 2, 2 の外輪 4, 4 間には一対の軸受潤滑用間座 8, 8 が介在する。内輪 3, 3 間には内輪間座 17 が介在する。軸受潤滑用間座 8 は、冷却油を吐出して、その一部を対応する転がり軸受 2 内に供給するものである。

[0069] 保持器 6 は外輪案内タイプであり、その素材はフェノール樹脂, PEEK, PPS, ポリアミド樹脂, C/C コンポジット, アルミ合金, Ti 合金（高速時の強度向上）などが望ましい。内輪 3 の素材は、高速時の大きな嵌め

合いフープ応力を考慮して、例えば浸炭鋼とされている。転動体 5 は、遠心力低減の観点からセラミック製が望ましい。

[0070] 各転がり軸受 2 における内輪 3 の反負荷側（軸受背面側）の幅面には軸方向に凹陷する円周溝 7 が形成されている。また、内輪 3 の前記円周溝 7 が形成される側の軌道面 3 a に続く外径面は、軌道面 3 a 側が大径となる斜面部 3 b とされている。すなわち、内輪 3 のステップ面を設ける部分の外径面が上記斜面部 3 b とされる。

[0071] 軸受潤滑用間座 8 は、対応する外輪 4 の幅面に接することで、転がり軸受 2 に軸方向に隣接して設けられるリング状の外輪間座である。この軸受潤滑用間座 8 は、内輪 3 の幅面の前記円周溝 7 の設けられた箇所に対向して開口するノズル 9、およびこのノズル 9 に連通する給油路 10 を有し、かつ鰐状部 11 が設けられている。給油路 10 に供給されノズル 9 から吐出される冷却油は、内輪 3 の円周溝 7 に吹き付けられ、その一部が遠心力と表面張力とで、円周溝 7 の内径面から斜面部 3 b に沿って内輪 3 の軌道面 3 a に潤滑油として流れる。

[0072] 鰐状部 11 は、軸受潤滑用間座 8 の側面から対応する軸受 2 に向けて軸方向に延び、内輪 3 の斜面部 3 b に隙間 δ （図 11（B））を介して被さって、この隙間 δ から前記軌道面 3 a へ流れる潤滑油を案内する。鰐状部 11 は、保持器 6 の内径側まで延びるものとされている。前記ノズル 9 が対向する内輪 3 の幅面と前記斜面部 3 b とが交差する角部は、断面円弧状の曲面部 3 b a とされている。曲面部 3 b a としたのは、この角部から潤滑油が遠心力で内輪 3 から離れることを防止するためである。

[0073] 各軸受潤滑用間座 8 の互いに接触する側の側面には、内周側に開口した排油用凹部 8 a がそれぞれ形成されており、これら両排油用凹部 8 a、8 a の内面と、前記内輪間座 17 の外径面とで囲まれた空間が排油空間 14 B とされている。この排油空間 14 B は、両側の転がり軸受 2、2 における前記ノズル 9 から吐出された潤滑油が排出される空間 18 に連通させてある。

また、各軸受潤滑用間座 8 の互いに接触する側の側面には、前記排油用凹

部 8 a から外周側に向けて径方向に延びる溝状排油路 8 b がそれぞれ形成されている。さらに、各軸受潤滑用間座 8 の外輪 4 の幅面に接する側面の一部にも、径方向に延びる溝状排油路 1 6 がそれぞれ形成されている。なお、軸受潤滑用間座 8 は、打傷の発生防止や取扱性向上の見地から、焼入処理することが望ましい。

[0074] 前記ノズル 9 から吐出された潤滑油のうち、前記微小隙間 δ へ流入する流入分を除く残りの潤滑油は、潤滑油排出経路 1 2 から外部に排出される。この潤滑油排出経路 1 2 は、前記両軸受潤滑用間座 8 に形成された排油用凹部 8 a からなる排油空間 1 4 B や、前記溝状排油路 8 b, 1 6 等で構成される。なお、溝状排油路 8 b, 1 6 は、円周方向に複数分配して設けても良い。使用する冷却油としては、動力損失の低減および冷却効率の向上の観点から、ISO の粘度が VG 10, VG 2 以下が望ましい。また、動力損失の更なる低減および冷却効率の向上には、冷却油として粘度が小さく熱伝導率が大い水溶性作動油の使用と、前記軸受潤滑用間座 8 の材料として線膨張係数が低いステンレスを使用することが望ましい。

[0075] 上記構成の多列転がり軸受装置 1 D の潤滑作用を説明する。各軸受潤滑用間座 8 の給油路 1 0 に圧送された冷却油は、ノズル 9 から吐出されて対向する内輪 3 の幅面の円周溝 7 の形成箇所に吹き付けられる。円周溝 7 に吹き付けられた冷却油の一部は、その表面張力と内輪 2 の回転に伴い冷却油に作用する遠心力とにより、内輪 3 における円周溝 7 の外径側の内壁面から斜面部 3 b に沿って内輪 3 の軌道面 3 a に潤滑油として流入する。このように、ノズル 9 から吐出された冷却油が円周溝 7 に集油され、その一部が内輪 3 の斜面部 3 b から軌道面 3 a に流れるので、軌道面 3 a の全周に均等に潤滑油を供給できる。円周溝 7 の内壁面から斜面部 3 b への潤滑油の移動は、潤滑油の表面張力、潤滑油に作用する遠心力、および斜面部 3 b の傾斜角度を適正にバランスさせることにより円滑に行わせることができ、遠心力で潤滑油が飛散するのを回避できる。ここでは、内輪 3 の幅面と斜面部 3 b との交差部が曲面部 3 b a とされているので、斜面部 3 b への潤滑油の移動がより円滑

に行われる。

[0076] 内輪 3 の斜面部 3 b には、隙間 δ を介して軸受潤滑用間座 8 の鍔状部 1 1 が被さっており、この隙間 δ から軌道面 3 a に流れる潤滑油が鍔状部 1 1 によって案内される。隙間 δ 内を流れる潤滑油は、回転速度や傾斜角度等の各種の条件により、斜面部 3 b に付着した流れとならずに、遠心力の作用で鍔状部 1 1 の内径面側へ押し付けられた状態で流れることがある。この状態で流れる潤滑油は、鍔状部 1 0 の先端を出た箇所で、遠心力で外径側へ降り飛ばされることになる。しかし、鍔状部 1 1 は保持器 6 の内径側まで延びているため、鍔状部 1 1 の先端から外径側へ降り飛ばされた潤滑油は、保持器 6 の内径面で受けられ、転動体 5 へ供給されることになる。このため、内輪 3 の斜面部 3 b と軸受潤滑用間座 8 の鍔状部 1 1 との間の隙間 δ に供給された潤滑油が、無駄なく潤滑に供されることになる。

なお、前記隙間 δ を、斜面部 3 b に沿って流れる潤滑油の油膜よりも狭い微小隙間とした場合は、この隙間 δ で流量調整できることから、前記給油路 1 0 への冷却油の流量を外部から調整することなく、前記微小隙間 δ を流れる潤滑油の流量を簡単に調整することができる。

[0077] 前記微小隙間 δ へ流入する流入分を除く残りの潤滑油は、潤滑油排出経路 1 2 を構成する各軸受潤滑用間座 8 の両排油用凹部 8 a, 8 a の内面と内輪間座 1 7 の外径面とで囲まれた排油空間 1 4 B、各軸受潤滑用間座 8 の溝状排油路 8 b, 1 6 を経て排油ポンプ（図示せず）により外部に排出される。このような経路で排出される冷却油としての潤滑油により、多列転がり軸受装置 1 D は効果的に冷却される。

[0078] この多列転がり軸受装置 1 D では、前記両軸受潤滑用間座 8, 8 の互いの接触側の側面に、内周面に開口した排油用凹部 8 a をそれぞれ形成して、これら両排油用凹部 8 a, 8 a の内面と内輪間座 1 7 の外径面とで囲まれた空間を排油空間 1 4 B とし、この排油空間 1 4 B を、両側の転がり軸受 2, 2 における前記ノズル 9 から吐出された潤滑油が排出される空間 1 8 に連通させて潤滑油排出経路 1 2 を構成しているので、上記した提案例の場合のよう

に潤滑油排出経路を確保するために軸受潤滑用間座に別の環体を付加する必要がなく、それだけ軸受潤滑用間座 8 の軸方向寸法を縮小することができる。

また、軸受潤滑用間座 8 に別の環体を付加する必要がないことから、部品点数を削減でき、工数削減およびコスト低減が可能となる。

[0079] 図 1 2 は、図 1 1 に示した第 5 実施形態の多列転がり軸受装置 1 D を備えたスピンドル装置の一例を示す。このスピンドル装置 2 4 D は工作機械に應用されるものであり、主軸 2 5 の先端（図の左側の端部）に工具またはワークのチャックが取付けられる。主軸 2 5 は、軸方向に離れた複数（ここでは 2 つ）の多列転がり軸受装置 1 D により支持されている。これらの多列転がり軸受装置 1 D において、軸受潤滑用間座 8 を介在させて隣合う転がり軸受 2, 2 は、背面組み合わせとされ、かつ後述のように定位置予圧で使用する。

[0080] 各多列転がり軸受装置 1 D における両転がり軸受 2 の内輪 3 は主軸 2 5 の外径面に嵌合し、外輪 4 はハウジング 2 6 の内径面に嵌合している。ハウジング 2 6 内における両多列転がり軸受装置 1 D, 1 D で挟まれる軸方向の中間位置には、主軸 2 5 を駆動するモータ 3 0 が配置されている。そのモータロータ 3 1 は主軸 2 5 に固定され、モータステータ 3 2 がハウジング 2 6 に固定されている。

[0081] 各多列転がり軸受装置 1 D における主軸軸端側に位置する転がり軸受 2 の内外輪 3, 4 は、内輪押さえ 2 7 および外輪押さえ 2 8 により、主軸 2 5 およびハウジング 2 6 の軸方向を向く各段部 2 5 a, 2 6 a との間で挟み付け状態で固定されている。主軸 2 5 の一端部には、内輪押さえ 2 7 に押し当てて多列転がり軸受装置 1 D を固定する軸受固定ナット 3 3 が螺着されている。これら主軸 2 5 およびハウジング 2 6 の段部 2 5 a, 2 6 a と、各内輪押さえ 2 7 および外輪押さえ 2 8 の軸受当接面の位置を所定の位置に設定し、軸受固定ナット 3 2 を締めつけることで、2 個並んだ転がり軸受 2 が定位置予圧される。

- [0082] ハウジング 26 は、内周ハウジング 26 A、および外周ハウジング 26 B からなる二重構造とされている。内周ハウジング 26 A には各軸受潤滑用間座 8 の給油路 10 に連通する潤滑油供給路 34 と、排油回収路 35 と、ハウジング冷却用の給油路 36 とが設けられている。各潤滑油供給路 34 は軸方向に延びて内周ハウジング 26 A の両端面に開口している。排油回収路 35 は軸方向に延びて外輪押さえ 28 を貫通している。この排油回収路 35 に、各軸受潤滑用間座 8 の潤滑油排出経路 12（図 11）が連通させてある。
- [0083] 前記排油回収路 35 に流出した排油は、排油ポンプにより油回収タンクに回収されて、冷却油供給装置（いずれも図示せず）に戻され、この冷却油供給装置から前記給油路 10 に冷却油が再び給油される。また、前記冷却油供給装置から前記給油路 36 にも冷却油が供給され、ハウジング 26 の冷却が行われる。ハウジング 26 を冷却した冷却油は油回収タンクに回収されて、再び冷却油供給装置に戻される。
- [0084] このように、上記多列転がり軸受装置 1 D を工作機械のス핀دل装置 24 D の主軸 25 の支持に用いて、軸受潤滑用間座 8 を介在させる隣合う転がり軸受 2, 2 を、定位置予定でかつ背面合わせで使用する場合には、軸受潤滑用間座 8 の軸方向寸法を縮小することができることから、ス핀دل装置 24 D および工作機械自体のコンパクト化が可能となる。

請求の範囲

- [1] 複数の転がり軸受を並べた多列転がり軸受装置であって、
隣合う転がり軸受の外輪間に一对の軸受潤滑用間座を介在させ、
前記各軸受潤滑用間座は、対向する転がり軸受の内輪へ潤滑油を吐出するノズルおよびこのノズルよりも外径側に位置して内輪の外周に被さる鍔部を有し、
前記隣合う各転がり軸受における前記ノズルから吐出された潤滑油が排出される空間のそれぞれに連通させる排油空間が、次の構成（A）および（B）のうちの1つを備えた多列転がり軸受装置。
構成（A）：前記一对の軸受潤滑用間座の間に単一の中央外輪間座を介在させ、
前記排油空間は、前記一对の軸受潤滑用間座と前記中央外輪間座との間で形成されている。
構成（B）：前記隣合う転がり軸受の内輪間に内輪間座を介在させ、
前記両軸受潤滑用間座の互いの接触側の側面に内周面に開口した排油用凹部を形成し、
前記排油空間は、これら両軸受潤滑用間座の前記排油用凹部の内面と前記内輪間座の外径面との間で形成されている。
- [2] 請求項1において、前記排油空間が前記構成（A）を備え、
前記中央外輪間座は両面に排油用凹部を有し、
前記排油空間が、この排油用凹部と前記軸受潤滑用間座の側面との間で形成されている多列転がり軸受装置。
- [3] 請求項1において、前記排油空間が前記構成（A）を備え、
前記隣合う転がり軸受の内輪間に内輪間座を介在させ、
前記排油空間が、これら軸受潤滑用間座の鍔部突出側と反対側の側面と、前記中央外輪間座の内径面と、前記内輪間座の外径面との間で形成されている多列転がり軸受装置。
- [4] 請求項1において、前記排油空間が前記構成（A）を備え、

前記一对の軸受潤滑用間座は、前記中央外輪間座の軸方向一端および他端の内周側に形成された環状段部に、それぞれ嵌入されて設けられ、

前記中央外輪間座は両面に排油用凹部を有し、

前記排油空間が、前記排油用凹部と前記軸受潤滑用間座の側面との間で形成されている多列転がり軸受装置。

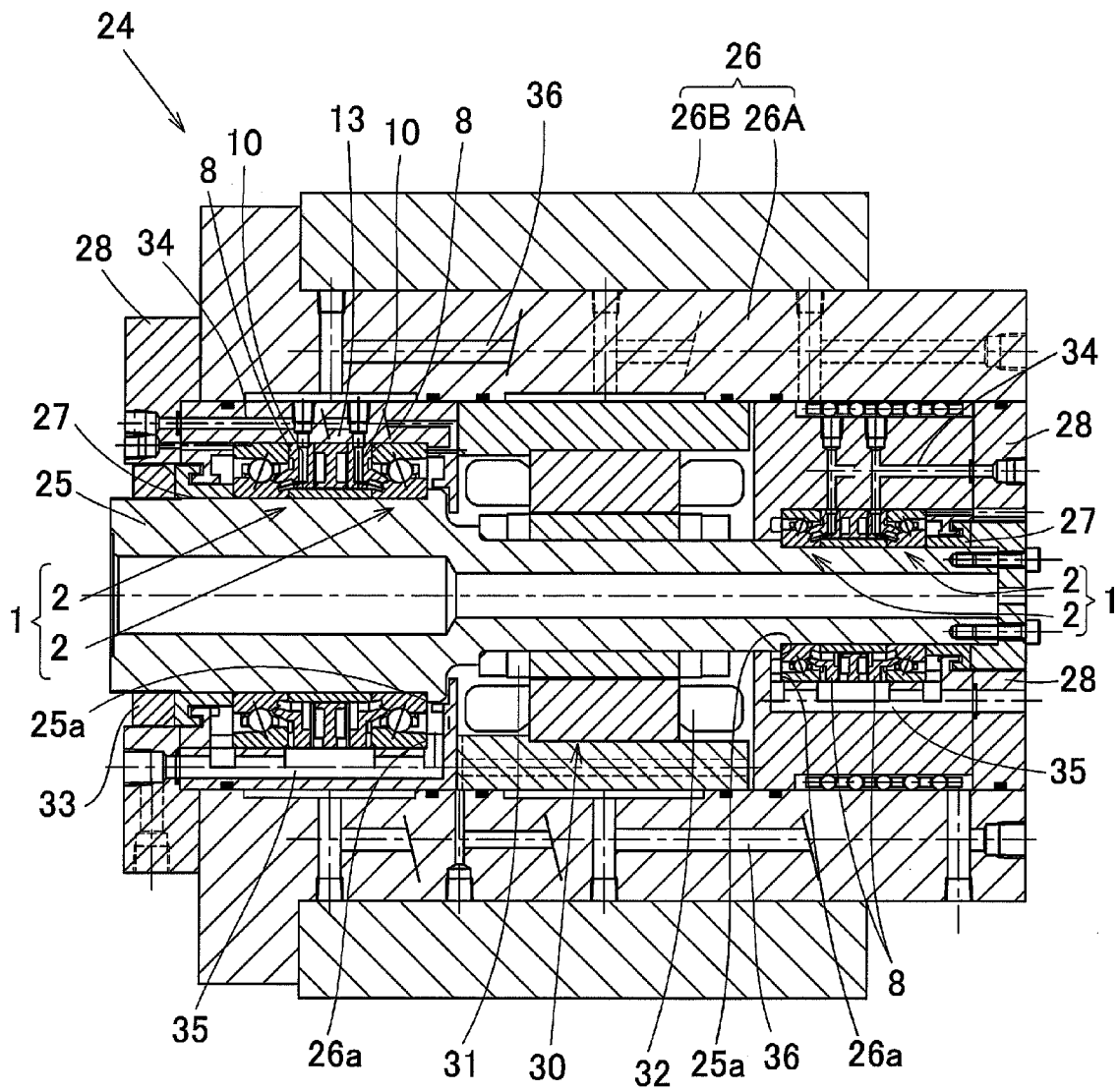
- [5] 請求項 4 において、前記内輪の外径部に、この内輪の端面側から該内輪の軌道面側に向かう程大径となる内輪傾斜部が設けられ、

前記外輪間座の環状段部に、この内輪傾斜部と鏝部との間の隙間を調整し得る調整間座を介して軸受潤滑用間座を設けた多列転がり軸受装置。

- [6] 請求項 3 において、前記中央外輪間座は、矩形断面を有するリング状である多列転がり軸受装置。

- [7] 請求項 1 において、工作機械の主軸を支持する多列転がり軸受装置であって、前記軸受潤滑用間座を介在させる隣合う軸受は、定位置予圧でかつ背面組み合わせで使用される多列転がり軸受装置。

[図2]



[図3]

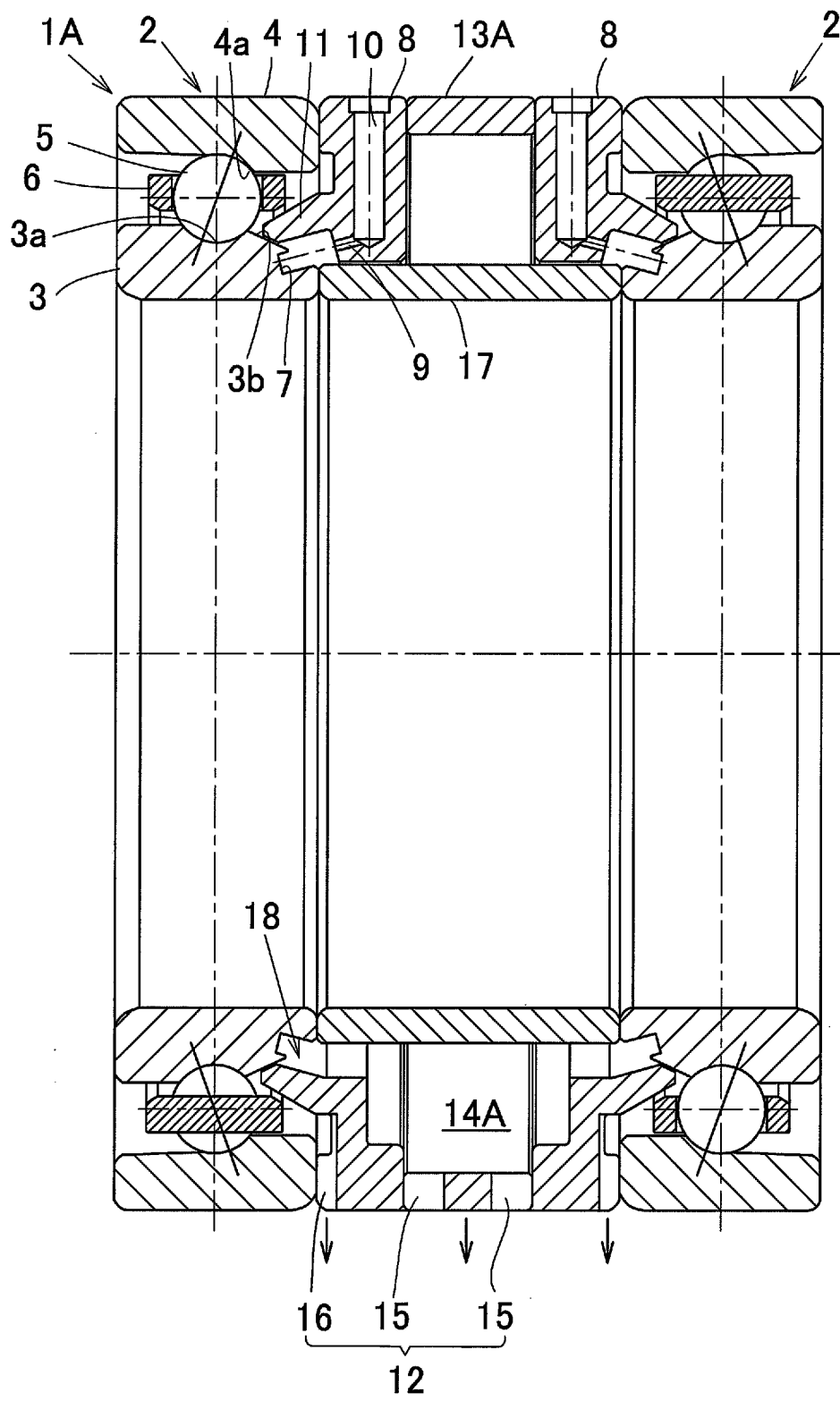
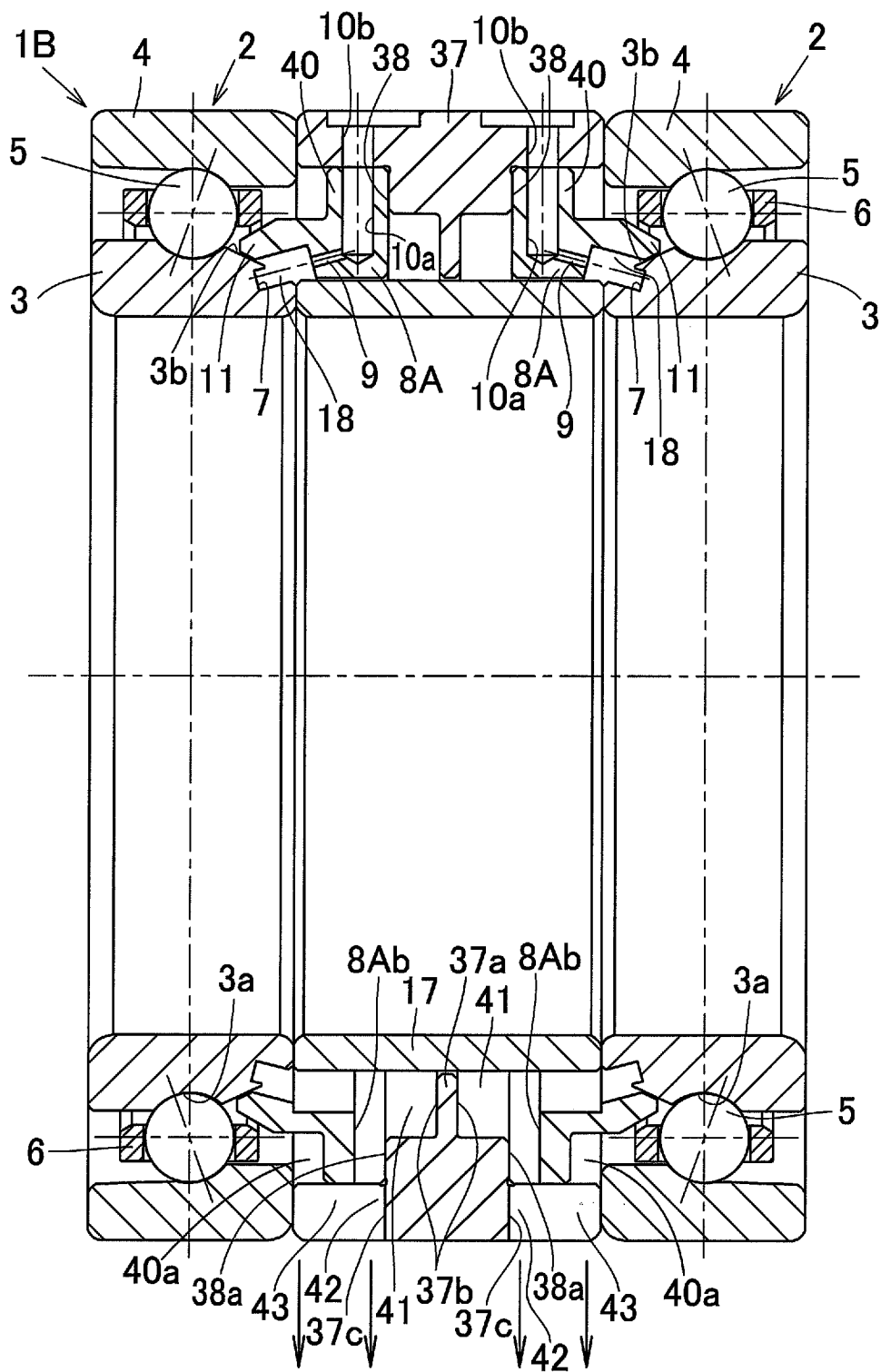
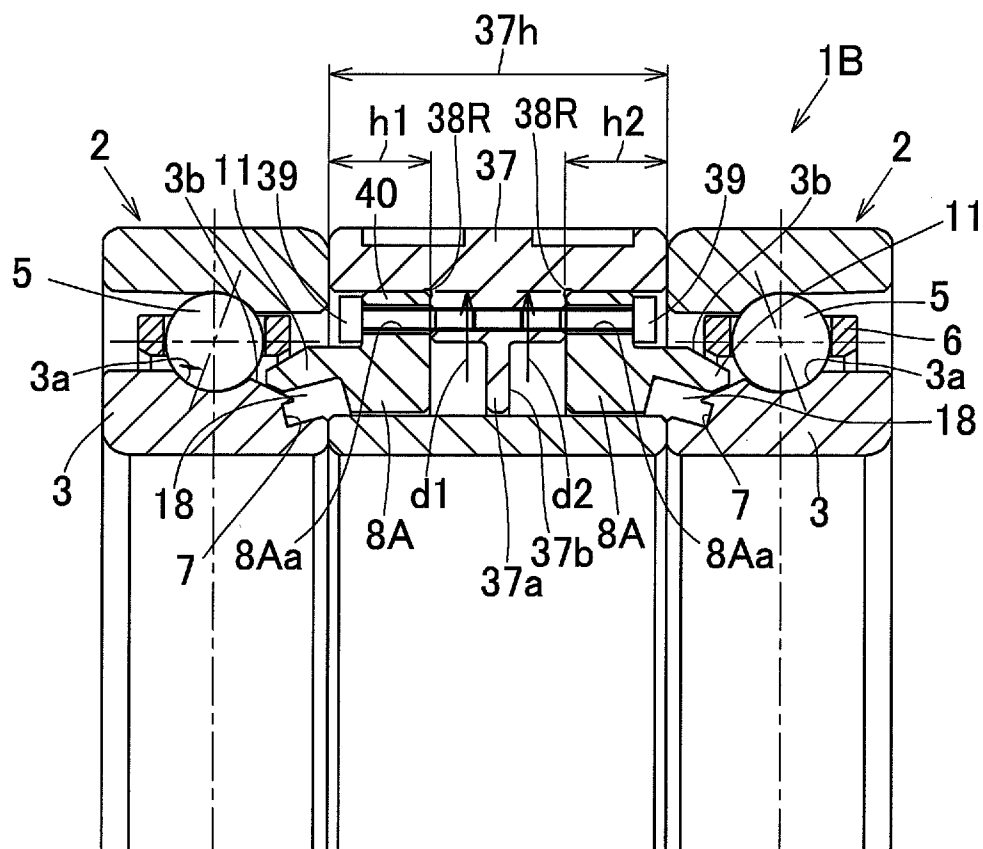


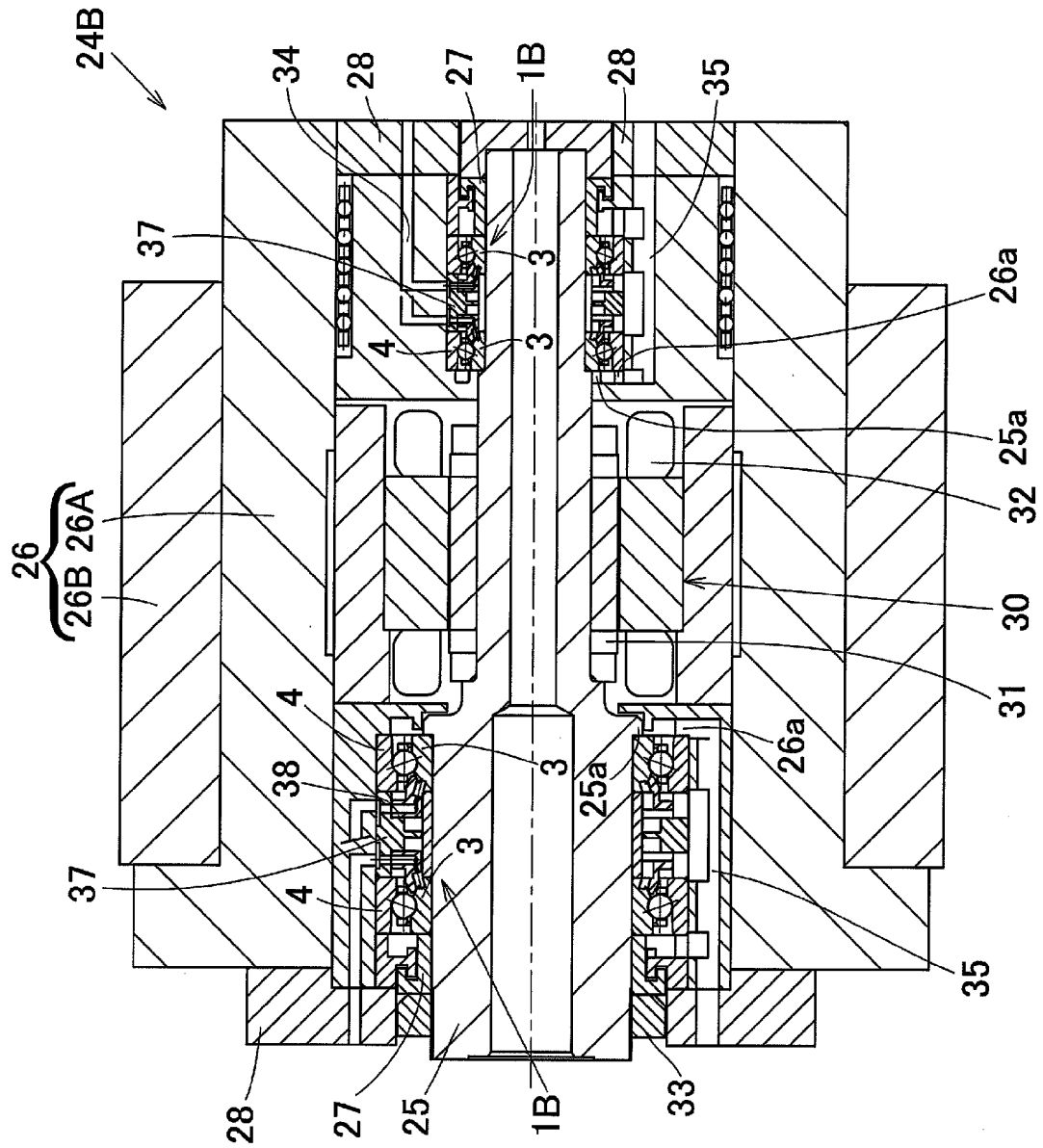
Fig. 1 is a cross-sectional view of a semiconductor device. The device includes a substrate 8 with a top layer 24A. Below this is a layer 26 containing a patterned layer 26A and a conductive layer 26B. A central layer 25 is sandwiched between two conductive layers 27. The bottom layer 35 contains a patterned layer 36 and a conductive layer 33. Various other layers and components are labeled with numbers 1A, 2, 25a, 28, 30, 31, 32, 34, and 36.

[図5]

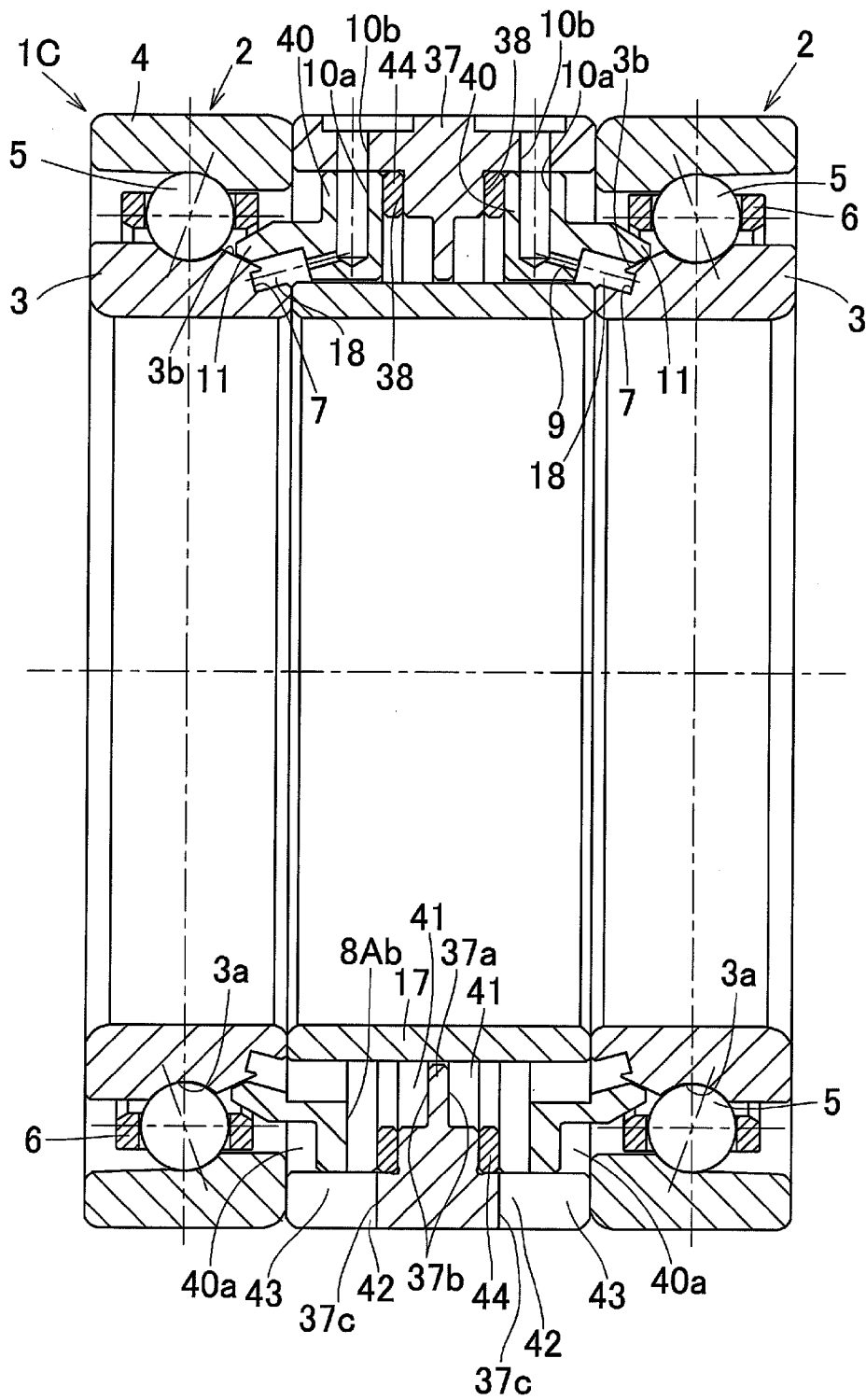




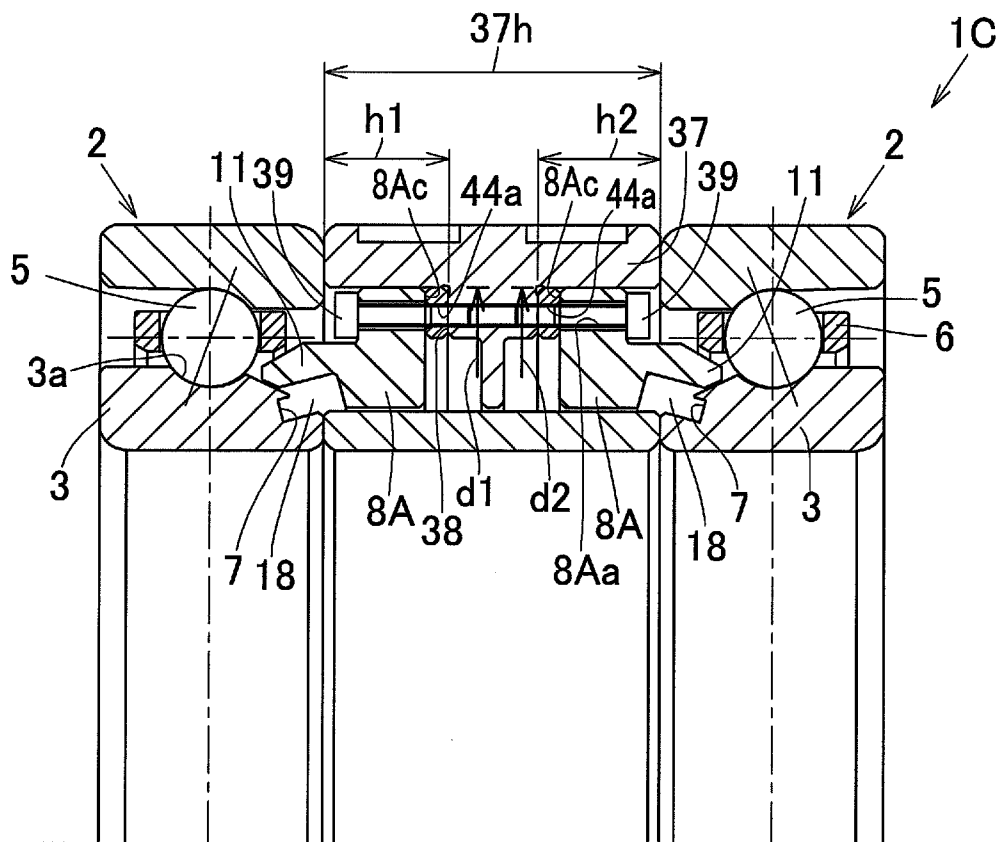
[図7]



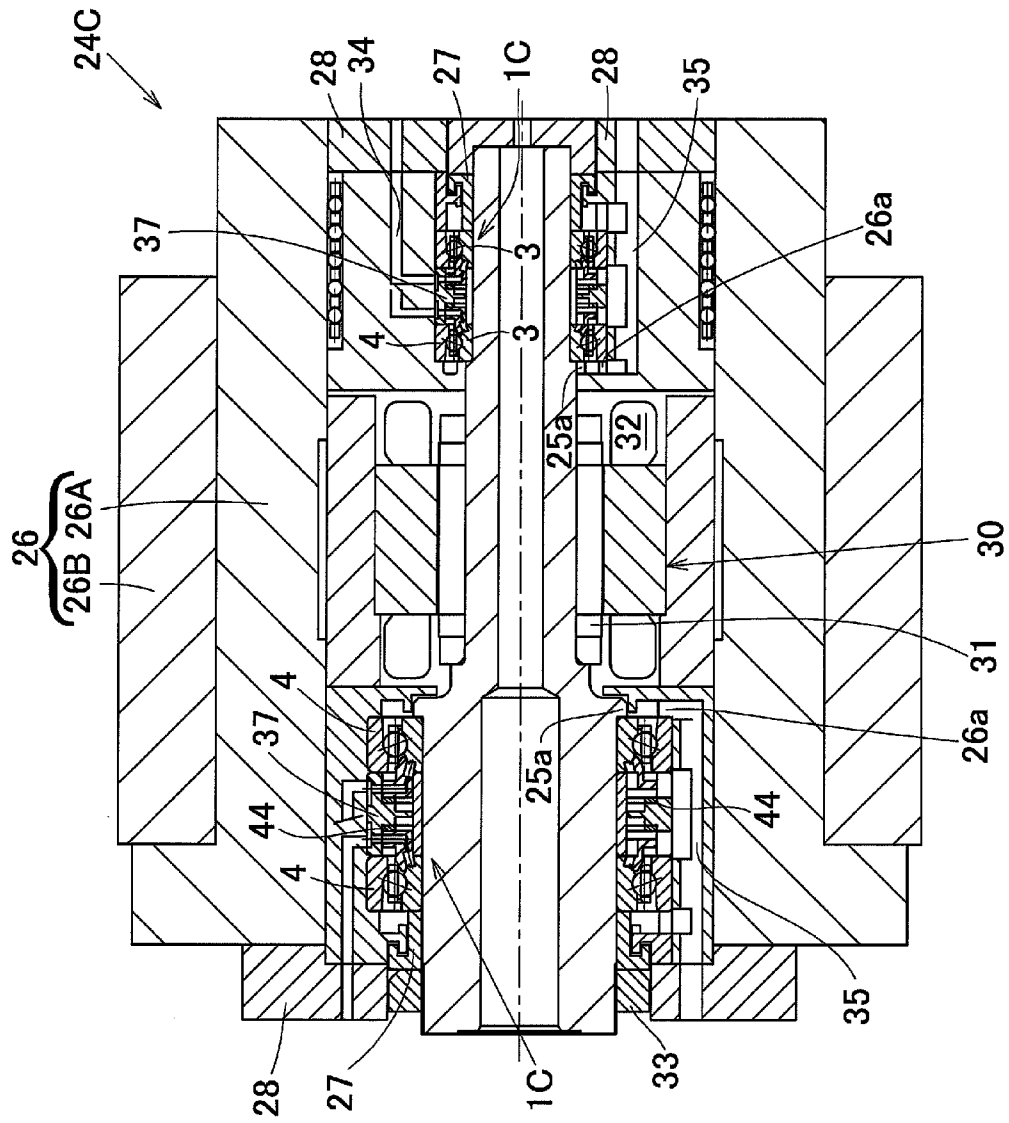
[図8]



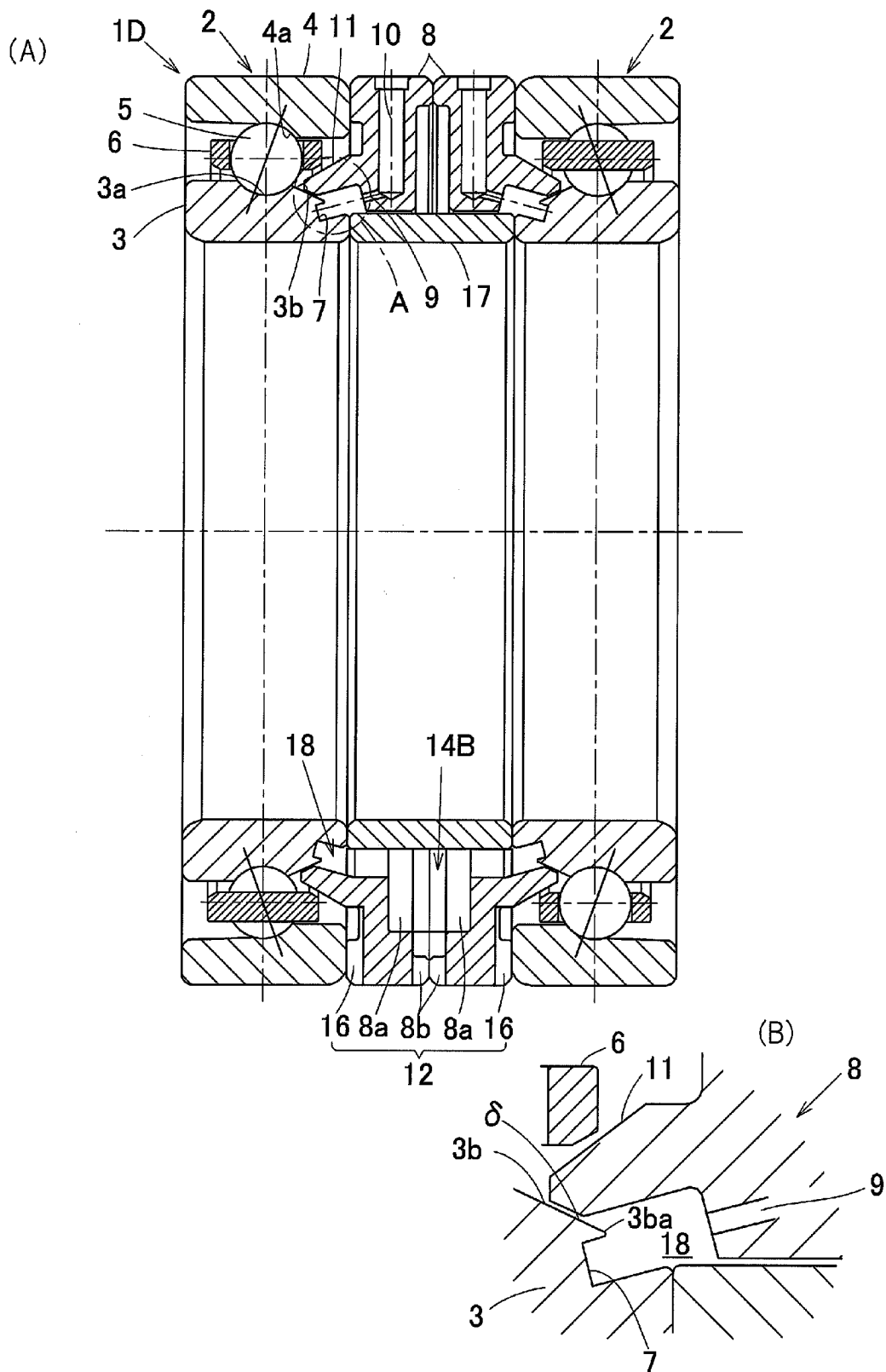
[図9]



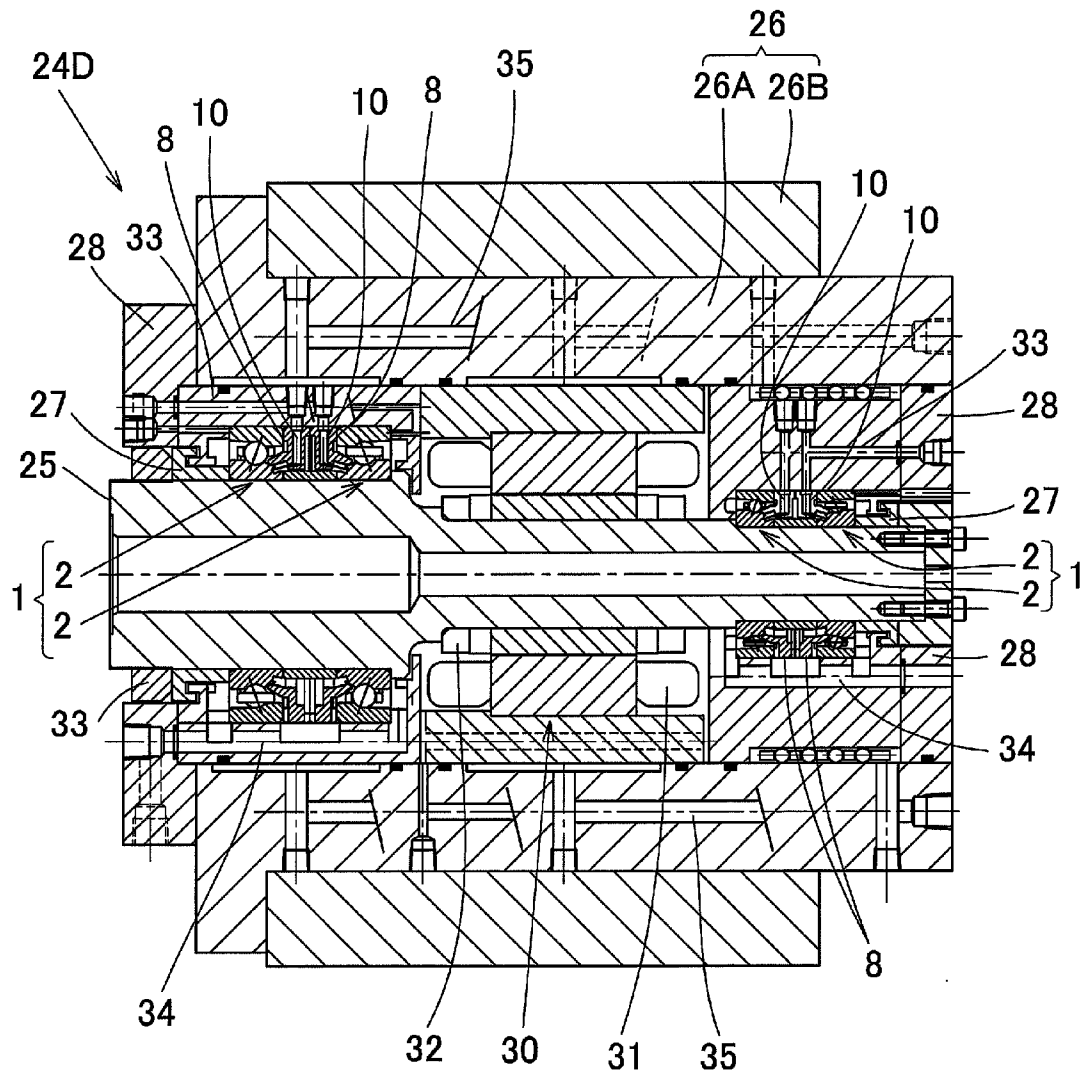
[図10]



[図11]



[図12]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2007/000373

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16C33/66(2006.01)i, F16C25/08(2006.01)i, F16C33/30(2006.01)i, F16C33/58(2006.01)i, F16C37/00(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F16C33/66, F16C25/08, F16C33/30, F16C33/58, F16C37/00

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2007
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2007	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2007

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 9-88986 A (NTN Corp.), 31 March, 1997 (31.03.97), Par. Nos. [0002] to [0006], [0016] to [0019]; Figs. 1, 3 (Family: none)	1-3, 6, 7
Y	JP 2002-61657 A (NTN Corp.), 28 February, 2002 (28.02.02), Par. Nos. [0010] to [0014]; Figs. 1, 2 (Family: none)	1-3, 6, 7
A	JP 6-235425 A (NSK Ltd.), 23 August, 1994 (23.08.94), Par. Nos. [0020] to [0026]; Fig. 1 (Family: none)	4, 5

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
21 June, 2007 (21.06.07)

Date of mailing of the international search report
03 July, 2007 (03.07.07)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2007/000373

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2004-360828 A (NTN Corp.), 24 December, 2004 (24.12.04), Par. Nos. [0029] to [0036]; Figs. 4 to 7 (Family: none)	4, 5
A	JP 2000-249151 A (NSK Ltd.), 12 September, 2000 (12.09.00), Par. Nos. [0011] to [0015]; Fig. 1 (Family: none)	4, 5

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C）） Int.Cl. F16C33/66(2006.01)i, F16C25/08(2006.01)i, F16C33/30(2006.01)i, F16C33/58(2006.01)i, F16C37/00(2006.01)i			
B. 調査を行った分野 調査を行った最小限資料（国際特許分類（I P C）） Int.Cl. F16C33/66, F16C25/08, F16C33/30, F16C33/58, F16C37/00			
最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの 日本国実用新案公報 1 9 2 2－1 9 9 6年 日本国公開実用新案公報 1 9 7 1－2 0 0 7年 日本国実用新案登録公報 1 9 9 6－2 0 0 7年 日本国登録実用新案公報 1 9 9 4－2 0 0 7年			
国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）			
C. 関連すると認められる文献			
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号	
Y	JP 9-88986 A（エヌティエヌ株式会社）1997.03.31, 段落【0002】－【0006】，【0016】－【0019】，【図1】，【図3】（ファミリーなし）	1-3, 6, 7	
Y	JP 2002-61657 A（エヌティエヌ株式会社）2002.02.28, 段落【0010】－【0014】，【図1】，【図2】（ファミリーなし）	1-3, 6, 7	
A	JP 6-235425 A（日本精工株式会社）1994.08.23, 段落【0020】－【0026】，【図1】（ファミリーなし）	4, 5	
☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。 ☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。			
* 引用文献のカテゴリー		の日の後に公表された文献	
「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技术水準を示すもの		「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの	
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの		「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの	
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）		「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの	
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献		「&」同一パテントファミリー文献	
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願			
国際調査を完了した日 2 1 . 0 6 . 2 0 0 7		国際調査報告の発送日 0 3 . 0 7 . 2 0 0 7	
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁（I S A / J P） 郵便番号100-8915 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号		特許庁審査官（権限のある職員） 藤田 和英	3 J 3 8 2 3
		電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線	3 3 2 8

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	JP 2004-360828 A (NTN株式会社) 2004.12.24, 段落【0029】 －【0036】, 【図4】－【図7】 (ファミリーなし)	4, 5
A	JP 2000-249151 A (日本精工株式会社) 2000.09.12, 段落【0011】 －【0015】, 【図1】 (ファミリーなし)	4, 5