

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2016年3月24日(24.03.2016)



(10) 国際公開番号
WO 2016/043293 A1

- (51) 国際特許分類:
F02B 39/00 (2006.01) F01D 25/16 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2015/076575
- (22) 国際出願日: 2015年9月17日(17.09.2015)
- (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 2014-190131 2014年9月18日(18.09.2014) JP
特願 2014-252155 2014年12月12日(12.12.2014) JP
特願 2014-252158 2014年12月12日(12.12.2014) JP
特願 2015-162246 2015年8月19日(19.08.2015) JP
- (71) 出願人: 株式会社オティックス(OTICS CORPORATION) [JP/JP]; 〒4440392 愛知県西尾市中畑町浜田下10番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者: 磯谷 知之(ISOGAI Tomoyuki); 〒4440392 愛知県西尾市中畑町浜田下10番地 株式会社オティックス内 Aichi (JP).
- (74) 代理人: 特許業務法人あいち国際特許事務所(AICHI, TAKAHASHI, IWAKURA & ASSOCIATES); 〒4500002 愛知県名古屋市中村区名駅3丁目26番19号 名駅永田ビル Aichi (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, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, 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, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

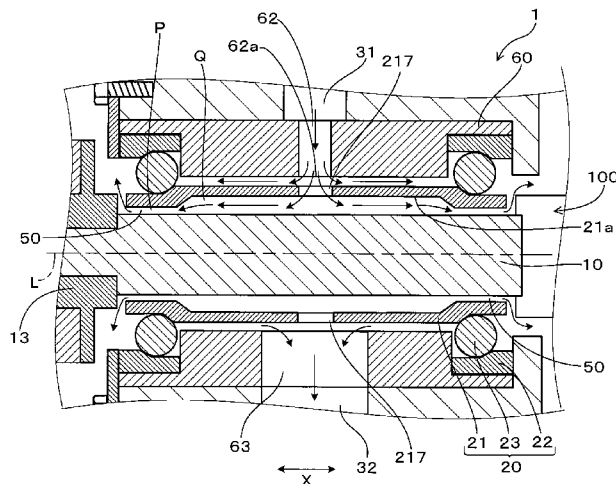
添付公開書類:

- 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

(54) Title: BEARING MECHANISM FOR TURBOCHARGER

(54) 発明の名称: ターボチャージャ用軸受機構

[図3]



(57) Abstract: The present invention addresses the problem of providing a bearing mechanism (1) for a turbocharger with which abnormal sounds and reductions in operating efficiency are prevented, and manufacturing costs can be reduced. The bearing mechanism (1) for a turbocharger for overcoming this problem is provided with a rotor shaft (10), ball bearings (20), a retainer (60), and a housing (30). The rotor shaft (10) has a turbine impeller (10) attached to one end (10a), and a compressor impeller (12) attached to the other end (10b). The ball bearings (20) are provided with an inner ring (21) and an outer ring (22) supported so as to be capable of rotating relative to each other. The retainer (60) supports the outer ring (22). Oil in film form is interposed between the inner ring (21) and the outer peripheral surface (10c) of the rotor shaft (10), forming an oil film damper (50).

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2016/043293 A1



異音の発生や運転効率の低下が防止されるとともに、製造コストの低減が図られるターボチャージャ用軸受機構(1)を提供することを課題とする。かかる課題を解決するターボチャージャ用軸受機構(1)は、ロータシャフト(10)、ボールベアリング(20)、リテーナ(60)及びハウジング(30)を備える。ロータシャフト(10)は一端(10a)にタービンインペラ(1)が取り付けられ、他端(10b)にコンプレッサインペラ(12)が取り付けられる。ボールベアリング(20)は互いに相対的に回転可能に支持された内輪(21)と外輪(22)とを備える。リテーナ(60)は、外輪(22)を保持する。内輪(21)とロータシャフト(10)の外周面(10c)との間にはオイルが膜状に介在してオイルフィルムダンパ(50)が形成されている。

明 細 書

発明の名称：ターボチャージャ用軸受機構

技術分野

[0001] 本発明は、ターボチャージャ用軸受機構に関する。

背景技術

[0002] 従来、内燃機関には、内燃機関から排出された排気ガスのガス流を利用して、吸入空気を圧縮するターボチャージャが備えられたものがある。ターボチャージャは、ロータシャフトと、ロータシャフトの一端に設けられたタービンインペラと、ロータシャフトの他端に設けられたコンプレッサインペラとを備えており、ロータシャフトは軸受機構により軸受けされている。当該軸受機構は軸受ハウジング内に収納されている。そして、特許文献1には、かかる軸受機構として、ロータシャフトに取り付けられたボールベアリングと、ボールベアリングと軸受ハウジングとの間に潤滑油が充填されてなるオイルフィルムダンパとを有する軸受機構を備えたターボチャージャが開示されている。

[0003] 特許文献1に開示の構成では、ボールベアリングは環状の内輪及び外輪と、両者が互いに回転するように両者の間に介在するボールとを有し、内輪の内側にロータシャフトが嵌装されている。これにより、ロータシャフトとその端部にそれぞれ設けられた両インペラとボールベアリングの内輪とが一体的に回転するように回転体アッシーを形成している。そして、ボールベアリングの外輪と軸受ハウジングとの間にはオイルが充填されてなるオイルフィルムダンパが形成されており、回転体アッシーの振動を抑制するダンピング効果を奏するように構成されている。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献1：特開2012-92934号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0005] 上記構成では、オイルフィルムダンパは、ボールベアリングの外輪と軸受ハウジングとの間に形成されている。したがって、オイルフィルムダンパの内側に位置する部品全体は、ロータシャフト及び両インペラに加えてボールベアリングを含んでいるため、オイルフィルムダンパ内側の部品全体の質量が比較的大きくなっている。また、ボールベアリングの外輪の外径は、その内輪の内径よりも充分大きいいため、オイルフィルムダンパとボールベアリングの外輪との接触面積は比較的大きくなる。そのため、オイルフィルムダンパと外輪との間に生じる粘性力が大きくなりやすく、特に低温時にはかかる粘性の増大が顕著である。

[0006] 一方、回転体アッシーには少なからず必ず残留アンバランス（不釣り合い）が存在することから、回転体アッシーの径方向における質量中心はロータシャフトの軸心（図心）からずれた位置に位置している。そのため、回転体アッシーが軸回転するときは、ロータシャフトの軸心からずれた質量中心を通る軸線を中心とする偏重心回転をしようとする。しかし、オイルフィルムダンパ内側の部品の（慣性）質量が大きく、上記粘性力が高い場合には、回転体アッシーは偏重心回転が阻害されて、図心に近い位置を中心に回転せざるを得なくなる。そして、ロータシャフトの両端に設けられた両インペラは片持ち梁の状態となっているため、かかる場合には、両インペラはロータシャフトの回転に伴って大きく振れ回ることとなる。これにより、回転初期に異音が発生したり、両インペラがハウジングに接触して破損したりするおそれがあり、これらは低温時にはより顕著となる。そして、両インペラの破損を防止するには、両インペラとハウジングとの間隙（チップクリアランス）を大きくする必要がある。しかし、チップクリアランスを大きくすると、ターボチャージャの運転効率の低下を招くこととなる。

[0007] このような異音の発生や運転効率の低下を防止するには、回転体アッシーの偏重心回転を阻害しないように、回転体アッシーの質量中心とロータシャフトの軸心とのずれが極めて小さくなるように、回転体アッシーの質量バラ

ンスを調整することが考えられる。しかし、かかる質量バランスの調整には高い精度が要求されることとなり、コスト高となる。

[0008] 本発明は、かかる背景に鑑みてなされたものであり、異音の発生や運転効率の低下が防止されるとともに、製造コストの低減が図られるターボチャージャ用軸受機構を提供しようとするものである。

課題を解決するための手段

[0009] 本発明の一態様は、一端にタービンインペラが取り付けられ、他端にコンプレッサインペラが取り付けられたロータシャフトと、

互いに回転可能に支持された内輪と外輪とを備えるボールベアリングと、
上記外輪を保持するリテーナと、

上記ロータシャフト、上記ボールベアリング及び上記リテーナを収納するハウジングと、

を備え、

上記内輪と上記ロータシャフトの外周面との間にはオイルが膜状に介在してオイルフィルムダンパが形成されている、ターボチャージャ用軸受機構にある。

発明の効果

[0010] 上記ターボチャージャ用軸受機構によれば、オイルフィルムダンパがボールベアリングの内輪とロータシャフトとの間に形成されていることから、オイルフィルムダンパ内側の部品には、ボールベアリングにおける内輪以外の部分やリテーナが含まれておらず、オイルフィルムダンパ内側の部品の（慣性）質量が比較的小さくなっている。また、ボールベアリングの内輪の内径は、その外輪の外径に比べて充分小さいため、オイルフィルムダンパとロータシャフトの外周面との接触面積が比較的小さくなっている。これらにより、オイルフィルムダンパとロータシャフトの外周面との間に生じる粘性力を比較的小さくすることができる。

[0011] そして、上記粘性力を小さくできることにより、回転体アッシーが質量中心を中心に回転するのを阻害する力が低減されるため、また、オイルフィル

ムダンパ内側の部品の（慣性）質量が比較的小さくなっているため、回転体アッシーが偏重心回転しやすくなる。その結果、ロータシャフトの回転に際して、ロータシャフトの両端に設けられた両インペラが大きく振れ回ることが抑制されることから、異音の発生が防止されるとともに、各インペラとハウジングとのチップクリアランスが最適化されて運転効率の向上が図られる。また、上述の如く、回転体アッシーが偏重心回転しやすくなっていることから、回転体アッシーの質量バランスの調整にそれほど高い精度を要しないため、当該質量バランスの調整が容易となり、製造コストの低減を図ることができる。

[0012] また、上述の如く、オイルフィルムダンパと回転体アッシーとの間に生じる粘性力を比較的小さくできることにより、回転体アッシーの回転レスポンスの向上が期待できるため、内燃機関の過渡性能の向上に寄与しうる。

[0013] さらに、低温時などのオイルの粘性が高くなりやすい場合においても、上記粘性力を小さくできることにより、回転体アッシーに対するオイルダンピング効果を十分に発揮させることができる。

[0014] 本発明によれば、異音の発生や運転効率の低下が防止されるとともに、製造コストの低減が図られるターボチャージャ用軸受機構を提供できる。

図面の簡単な説明

[0015] [図1]実施例1における、ターボチャージャ用軸受機構の断面模式図。

[図2]図1における、II-II線位置での断面一部拡大図。

[図3]図1の状態から回転体アッシーを45°回転させた状態における、オイルフィルムダンパ近傍の拡大図。

[図4]実施例2における、ターボチャージャ用軸受機構の断面模式図。

[図5]図4における、オイルフィルムダンパ近傍の拡大図。

[図6]図4における、III-III線位置での断面一部拡大図。

[図7]図5における、IV-IV線位置での断面一部拡大図。

[図8]実施例2における、内輪の軸方向端部の斜視図。

[図9]実施例3における、オイルフィルムダンパ近傍の拡大図。

- [図10]実施例3における、環状部材の斜視図。
- [図11]実施例4における、ターボチャージャ用軸受機構の断面模式図。
- [図12]実施例4における、環状部材の斜視図。
- [図13]実施例4における、図5のIV-IV線位置相当での断面一部拡大図。
- [図14]実施例4における、内輪の軸方向端部の斜視図。
- [図15]実施例5における、ターボチャージャ用軸受機構の断面模式図。
- [図16]図15における、オイルフィルムダンパ近傍の拡大図。
- [図17]図15における、III-III線位置での断面一部拡大図。
- [図18]実施例5における、内輪の軸方向端部の斜視図。
- [図19]変形例1における、オイルフィルムダンパ近傍の断面模式図の拡大図。
- 。
- [図20]変形例2における、オイルフィルムダンパ近傍の断面模式図の拡大図。
- 。
- [図21]実施例6における、ターボチャージャ用軸受機構の断面模式図。
- [図22]図21における、オイルフィルムダンパ近傍の拡大図。
- [図23]図21における、III-III線位置での断面一部拡大図。

発明を実施するための形態

- [0016] 上記内輪には、係合部材を介して上記ロータシャフトが係合されていることとすることができる。この場合には、内輪を、係合部材を介して確実にロータシャフトと連れ回りさせることができる。
- [0017] 上記内輪は貫通孔からなるオイル供給孔を有するとともに、上記オイルの少なくとも一部が上記オイル供給孔を介して上記オイルフィルムダンパに供給されるように構成されていることとすることができる。この場合には、簡易な構成により、オイルフィルムダンパに容易にオイルを供給することができる。
- [0018] 上記ターボチャージャ用軸受機構において、ボールベアリングの取付のために、ロータシャフトにねじ穴加工などをすると、回転体アッシーの質量バランスの調整に一層の手間がかかり、コスト高となる場合がある。また、ロ

ータシャフトにねじ穴加工をすると、当該ねじ穴への応力集中によってロータシャフトの疲労強度の低下を招くおそれがある。この場合には、疲労強度の低下を補うために予めロータシャフトの径を大きくして十分な疲労強度を確保することが考えられる。しかしながら、ロータシャフトの径を大きくするとボールベアリングも大型化するため、オイルフィルムダンパとボールベアリングとの接触面積が大きくなり、両者の間に生じる粘性力が大きくなり、ターボチャージャの運転効率の低下を招くこととなる。また、ロータシャフトは高速回転するため、ロータシャフトに直接締結されたねじにはゆるみが生じやすいという問題も発生しうる。

[0019] そこで、上記内輪は、上記ロータシャフトの軸方向に沿って延びる筒状に形成され、上記ロータシャフトには、上記内輪の軸方向端部に軸方向に対向する端部対向部が設けられ、上記軸方向端部及び上記端部対向部の一方には、他方に向けて突出する突出部が形成されており、上記軸方向端部及び上記端部対向部の他方には、該突出部が係合する係合部が形成されていることとすることができる。この場合には、内輪の軸方向端部と、ロータシャフトに設けられた端部対向部とが突出部及び係合部を介して係合されていることにより、ロータシャフトの回転に伴って内輪が連れ回しする。そして、端部対向部と軸方向端部とは軸方向に対向しているため、突出部と係合部とは軸方向に係合することとなっている。これにより、軸方向に交差する方向にねじなどをロータシャフトに取り付けることなく、内輪をロータシャフトに係合させることができる。そのため、ロータシャフトにねじ穴加工などを施す必要がないことから、回転体アッシーの質量バランスの調整が容易となり、製造コストを低減できる。

[0020] 上記端部対向部は、タービンインペラ側の軸方向端部に対向するタービン側端部対向部と、コンプレッサインペラ側の軸方向端部に対向するコンプレッサ側端部対向部とからなり、上記タービン側端部対向部は、上記ロータシャフトの上記タービンインペラとの接合部に形成され、上記コンプレッサ側端部対向部は、上記コンプレッサインペラ側のカラーに形成されることとす

ることができる。この場合には、端部対向部を設けるために別途の部材を要しないことから、製造コストの低減が図られる。

[0021] ロータシャフトとタービンインペラとの接合部及び上記カラーの少なくとも一方には、上記オイルフィルムダンパから流出したオイルを径方向外側に飛散させるように凹状に形成された複数のオイルスリンガーが設けられており、上記突出部は上記複数のオイルスリンガーの一部に係合して、該オイルスリンガーの一部が上記係合部を構成することとすることができる。この場合には、オイルスリンガーを上記係合部として利用することができるため、別途の部材や加工を施す必要がなく、製造コストの低減を図ることができる。

[0022] 上記ロータシャフトは、上記タービンシャフト側に形成された大径部と、上記コンプレッサインペラ側に形成されるとともに、上記大径部の直径よりも小さい直径を有する小径部と、上記大径部と上記小径部との間に形成される段差部とを有し、該段差部と上記コンプレッサインペラ側のカラーとの間には上記小径部が挿通された環状部材が挟持されており、該環状部材に上記コンプレッサ側に位置する上記端部対向部が形成されていることとすることができる。この場合は、上記環状部材をカラーとは別に設けることにより、突出部又は係合部を形成するための加工が容易となるとともに、簡易な構成で突出部又は係合部を形成することができるため、製造コストの低減を図ることができる。

[0023] 上記内輪は、上記オイルフィルムダンパを介して、上記ロータシャフトの回転に伴って連れ回りするように構成されていることとすることができる。具体的には、オイルフィルムダンパにおけるフリクション（すなわち、ボールベアリングの内輪とロータシャフトとの間のフリクション）は、ボールベアリングにおけるフリクション（すなわち、内輪と外輪との間のフリクション）よりも大きい。そのため、ロータシャフトが回転すると、ボールベアリングにおいて内輪と外輪との間に相対回転が生じて、オイルフィルムダンパにおける内輪とロータシャフトとの間の相対回転が抑制されるため、若干の

スリップ（内輪とロータシャフトとの間の相対回転）は生じるが、内輪がオイルフィルムダンパのみを介してロータシャフトの回転に伴って連れ回ることができる。したがって、内輪をロータシャフトと連れ回りさせるために両者を係合させる機構を別途設ける必要がない。例えば、ロータシャフトと内輪とを係合させるためのねじ穴加工をロータシャフトに施したり、内輪の端部とオイルスリンガーとを係合させるための加工を内輪の端部に施したり、内輪の端部とカラーとを係合させるための加工を内輪の端部やカラーに施す必要がない。そのため、加工費用が不要となるとともに、回転体アッシーの質量バランスの調整が容易となり、製造コストを大幅に低減できる。

[0024] また、ロータシャフトへのねじ穴加工が不要となることにより、ねじ穴加工を施す場合に比べてロータシャフトの疲労強度の向上が図られる。そして、当該疲労強度の向上が図られるため、ロータシャフトの径を大きくする必要がないことから、ボールベアリングを小型化でき、オイルフィルムダンパとボールベアリングとの接触面積を小さくできる。その結果、両者の間に生じる粘性力を小さくすることができ、ターボチャージャの運転効率の向上を図ることができる。また、ロータシャフトの高速回転によるねじのゆるみを考慮する必要がない。

[0025] 上記内輪は、上記ロータシャフトの軸方向に沿って延びる筒状に形成され、上記ロータシャフトには、上記内輪の軸方向端部に軸方向に対向する端部対向部が設けられ、上記軸方向端部及び上記端部対向部の少なくとも一方には、上記オイルフィルムダンパから排出されたオイルを排出するように切り欠かれてなるオイル排出溝が形成されていることが好ましい。この場合には、オイルフィルムダンパに供給されたオイルを、オイル排出溝によって、オイルフィルムダンパから排出しやすくなり、ハウジング内におけるオイルの循環が促される。これにより、オイルフィルムダンパからの排油性が向上させて、オイルフィルムダンパへの注油性を向上させることができる。その結果、オイルがハウジング内に充満して、ハウジングの外部に漏れ出ることも防止することができる。

[0026] 上記ターボチャージャ用軸受機構において、異音の発生や運転効率の低下を防止するには、オイルフィルムダンパによるダンピング効果により、回転体アッシーの振動を抑制することが有効である。かかるダンピング効果をより確実に発揮させるには、当該オイルフィルムダンパ全体にオイルが行きわたるようにオイルの潤滑性が十分高いことが必要となる。

[0027] そこで、上記リテーナは、上記オイルを流通させるとともに、上記ロータシャフトに近づくほど上記オイルフィルムダンパに近づくように傾斜したオイル供給路を有し、該オイル供給路は該オイル供給路を流通するオイルを上記内輪に向けて吐出するオイル吐出口を上記内輪側の端部に有し、上記内輪は、円筒状に形成されるとともに、上記オイル吐出口から吐出されるオイルの吐出方向に対向する吐出口対向部を有し、該吐出口対向部には、上記オイル吐出口から吐出されたオイルを上記内輪の内側に流通させて上記オイルフィルムダンパに供給するオイル流通孔が複数形成されていることとすることができる。この場合には、オイル供給路がロータシャフトに近づくほどオイルフィルムダンパに近づくように傾斜して形成されており、内輪には、オイル供給路のオイル吐出口におけるオイル吐出方向に対向する吐出口対向部に、オイル流通孔が複数形成されている。これにより、オイル供給路を介してオイル吐出口からオイルフィルムダンパに向かう方向に吐出されたオイルが複数のオイル流通孔から内輪の内側に流入して、オイルフィルムダンパに供給されることとなる。その結果、オイル吐出口から吐出されたオイルが積極的にオイルフィルムダンパに供給されるため、オイルフィルムダンパにおけるオイルの潤滑性が向上する。これにより、より充分なダンピング効果を得ることができ、異音の発生防止や運転効率の向上を図ることができる。

[0028] 上記オイル供給路は上記リテーナを直線状に貫通するとともに、上記オイル供給路の中心線は上記吐出口対向部と直交するものとすることができる。この場合には、オイル吐出口から吐出されたオイルの進行方向に垂直な面にオイル流通孔が開くこととなるため、オイル吐出口から吐出されたオイルがオイル流通孔に流入しやすくなる。その結果、オイルフィルムダンパへ

のオイルの供給が促されて、オイルフィルムダンパにおけるオイルの潤滑性が向上し、より十分なダンピング効果を得ることができ、異音の発生防止や運転効率の向上を更に図ることができる。なお、オイル供給路の中心線とは、オイル供給路の中心を通り、リテーナにおけるオイル供給路の貫通方向に平行な仮想線をいうものとする。

[0029] 上記オイル供給路の中心線と上記ロータシャフトの軸心とのなす角を 45° 以下とすることが好ましく、 30° 以下とすることがさらに好ましい。この場合には、オイル供給路を介してオイル吐出口から吐出されたオイルが内輪の内側のオイルフィルムダンパに向かって進行してオイルフィルムダンパに積極的に注入されるクサビ効果が奏されるため、オイルフィルムダンパにおけるオイルの潤滑性がより一層向上し、十分なダンピング効果を得ることができ、異音の発生防止や運転効率の向上をより一層図ることができる。

[0030] 上記内輪には、上記オイルフィルムダンパを形成するダンパ形成部と、該ダンパ形成部と上記吐出口対向部との間に、上記ロータシャフトの外周面との間にオイルを貯留するオイル貯留部を形成する貯留部形成部とが設けられており、該貯留部形成部における上記ダンパ形成部側の壁面は、上記ロータシャフトの軸心及び上記オイル供給路の中心線を含む断面において、該中心線に平行に形成されていることとすることができる。この場合には、オイル貯留部にオイル流通孔を介して供給されたオイルを貯留することができるとともに、オイル流通孔からオイル貯留部に流入するオイルによって、当該貯留されたオイルをダンパ形成部側の壁面に沿ってオイルフィルムダンパに供給することができる。これにより、潤滑性が向上するとともに、上記クサビ効果が奏されるため、オイルフィルムダンパにおいて、十分なダンピング効果を得ることができ、異音の発生防止や運転効率の向上をより一層図ることができる。

[0031] 上記内輪には、上記ダンパ形成部における上記オイル貯留部と反対側に、上記オイルフィルムダンパに供給されたオイルを排出するオイル排出部を形成する排出部形成部が形成されており、該オイル排出部に対向する位置には

該オイル排出部から排出されたオイルを上記ロータシャフトの径方向外側に飛散させるオイルスリンガーが設けられていることが好ましい。この場合には、オイルフィルムダンパに供給されたオイルを、オイル排出部及びオイルスリンガーによって、オイルフィルムダンパから排出しやすくなり、軸受ハウジング内におけるオイルの循環が促されることとなる。これにより、オイルフィルムダンパからの排油性を向上させて、オイルフィルムダンパへの注油性を向上させることができる。その結果、オイルが軸受ハウジング内に充満して、軸受ハウジングの外部に漏れ出ることも防止することができる。

実施例

[0032] (実施例 1)

実施例 1 に係るターボチャージャ用軸受機構 1 につき、図 1～図 3 を用いて説明する。

本例のターボチャージャ用軸受機構 1 は、ロータシャフト 10 と、ボールベアリング 20、ハウジング 30 とを備える。

ロータシャフト 10 は、一端 10 a にタービンインペラ 11 が取り付けられ、他端 10 b にコンプレッサインペラ 12 が取り付けられている。

ボールベアリング 20 は、互いに回転可能に支持された内輪 21 と外輪 22 とを備える。そして、内輪 21 には係合部材 40 を介してロータシャフト 10 が係合されている。

ハウジング 30 は、ロータシャフト 10、ボールベアリング 20 及び係合部材 40 を収納して、軸受ハウジングを構成している。

そして、外輪 22 はリテーナ 60 を介してハウジング 30 に固定されているとともに、内輪 21 とロータシャフト 10 の外周面 10 c との間にはオイルが充填されてなるオイルフィルムダンパ 50 が設けられている。

[0033] 以下、本例のターボチャージャ用軸受機構 1 につき、詳述する。

図 1 に示すように、ロータシャフト 10 の一端 10 a には、タービンインペラ 11 が一体的に設けられている。タービンインペラ 11 はタービンハウジング 33 内に収納されている一方、ロータシャフト 10 の他端 10 b は、

カラー 13 及びコンプレッサインペラ 12 に挿通されており、これらは軸端ナット 14 によって抜け止めされている。そして、コンプレッサインペラ 12 はコンプレッサハウジング 34 に収納されている。ロータシャフト 10 におけるタービンインペラ 11 とコンプレッサインペラ 12 との間には、ボールベアリング 20 が設けられている。

[0034] ボールベアリング 20 は、図 1 に示すように、内輪 21 と外輪 22 とを有している。内輪 21 は略円筒形を成している。内輪 21 の内径はロータシャフト 10 の外径よりも若干大きくなっている。具体的には、内輪 21 の軸方向 X の両方の端部近傍領域 S の内径はそれぞれ、ロータシャフト 10 の外径よりも 0.05 ~ 0.1 mm 程度大きくなっており、両端部近傍領域 S の間の中間領域 T の内径は端部近傍領域 S の内径よりも大きくなっている。そして、内輪 21 の内側にはロータシャフト 10 が挿通されている。内輪 21 が上述の形状をなしていることにより、内輪 21 とロータシャフト 10 との間には、両端部近傍領域 S に隙間 P が形成され、中間領域 T に隙間 P よりも広い隙間 Q が形成されている。両隙間 P、Q は、内輪 21 の中心とロータシャフト 10 の中心とを合わせた静止状態において、周方向に一定の大きさとなっている。

[0035] 図 2 に示すように、内輪 21 の軸方向 X の中央領域 212 には、係合部材挿通孔 215 及びオイル供給孔 217 がそれぞれ複数形成されて、周方向に配列している。本例では、係合部材挿通孔 215 はロータシャフト 10 の軸線 L に対称な 2 か所に設けられており、オイル供給孔 217 は一対の係合部材挿通孔 215 の間であって、ロータシャフト 10 の軸線に対称な位置に合計 4 か所設けられている。図 2 に示すように、係合部材挿通孔 215 及びオイル供給孔 217 はいずれも貫通孔であって、オイル供給孔 217 の開口径は係合部材挿通孔 215 の開口径よりも大きくなっている。

[0036] 図 2 に示すように、係合部材挿通孔 215 には、係合部材挿通孔 215 の直径よりも若干小さい径を有する棒状部材からなる係合部材 40 が挿通されている。係合部材 40 の少なくとも一端 40a 側の側面にはネジ溝が形成さ

れており、係合部材40はロータシャフト10に形成されたネジ孔15に螺入されてロータシャフト10に取り付けられている。係合部材40の他端側の突出端部40bは、ロータシャフト10の径方向外側に突出しており、内輪21の内側面21aよりも径方向外側に位置している。これにより、ロータシャフト10が回転すると、係合部材40の側面が係合部材挿通孔215の側壁面に当接して、ロータシャフト10と内輪21とが互いに係合することとなる。その結果、内輪21はロータシャフト10の回転に伴って連れ回りする。

[0037] ボールベアリング20の外輪22は環状を成している。図1に示すように、外輪22は2個備えられており、内輪21の軸方向Xにおける両端部近傍の領域Sにおける外周面（ロータシャフト10に面する面と反対側の面）に対向するようにそれぞれ配設されている。そして、内輪21と外輪22との間には、図示しない保持器を介してボール状の回転子23が介設されている。これにより、内輪21と外輪22とは回転子23を介して互いに回転可能に構成されて、ボールベアリング20を形成している。外輪22は、リテーナ60を介してハウジング30に固定されており、ロータシャフト10がボールベアリング20を介して、ハウジング30に軸受けされている。

[0038] 図1に示すように、リテーナ60には、ボールベアリング20回りにオイルを供給するためのオイル供給路62と、ボールベアリング20回りからオイルを排出するオイル排出路63とが形成されている。オイル供給路62はリテーナ60において、ハウジング30の鉛直方向の上側に形成されており、オイル供給路62にはボールベアリング20回りにオイルを吐出するオイル吐出口62aが備えられている。オイル吐出口62aは、軸方向Xにおいて、内輪21に形成されたオイル供給孔217（図3参照）と重なる位置に形成されている。オイル排出路63はハウジング30の鉛直方向の下側に形成されており、オイル排出路63の下方にはハウジング30の外部に開口するオイル排出口63bが形成されている。

[0039] 内輪21の両端部近傍の領域Sにおける内輪21とロータシャフト10と

の間に形成された隙間Pには、オイルフィルムダンパ50がそれぞれ形成されている。図3に示すように、オイル供給孔217がオイル吐出口62aの直下に位置する状態において、オイルフィルムダンパ50は、リテーナ60に形成されたオイル供給路62から供給されたオイルの一部が矢印で示すように、オイル供給孔217を介して、内輪21とロータシャフト10との間に入り込んで隙間Qを通じて隙間Pに到達することにより形成される。なお、オイルフィルムダンパ50には、オイル供給路62から順次オイルが供給されるとともに、供給されたオイルは、内輪21における軸方向Xの両側端部から排出される。

[0040] ロータシャフト10は以下のようにハウジング30に組み付けられる。まず、ボールベアリング20の内輪21をリテーナ60の内側に挿入する。そして、リテーナ60の軸方向Xの両端側からリテーナ60に回転子23及び外輪22をそれぞれ組み付けて、ボールベアリング20を形成させる。その後、ボールベアリング20及びリテーナ60をハウジング30に挿入して、プレート70及びボルト71でハウジング30に挟み込むようにして固定する。その後、タービンインペラ12とロータシャフト10とをハウジング30に挿入して、カラー13及びコンプレッサインペラ11を軸端ナット14で締め付け固定する。その後、一方の係合部材40をハウジング30の上側孔31を通じてリテーナ60のオイル供給路62から挿入してロータシャフト10のネジ孔15に締め付けて固定する。そして、他方の係合部材40をハウジング30の下側孔32を通じてリテーナ60のオイル排出路63から挿入してロータシャフト10のネジ孔15に締め付けて固定する。最後に、ハウジング30の上側孔31に栓64を取り付けて、上側孔31を閉じる。

[0041] なお、一方の係合部材40をハウジング30の上側孔31を通じて固定した後、ロータシャフト10（回転体アッシー100）を180°回転させて、一方の係合部材40を取り付けたネジ孔15と反対側に位置するネジ孔15が上側孔31の直下に位置するようにして、上側孔31を通じて他方の係合部材40を当該ネジ孔15に締め付けて固定してもよい。

[0042] 本例のターボチャージャ用軸受機構1によれば、内輪21には、係合部材40を介してロータシャフト10が係合されている。これにより、内輪21を、係合部材40を介して確実にロータシャフト10と連れ回りさせることができる。そして、オイルフィルムダンパ50がボールベアリング20の内輪21とロータシャフト10との間（隙間P）に形成されているため、回転体アッシー100はロータシャフト10とロータシャフト10に取り付けられたタービンインペラ11及びコンプレッサインペラ12と、ロータシャフト10と連れ回りする内輪21とからなり、回転体アッシー100にボールベアリング20における内輪21以外の部分（外輪22、回転子23、保持器等）は含まれてない。そのため、回転体アッシー100の質量が比較的小さくなっている。また、ロータシャフト10の外径は、ボールベアリング20の外輪22の外径に比べて充分小さいため、オイルフィルムダンパ50と回転体アッシー100（ロータシャフト10の外周面10c）との接触面積が比較的小さくなっている。これらにより、オイルフィルムダンパ50と回転体アッシー100との間に生じる粘性力を比較的小さくできる。

[0043] そして、上記粘性力を小さくできることにより、回転体アッシー100が偏重心回転しようとするのを阻害する力が低減されるため、小さいエネルギーでも回転体アッシー100が偏重心回転しやすくなる。その結果、ロータシャフト10の回転に際して、ロータシャフト10の両端にそれぞれ設けられた両インペラ11、12が大きく振れ回ることが抑制される。その結果、異音の発生が防止されるとともに、各インペラ11、12とそれぞれのハウジング33、34とのチップクリアランスを大きくとる必要がないため、運転効率の低下を防止できる。また、コンプレッサハウジング34にアブレードダブルシールが備えられる場合には、コンプレッサインペラ12が当該アブレードダブルシールに対して過度に接触することが防止されるため、コンプレッサインペラ12の破損やアブレードダブルシールの過度な摩耗が防止される。また、上述の如く、回転体アッシー100が偏重心回転しやすくなっていることから、回転体アッシー100の重量バランスの調整にそれほど高い精

度を要しないため、当該重量バランスの調整が容易となり、製造コストの低減を図ることができる。

[0044] また、上述の如く、オイルフィルムダンパ50と回転体アッシー100との間に生じる粘性力を比較的小さくできることにより、回転体アッシー100の回転レスポンスの向上が期待できるため、内燃機関の過渡性能の向上に寄与しうる。

[0045] さらに、低温時などのオイルの粘性が高くなりやすい場合においても、上記粘性力を小さくできることにより、回転体アッシー100に対するオイルダンピング効果を有効に奏することができる。

[0046] 本例では、内輪21は貫通孔からなるオイル供給孔217を有するとともに、オイルの少なくとも一部がオイル供給孔217を介して内輪21とロータシャフト10の間（隙間P）に供給されるように構成されている。そのため、簡易な構成により、隙間Pに容易にオイルを供給して、オイルフィルムダンパ50を形成することができる。

[0047] 本例では、オイル供給孔217は内輪21の軸方向Xの中央領域212に形成されていることとしたが、これに限らず、又はこれに加えて、軸方向Xにおいて異なる複数の箇所にオイル供給孔217を形成してもよい。

[0048] 本例によれば、異音の発生や運転効率の低下が防止されるとともに、製造コストの低減が図られるターボチャージャ用軸受機構1を提供できる。

[0049] （実施例2）

実施例2に係るターボチャージャ用軸受機構1につき、図4～図8を用いて説明する。

本例のターボチャージャ用軸受機構1は、図4に示すように、ロータシャフト10と、ボールベアリング20と、リテーナ60と、ハウジング30とを備える。

ロータシャフト10は、一端10aにタービンインペラ11が取り付けられ、他端10bにコンプレッサインペラ12が取り付けられている。

ボールベアリング20は、互いに回転可能に支持された内輪21と外輪2

2とを備える。

リテーナ60は外輪22を保持している。

ハウジング30は、ロータシャフト10、ボールベアリング20、及びリテーナ60を収納して、軸受ハウジングを構成している。

そして、内輪21とロータシャフト10の外周面10cとの間にはオイルが膜状に介在してオイルフィルムダンパ50が形成されている。

[0050] さらに、内輪21は、ロータシャフト10の軸方向Xに沿って延びる筒状に形成されている。

ロータシャフト10には、内輪21の軸方向端部21b、21cに軸方向Xに対向する端部対向部80が設けられている。

そして、軸方向端部21b、21c及び端部対向部80の一方には、他方に向けて突出する突出部24が形成されており、他方には、突出部24に係合する係合部25が形成されている。

[0051] 以下、本例のターボチャージャ用軸受機構1につき、詳述する。

図4に示すように、ロータシャフト10の一端10aには、タービンインペラ11が一体的に設けられている。タービンインペラ11はタービンハウジング33内に収納されている。一方、ロータシャフト10の他端10bは、カラー13及びコンプレッサインペラ12に挿通されており、これらは軸端ナット14によって抜け及び回転止めされている。そして、コンプレッサインペラ12はコンプレッサハウジング34に収納されている。タービンハウジング33とコンプレッサハウジング34との間には、ロータシャフト10の軸受ハウジングとしてのハウジング30が設けられている。

[0052] 図4に示すように、ハウジング30内には、リテーナ60を介して、ロータシャフト10を軸受けするボールベアリング20が保持されている。リテーナ60には、ボールベアリング20回りにオイルを供給するためのオイル供給路61と、ボールベアリング20回りにオイルを排出するオイル排出路63とが形成されている。

[0053] オイル供給路61は、図5に示すように、ロータシャフト10に近づくほ

どオイルフィルムダンパ50に近づくように傾斜して形成されている。本例では、オイル供給路61はリテーナ60を直線状に貫通している。したがって、オイル供給路61の中心を通り、リテーナ60におけるオイル供給路61の貫通方向に平行な仮想線である中心線Lは直線状となっている。オイル供給路61の出口（オイル供給路61における内輪21側の端部）は、オイル供給路61を流通するオイルを内輪21に向けて吐出するように開口したオイル吐出口611を形成している。本例では、軸方向Xの両端に形成されたオイルフィルムダンパ50のそれぞれにオイルを供給するように、オイル供給路61が2か所に設けられている。オイル排出路63はハウジング30の鉛直方向の下側に形成されており、オイル排出路63の下方にはハウジング30の外部に開口するオイル排出口63bが形成されている。なお、2か所のオイル供給路61の間に、軸方向Xに垂直に延びる補助オイル供給路を形成してもよい。

[0054] 図5に示すように、オイル供給路61の中心線Lはロータシャフト10の軸心10dに対して傾斜している。中心線Lと軸心10dとのなす角 α は45°以下とすることが好ましく、30°以下とすることがより好ましく、本例では、 α は30°である。

[0055] ボールベアリング20は、図4に示すように、内輪21と外輪22とを有している。内輪21は略円筒形を成している。内輪21の軸方向Xにおける両端部領域には、ロータシャフト10の外周面10cとの間にオイルフィルムダンパ50を形成するダンパ形成部211が形成されている。本例では、ダンパ形成部211の内径は、ロータシャフト10の外径よりも0.05～0.1mm程度大きくなっている。

[0056] 軸方向Xにおける内輪21の中央領域212は、ダンパ形成部211の内径よりも大きい内径を有している。本例では、中央領域212の内径は、ロータシャフト10の外径よりも0.2mm程度以上大きくなっている。したがって、中央領域212における内輪21とロータシャフト10の外周面10cとの間の隙間Qは、ダンパ形成部211とロータシャフト10の外周面

10cとの間隙P（すなわち、オイルフィルムダンパ50の厚さ）の2倍以上となっている。両間隙P、Qは、内輪21の中心とロータシャフト10の中心とを合わせた静止状態において、周方向に一定の大きさとなっている。

[0057] 図5に示すように、吐出口対向部213は、オイル吐出口611から吐出されるオイルの吐出方向に対向する位置に形成されており、ダンパ形成部211と中央領域212との間に位置している。本例では、吐出口対向部213は中心線Lと直交している。

[0058] 吐出口対向部213には、オイル流通孔214が形成されている。オイル流通孔214は、図5に示すように、ロータシャフト10の軸心10d及びオイル供給路61の中心線Lを含む断面において、オイル供給路61の中心線Lに平行に形成されている。本例では、オイル流通孔214の開口幅d2は、オイル吐出口611の直径d1よりも大きくなっている。オイル流通孔214は複数形成され、周方向に等間隔に配列しており、本例では、4個のオイル流通孔214が周方向に等間隔に配列している。

[0059] 図5に示すように、内輪21には、軸方向Xにおいて、ダンパ形成部211と吐出口対向部213との間に、ロータシャフト10の外周面10cとの間にオイルを貯留するオイル貯留部51を形成する貯留部形成部216が形成されている。貯留部形成部216はダンパ形成部211よりも拡径されており、ダンパ形成部211側の壁面216aは、ロータシャフト10の軸心10d及び中心線Lを含む断面において、中心線Lに平行に形成されている。オイル流通孔214を介して供給されたオイルは、オイル貯留部51を通じてオイルフィルムダンパ50に供給されることとなる。

[0060] 図5に示すように、内輪21におけるコンプレッサインペラ12側の軸方向端部21bには、軸方向Xに突出する突出部24が形成されている。図8に示すように、突出部24は、直径方向に一对設けられている。図6に示すように、突出部24の周方向の幅は、後述の係合部25の周方向の幅よりも若干狭くなっている。図4に示すように、内輪21におけるタービンインペ

ラ 1 1 側の軸方向端部 2 1 c にも、コンプレッサインペラ 1 2 側と同様に軸方向 X に突出する突出部 2 4 が形成されている。

[0061] 図 4 に示すように、ロータシャフト 1 0 は、一端 1 0 a 側に大径部 1 0 e を有し、他端 1 0 b 側に小径部 1 0 f を有する。小径部 1 0 f は大径部 1 0 e の直径よりも小さい直径を有しており、大径部 1 0 e と小径部 1 0 f との間には、段差部 1 0 g が形成されている。コンプレッサインペラ 1 2 は小径部 1 0 f に設けられており、コンプレッサインペラ 1 2 と段差部 1 0 g との間には環状部材としてのカラー 1 3 が設けられている。カラー 1 3 は環状をなしており、軸端ナット 1 4 により小径部 1 0 f に固定されている。図 5 に示すように、カラー 1 3 は軸方向端部 2 1 b に対向する端部対向部 8 0 (コンプレッサ側端部対向部 8 0 b) を備えている。本例では、端部対向部 8 0 には、図 5、図 6 に示すように、端部対向部 8 0 を湾状に切り欠いてなるオイルスリンガー 8 が、周方向に等間隔に複数形成されている。そして、複数のオイルスリンガー 8 のうち、互いに直径方向に位置する一対のオイルスリンガー 8 に一対の突出部 2 4 がそれぞれ係合している。すなわち、突出部 2 4 が係合するオイルスリンガー 8 が係合部 2 5 を形成している。

[0062] 図 4 に示すように、ロータシャフト 1 0 とタービンインペラ 1 1 とは、ロータシャフト 1 0 の一端 1 0 a に設けられた拡径部 1 1 1 を介して接合されている。拡径部 1 1 1 はロータシャフト 1 0 の一端 1 0 a に溶接されて固定されている。拡径部 1 1 1 には、カラー 1 3 と同様に、内輪 2 1 の軸方向端部 2 1 c に対向する端部対向部 8 0 (タービン側端部対向部 8 0 a) が形成されている。本例では、タービン側端部対向部 8 0 a にはオイルスリンガー 8 が周方向全体に環状に形成されている。図 7 に示すように、オイルスリンガー 8 には径方向外側に立設された立壁部 8 1 が設けられている。立壁部 8 1 は直径方向に一対形成されている。立壁部 8 1 は第 1 立壁 8 1 a と第 2 立壁 8 1 b とからなる。第 1 立壁 8 1 a と第 2 立壁 8 1 b とは軸方向 X (図 4 参照) に平行であるとともに、突出部 2 4 の周方向の幅と略同一の距離だけ周方向に離隔している。そして、第 1 立壁 8 1 a と第 2 立壁 8 1 b との間に

突出部 24 が嵌合しており、立壁部 81 が係合部 25 を形成している。

[0063] 上述のように、内輪 21 の軸方向端部 21b、21c に形成された突出部 24 が、カラー 13 及び拵径部 111 に形成された係合部 25 にそれぞれ係合することにより、内輪 21 はロータシャフト 10 の回転に伴って連れ回しする。

[0064] ボールベアリング 20 の外輪 22 は環状を成している。図 4 に示すように、外輪 22 は 2 個備えられており、内輪 21 の軸方向 X における両端部近傍の領域における外周面（ロータシャフト 10 に面する面と反対側の面）に対向するようにそれぞれ配設されている。そして、内輪 21 と外輪 22 との間には、図示しない保持器を介してボール状の回転子 23 が介設されている。これにより、内輪 21 と外輪 22 とは回転子 23 を介して互いに回転可能に構成されて、ボールベアリング 20 を形成している。外輪 22 は、リテーナ 60 を介してハウジング 30 に固定されており、ロータシャフト 10 がボールベアリング 20 を介して、ハウジング 30 に軸受けされている。

[0065] 内輪 21 の両端部近傍の領域における内輪 21 とロータシャフト 10 との間に形成された隙間 P にはオイルが膜状に介在して、オイルフィルムダンパ 50 がそれぞれ形成されている。図 5 に示すように、内輪 21 のオイル流通孔 214 が、オイル吐出口 611 に対向している状態において、オイルフィルムダンパ 50 は、リテーナ 60 に形成されたオイル供給路 61 から供給されたオイルがオイル流通孔 214 を介して、内輪 21 とロータシャフト 10 との間に入り込んで、オイル貯留部 51 を通じて隙間 P に到達することにより形成される。

[0066] 図 5 に示すように、内輪 21 には、ダンパ形成部 211 における貯留部形成部 216 と反対側に、オイルフィルムダンパ 50 に供給されたオイルを排出するオイル排出部 52 を形成する排出部形成部 218 が形成されている。本例では、排出部形成部 218 は、内輪 21 の軸方向 X の両端部において、ロータシャフト 10 の外周面 10c から離隔することにより、排出部形成部 218 と外周面 10c との間を通じて、オイルフィルムダンパ 50 からオイ

ルを排出させるオイル排出部52を形成している。

[0067] そして、オイル排出部52に対向する位置にはオイル排出部52から排出されたオイルをロータシャフト10の径方向外側に飛散させるように凹状に形成されたオイルスリンガー8が設けられている。本例では、図4に示すように、オイルスリンガー8はコンプレッサインペラ12側に設けられるカラー13及びタービンインペラ14の拡径部111にそれぞれ形成されている。図5及び図7に示すように、オイルスリンガー8は、カラー13のボールベアリング20側の端部13aを湾状に切り欠いて、周方向に等間隔に複数形成されている。同様に、拡径部111においても、オイルスリンガー8が複数形成されている。

[0068] ロータシャフト10は以下のようにハウジング30に組み付けられる。まず、ボールベアリング20の内輪21をリテーナ60の内側に挿入する。そして、リテーナ60の軸方向Xの両端側からリテーナ60に回転子23及び外輪22をそれぞれ組み付けて、ボールベアリング20を形成させる。その後、ボールベアリング20及びリテーナ60をハウジング30に挿入して、プレート70及びボルト71でハウジング30に挟み込むようにして固定する。その後、タービンインペラ11とロータシャフト10とをハウジング30に挿入して、内輪21のタービンインペラ11側の突出部24と拡径部111に形成された係合部25とを係合させる。そして、コンプレッサインペラ12側の突出部24とカラー13に形成された係合部25とを係合させた状態で、カラー13及びコンプレッサインペラ12を軸端ナット14で締め付け固定する。

[0069] 本例のターボチャージャ用軸受機構1によれば、オイルフィルムダンパ50がボールベアリング20の内輪21とロータシャフト10との間（隙間P）に形成されているため、オイルフィルムダンパ50内側の部品はロータシャフト10とロータシャフト10に取り付けられたタービンインペラ11及びコンプレッサインペラ12と、ロータシャフト10と連れ回りする内輪21とからなり、オイルフィルムダンパ50内側の部品にボールベアリング2

0における内輪21以外の部分（外輪22、回転子23、保持器等）は含まれてない。そのため、オイルフィルムダンパ50内側の部品の質量が比較的小さくなっている。また、ボールベアリング20の内輪21の内径は、外輪22の外径に比べて充分小さいため、オイルフィルムダンパ50とロータシャフト10の外周面10cとの接触面積が比較的小さくなっている。これらにより、オイルフィルムダンパ50とオイルフィルムダンパ50内側の部品との間に生じる粘性力を比較的小さくできる。

[0070] そして、上記粘性力を小さくできることにより、オイルフィルムダンパ50内側の部品により構成される回転体アッシー100が質量中心を中心に回転するのを阻害する力が低減されるため、小さいエネルギーでも回転体アッシー100が偏重心回転しやすくなる。その結果、ロータシャフト10の回転に際して、ロータシャフト10の両端にそれぞれ設けられた両インペラ11、12が大きく振れ回ることが抑制される。その結果、異音の発生が防止されるとともに、各インペラ11、12とそれぞれのハウジング33、34とのチップクリアランスを大きくとる必要がないため、運転効率の向上を図ることができる。また、コンプレッサハウジング34にアブレードダブルシールが備えられる場合には、コンプレッサインペラ12が当該アブレードダブルシールに対して過度に接触することが防止されるため、コンプレッサインペラ12の破損やアブレードダブルシールの過度な摩耗が防止される。また、上述の如く、回転体アッシー100が偏重心回転しやすくなっていることから、回転体アッシー100の質量バランスの調整にそれほど高い精度を要しないため、当該質量バランスの調整が容易となり、製造コストの低減を図ることができる。

[0071] また、上述の如く、オイルフィルムダンパ50と回転体アッシー100との間に生じる粘性力を比較的小さくできることにより、回転体アッシー100の回転レスポンスの向上が期待できるため、内燃機関の過渡性能の向上に寄与しうる。

[0072] さらに、低温時などのオイルの粘性が高くなりやすい場合には特に、上記

粘性力を小さくできることにより、回転体アッシー100に対するオイルダンピング効果を有効に奏することができる。

[0073] また、内輪21の軸方向端部21b、21cと、ロータシャフト10に設けられた端部対向部80とが突出部24及び係合部25を介して係合されていることにより、ロータシャフト10の回転に伴って内輪21が確実に連れ回しする。そして、端部対向部80と軸方向端部21b、21cとは軸方向Xに対向しているため、突出部24と係合部25とは軸方向Xに係合することとなっている。そのため、軸方向Xに交差する方向にねじなどをロータシャフト10に取り付けることなく、内輪21をロータシャフト10に係合させることができる。そのため、ロータシャフト10にねじ穴加工などを施す必要がないことから、回転体アッシー100の質量バランスの調整が容易となり、製造コストを低減できる。

[0074] また、ロータシャフト10へのねじ穴加工が不要となるため、ねじ穴加工を施す場合に比べてロータシャフト10の疲労強度の向上が図られる。そして、当該疲労強度の向上が図られるため、ロータシャフト10の径を大きくする必要がないことから、ボールベアリング20を小型化でき、オイルフィルムダンパ50とボールベアリング20との接触面積を小さくできる。その結果、両者の間に生じる粘性力を小さくすることができ、ターボチャージャ1の運転効率の向上を図ることができる。また、ロータシャフト10の高速回転によるねじのゆるみを考慮する必要がない。

[0075] また、本例では、端部対向部80は、タービンインペラ11側の軸方向端部21cに対向するタービン側端部対向部80aと、コンプレッサインペラ12側の軸方向端部21bに対向するコンプレッサ側端部対向部80bとからなる。そして、タービン側端部対向部80aは、ロータシャフト10のタービンインペラ11との接合部である拡径部111に形成される。コンプレッサ側端部対向部80bは、コンプレッサインペラ12側のカラー13に形成されている。これにより、端部対向部80を設けるために別途の部材を要しないことから、製造コストの低減が図られる。

[0076] また、本例では、拡径部 111 及びカラー 13 には、オイルフィルムダンパ 50 から流出したオイルを径方向外側に飛散させるように凹状に形成された複数のオイルスリンガー 8 が設けられており、突出部 24 は複数のオイルスリンガー 8 の一部に係合して、オイルスリンガー 8 の一部が係合部 25 を構成している。これにより、オイルスリンガー 8 を係合部 25 として利用することができるため、別途の部材や加工を施す必要がなく、製造コストの低減を図ることができる。

[0077] 本例では、端部対向部 80 には、凹状に形成された複数のオイルスリンガー 8 が形成されており、突出部 24 は複数のオイルスリンガー 8 の一部に係合して、当該オイルスリンガー 8 の一部が係合部 25 を構成している。これにより、オイルスリンガー 8 を係合部 25 として利用することができるため、別途の部材や加工を施す必要がなく、製造コストの低減を図ることができる。

[0078] 本例では、突出部 24 及び係合部 25 はコンプレッサインペラ 12 側及びタービンインペラ 11 側の両方に設けることとしたが、これに限らず、コンプレッサインペラ 12 側及びタービンインペラ 11 側のうち一方に設けることとしてもよい。この場合には、両方に設ける場合に比べて製造コストの低減を図ることができる。また、突出部 24 及び係合部 25 は一か所に設けることとしてもよいが、本例のように直径方向に一对、すなわち二か所に設けることが好ましい。回転体アッシー 100 の質量バランスの調整が容易となるからである。したがって、突出部 24 及び係合部 25 はコンプレッサインペラ 12 側及びタービンインペラ 11 側の一方において直径方向に一对設けることが最も好ましい。

[0079] 本例によれば、異音の発生防止や運転効率の向上が図られるとともに、製造コストの低減が図られるターボチャージャ用軸受機構 1 を提供できる。

[0080] (実施例 3)

本例のターボチャージャ用軸受機構 1 では、環状部材として実施例 2 におけるカラー 13 (図 4 参照) に替えて、図 9、図 10 に示すように、環状部

材 1 3 1 を採用している。そして、図 9 に示すように、実施例 2 と同様に、ロータシャフト 1 0 は、タービンシャフト 1 1 側に形成された大径部 1 0 e と、コンプレッサインペラ 1 2 側に形成されるとともに、大径部 1 0 e の直径よりも小さい直径を有する小径部 1 0 f と、大径部 1 0 e と小径部 1 0 f との間に形成される段差部 1 0 g とを有する。そして、環状部材 1 3 1 には小径部 1 0 f が挿通されるとともに、小径部 1 0 f に焼嵌めされたカラー 1 3 と段差部 1 0 g とによって挟持されている。環状部材 1 3 1 には端部対向部 8 0 において、図 1 0 に示すように、外縁 1 3 1 a から内側に向かって、凹状の係合部 2 5 が直径方向に一对形成されている。なお、その他、実施例 2 と同等の構成には、同一の符号を付してその説明を省略する。

[0081] 本例のターボチャージャ用軸受機構 1 によれば、環状部材 1 3 1 をカラー 1 3 とは別に設けることにより、係合部 2 5 を形成するための加工が容易となるとともに簡易な構成で係合部 2 5 を形成することができるため、製造コストの低減を図ることができる。なお、本例の場合においても、カラー 1 3 に係合部 2 5 を形成することによる作用効果を除いて、実施例 2 の場合と同等の作用効果を奏する。

[0082] (実施例 4)

本例のターボチャージャ用軸受機構 1 では、実施例 2 における突出部 2 4 及び係合部 2 5 (図 4 ~ 図 7 参照) に替えて、図 1 1 ~ 図 1 3 に示す突出部 2 4 0 及び係合部 2 5 0 を備える。図 1 1 に示すように、コンプレッサインペラ 1 2 側に設けられる突出部 2 4 0 は、環状部材 1 3 2 に形成されている。環状部材 1 3 2 は、実施例 3 における環状部材 1 3 1 (図 9 参照) と同様に、カラー 1 3 と段差部 1 0 f とによって挟持されている。図 1 2 に示すように、環状部材 1 3 2 には、突出部 2 4 0 が直径方向に一对形成されている。突出部 2 4 0 は、環状部材 1 3 2 の外縁 1 3 2 a から径方向外側に突出するとともに、図 1 1 に示すように、内輪 2 1 側に向けて屈曲されている。

[0083] また、図 1 1、図 1 3 に示すように、拡径部 1 1 1 には、タービンインペラ 1 1 側に設けられる突出部 2 4 0 が形成されている。当該突出部 2 4 0 は

、内輪 2 1 に向けてリブ状に延びるように、直径方向に一对形成されている。

[0084] また、図 1 4 に示すように、内輪 2 1 の軸方向端部 2 1 b には、凹状に形成された係合部 2 5 0 が形成されている。係合部 2 5 0 は直径方向に一对形成されている。なお、内輪 2 1 の軸方向端部 2 1 c にも同様に係合部 2 5 0 が直径方向に一对形成されている。そして、図 1 1 に示すように、環状部材 1 3 2 及び拵径部 1 1 1 に形成された突出部 2 4 0 がそれぞれ、係合部 2 5 0 に係合することとなる。これにより、ロータシャフト 1 0 の軸回転に伴って、内輪 2 1 が連れ回りすることとなる。その他、実施例 2 と同等の構成には、同一の符号を付してその説明を省略する。本例のターボチャージャ用軸受機構 1 においても、実施例 3 の場合と同等の作用効果を奏する。

[0085] なお、本例では、図 1 3 に示すように、内輪 2 1 の軸方向端部 2 1 b、2 1 c の両方に係合部 2 5 0 を設けたが、軸方向端部 2 1 b、2 1 c のいずれか一方に係合部 2 5 0 (図 1 4 参照) を形成するとともに、他方に実施例 2 の場合の突出部 2 4 (図 8 参照) を形成することとしてもよい。この場合には、係合部 2 5 0 (図 1 4 参照) に係合する突出部 2 4 0 が形成された環状部材 1 3 2 (図 1 2 参照) 又は拵径部 1 1 1 (図 1 3 参照) と、突出部 2 4 が係合する係合部 2 5 (図 4 参照) がそれぞれ形成されることとする。これらの場合においても、上述の作用効果を奏する。

[0086] (実施例 5)

実施例に係るターボチャージャ用軸受機構 1 につき、図 1 5 ~ 図 1 8 を用いて説明する。

本例のターボチャージャ用軸受機構 1 は、図 1 5 に示すように、ロータシャフト 1 0 と、ボールベアリング 2 0 と、リテーナ 6 0 と、ハウジング 3 0 とを備える。

ロータシャフト 1 0 は、一端 1 0 a にタービンインペラ 1 1 が取り付けられ、他端 1 0 b にコンプレッサインペラ 1 2 が取り付けられている。

ボールベアリング 2 0 は、互いに相対的に回転可能に支持された内輪 2 1

と外輪 22 とを備える。

リテーナ 60 は、外輪 22 を保持している。

ハウジング 30 は、ロータシャフト 10、ボールベアリング 20、及びリテーナ 60 を収納して、軸受ハウジングを構成している。

内輪 21 とロータシャフト 10 の外周面 10c との間にはオイルが膜状に介在してオイルフィルムダンパ 50 が形成されている。

[0087] そして、本例では、内輪 21 は、オイルフィルムダンパ 50 を介して、ロータシャフト 10 の回転に伴って連れ回りするように構成されている。

[0088] 以下、本例のターボチャージャ用軸受機構 1 につき、詳述する。

図 15 に示すように、ロータシャフト 10 の一端 10a には、タービンインペラ 11 が一体的に設けられている。タービンインペラ 11 はタービンハウジング 33 内に収納されている。一方、ロータシャフト 10 の他端 10b は、カラー 13 及びコンプレッサインペラ 12 に挿通されており、これらは軸端ナット 14 によって抜け及び回転止めされている。そして、コンプレッサインペラ 12 はコンプレッサハウジング 34 に収納されている。タービンハウジング 33 とコンプレッサハウジング 34 との間には、ロータシャフト 10 の軸受ハウジングとしてのハウジング 30 が設けられている。

[0089] 図 15 に示すように、ハウジング 30 内には、リテーナ 60 を介して、ロータシャフト 10 を軸受けするボールベアリング 20 が保持されている。リテーナ 60 には、ボールベアリング 20 回りにオイルを供給するためのオイル供給路 61 と、ボールベアリング 20 回りからオイルを排出するオイル排出路 63 とが形成されている。

[0090] オイル供給路 61 は、図 16 に示すように、ロータシャフト 10 に近づくほどオイルフィルムダンパ 50 に近づくように傾斜して形成されている。本例では、オイル供給路 61 はリテーナ 60 を直線状に貫通している。したがって、オイル供給路 61 の中心を通り、リテーナ 60 におけるオイル供給路 61 の貫通方向に平行な仮想線である中心線 L は直線状となっている。オイル供給路 61 の出口（オイル供給路 61 における内輪 21 側の端部）は、オ

イル供給路61を流通するオイルを内輪21に向けて吐出するように開口したオイル吐出口611を形成している。本例では、図15に示すように、軸方向Xの両端に形成されたオイルフィルムダンパ50のそれぞれにオイルを供給するように、オイル供給路61が2か所に設けられている。オイル排出路63はハウジング30の鉛直方向の下側に形成されており、オイル排出路63の下方にはハウジング30の外部に開口するオイル排出口63bが形成されている。なお、2か所のオイル供給路61の間に、軸方向Xに垂直に延びる補助オイル供給路を形成してもよい。

[0091] 図16に示すように、オイル供給路61の中心線Lはロータシャフト10の軸心10dに対して傾斜している。中心線Lと軸心10dとのなす角 α は 45° 以下とすることが好ましく、 30° 以下とすることがより好ましく、本例では、 α は 30° である。

[0092] ボールベアリング20は、図15に示すように、内輪21と外輪22とを有している。内輪21は略円筒形を成している。内輪21の軸方向Xにおける両端部領域には、ロータシャフト10の外周面10cとの間にオイルフィルムダンパ50を形成するダンパ形成部211が形成されている。本例では、ダンパ形成部211の内径は、ロータシャフト10の外径よりも0.05~0.1mm程度大きくなっている。

[0093] 軸方向Xにおける内輪21の中央領域212は、ダンパ形成部211の内径よりも大きい内径を有している。本例では、中央領域212の内径は、ロータシャフト10の外径よりも0.2mm程度以上大きくなっている。したがって、中央領域212における内輪21とロータシャフト10の外周面10cとの間の隙間Qは、ダンパ形成部211とロータシャフト10の外周面10cとの間の隙間P（すなわち、オイルフィルムダンパ50の厚さ）の2倍以上となっている。両隙間P、Qは、内輪21の中心とロータシャフト10の中心とを合わせた静止状態において、周方向に一定の大きさとなっている。

[0094] 図16に示すように、吐出口対向部213は、オイル吐出口611から吐

出されるオイルの吐出方向に対向する位置に形成されており、ダンパ形成部 211 と中央領域 212 との間に位置している。本例では、吐出口対向部 213 は中心線 L と直交している。

[0095] 吐出口対向部 213 には、オイル流通孔 214 が形成されている。オイル流通孔 214 は、図 16 に示すように、ロータシャフト 10 の軸心 10d 及びオイル供給路 61 の中心線 L を含む断面において、オイル供給路 61 の中心線 L 上に形成されている。本例では、オイル流通孔 214 の開口幅 d2 は、オイル吐出口 611 の直径 d1 よりも大きくなっている。オイル流通孔 214 は複数形成され、周方向に等間隔に配列しており、本例では、4 個のオイル流通孔 214 が周方向に等間隔に配列している。

[0096] 図 16 に示すように、内輪 21 には、軸方向 X において、ダンパ形成部 211 と吐出口対向部 213 との間に、ロータシャフト 10 の外周面 10c との間にオイルを貯留するオイル貯留部 51 を形成する貯留部形成部 216 が形成されている。貯留部形成部 216 はダンパ形成部 211 よりも拡径されており、ダンパ形成部 211 側の壁面 216a は、ロータシャフト 10 の軸心 10d 及び中心線 L を含む断面において、中心線 L に平行に形成されている。オイル流通孔 214 を介して供給されたオイルは、オイル貯留部 51 を通じてオイルフィルムダンパ 50 に供給されることとなる。

[0097] 図 16 に示すように、内輪 21 におけるコンプレッサインペラ 12 側の軸方向端部 21b には、切り欠かれて凹状に形成されたオイル排出溝 219 が形成されている。図 4 に示すように、オイル排出部 219 は、内輪 21 の直径方向に二対設けられている。オイル排出溝 219 は、後述の排出部形成部 218 とともにオイル排出部 52 を形成している。図 15 に示すように、内輪 21 におけるタービンインペラ 11 側の軸方向端部 21c にも、コンプレッサインペラ 12 側と同様に切り欠かれて凹状に形成されたオイル排出溝 219 が形成されている。

[0098] 図 16 に示すように、内輪 21 におけるコンプレッサインペラ 12 側の軸方向端部 21b において、隣り合うオイル排出溝 219 の間には、後述する

カラー 13 における端部対向部 80 (コンプレッサ側端部対向部 80 b) に対向する対向面 53 が形成されている。内輪 21 におけるタービンインペラ 11 側の軸方向端部 21 c においても、隣り合うオイル排出溝 219 の間には、後述する拡径部 111 における端部対向部 80 (タービン側端部対向部 80 a) に対向する対向面 53 が形成されている。そして、両対向面 53 と端部対向部 80 (コンプレッサ側端部対向部 80 b、タービン側端部対向部 80 a) との間は所定の大きさとなっており、対向面 53 及び端部対向部 80 により、ロータシャフト 10 のスラスト方向 (すなわち、軸方向 X) の位置決めがなされている。

[0099] 図 15 に示すように、ロータシャフト 10 は、一端 10 a 側に大径部 10 e を有し、他端 10 b 側に小径部 10 f を有する。小径部 10 f は大径部 10 e の直径よりも小さい直径を有しており、大径部 10 e と小径部 10 f との間には、段差部 10 g が形成されている。コンプレッサインペラ 12 は小径部 10 f に設けられており、コンプレッサインペラ 12 と段差部 10 g との間には環状部材としてのカラー 13 が設けられている。カラー 13 は環状をなしており、軸端ナット 14 により小径部 10 f に固定されている。図 16 に示すように、カラー 13 は軸方向端部 21 b の対向面 53 に対向する端部対向部 80 (コンプレッサ側端部対向部 80 b) を備えている。本例では、端部対向部 80 には、図 16、図 17 に示すように、端部対向部 80 を湾状に切り欠いてなるオイルスリンガー 8 が、周方向に等間隔に複数形成されている。

[0100] 図 15 に示すように、ロータシャフト 10 とタービンインペラ 11 とは、ロータシャフト 10 の一端 10 a に設けられた拡径部 111 を介して接合されている。拡径部 111 はロータシャフト 10 の一端 10 a に溶接されて固定されている。拡径部 111 には、カラー 13 と同様に、内輪 21 の軸方向端部 21 c の対向面 53 に対向する端部対向部 80 (タービン側端部対向部 80 a) が形成されている。

[0101] ボールベアリング 20 の外輪 22 は環状を成している。図 15 に示すよう

に、外輪 22 は 2 個備えられており、内輪 21 の軸方向 X における両端部近傍の領域における外周面（ロータシャフト 10 に面する面と反対側の面）に対向するようにそれぞれ配設されている。そして、内輪 21 と外輪 22 との間には、図示しない保持器を介してボール状の回転子 23 が介設されている。これにより、内輪 21 と外輪 22 とは回転子 23 を介して相対的に回転可能に構成されて、ボールベアリング 20 を形成している。外輪 22 は、リテーナ 60 を介してハウジング 30 に固定されており、ロータシャフト 10 がボールベアリング 20 を介して、ハウジング 30 に配されている。

[0102] 内輪 21 の両端部近傍の領域における内輪 21 とロータシャフト 10 との間に形成された隙間 P にはオイルが膜状に介在して、オイルフィルムダンパ 50 がそれぞれ形成されている。図 16 に示すように、内輪 21 のオイル流通孔 214 が、オイル吐出口 611 に対向している状態において、オイルフィルムダンパ 50 は、リテーナ 60 に形成されたオイル供給路 61 から供給されたオイルがオイル流通孔 214 を介して、内輪 21 とロータシャフト 10 との間に入り込んで、オイル貯留部 51 を通じて隙間 P に到達することにより形成される。

[0103] 図 16 に示すように、内輪 21 には、ダンパ形成部 211 における貯留部形成部 216 と反対側には、上述のオイル排出溝 219 とともにオイル排出部 52 を形成する排出部形成部 218 が形成されている。本例では、排出部形成部 218 は、内輪 21 の軸方向 X の両端部において、ロータシャフト 10 の外周面 10c から離隔することにより、排出部形成部 218 と外周面 10c との間を通じて、オイルフィルムダンパ 50 からオイルを排出させるオイル排出部 52 を形成している。

[0104] そして、オイル排出部 52 に対向する位置にはオイル排出部 52 から排出されたオイルをロータシャフト 10 の径方向外側に飛散させるように凹状に形成されたオイルスリンガー 8 が設けられている。本例では、図 15 に示すように、オイルスリンガー 8 はコンプレッサインペラ 12 側に設けられるカラー 13 及びタービンインペラ 11 の拡径部 111 にそれぞれ形成されてい

る。図16に示すように、オイルスリンガー8は、カラー13のボールベアリング20側の端部13aを湾状に切り欠いて、図17に示すように、周方向に等間隔に複数形成されている。同様に、拡径部111においても、オイルスリンガー8が複数形成されている。

[0105] ロータシャフト10は以下のようにハウジング30に組み付けられる。まず、ボールベアリング20の内輪21をリテーナ60の内側に挿入する。そして、リテーナ60の軸方向Xの両端側からリテーナ60に回転子23及び外輪22をそれぞれ組み付けて、ボールベアリング20を形成させる。その後、ボールベアリング20及びリテーナ60をハウジング30に挿入して、プレート70及びボルト71でハウジング30に挟み込むようにして固定する。その後、タービンインペラ11とロータシャフト10とをハウジング30に挿入する。そして、カラー13及びコンプレッサインペラ12を軸端ナット14で締め付け固定する。

[0106] 本例のターボチャージャ用軸受機構1によれば、オイルフィルムダンパ50がボールベアリング20の内輪21とロータシャフト10との間（隙間P）に形成されているため、オイルフィルムダンパ50内側の部品はロータシャフト10とロータシャフト10に取り付けられたタービンインペラ11及びコンプレッサインペラ12と、ロータシャフト10と連れ回しする内輪21とからなり、オイルフィルムダンパ50内側の部品にボールベアリング20における内輪21以外の部分（外輪22、回転子23、保持器等）は含まれてない。そのため、オイルフィルムダンパ50内側の部品の（慣性）質量が比較的小さくなっている。また、ボールベアリング20の内輪21の内径は、外輪22の外径に比べて充分小さいため、オイルフィルムダンパ50とロータシャフト10の外周面10cとの接触面積が比較的小さくなっている。これらにより、オイルフィルムダンパ50とオイルフィルムダンパ50内側の部品との間に生じる粘性力を比較的小さくできる。

[0107] そして、上記粘性力を小さくできることにより、オイルフィルムダンパ50内側の部品により構成される回転体アッシー100が質量中心を中心に回

転するのを阻害する力が低減されるため、また、オイルフィルムダンパ50内側の部品の（慣性）質量が比較的小さくなっているため、小さいエネルギーでも回転体アッシー100が偏重心回転しやすくなる。その結果、ロータシャフト10の回転に際して、ロータシャフト10の両端にそれぞれ設けられた両インペラ11、12が大きく振れ回ることが抑制される。その結果、異音の発生が防止されるとともに、各インペラ11、12とそれぞれのハウジング33、34とのチップクリアランスを大きくとる必要がないため、運転効率の向上を図ることができる。また、コンプレッサハウジング34にアブレードダブルシールが備えられる場合には、コンプレッサインペラ12が当該アブレードダブルシールに対して過度に接触することが防止されるため、コンプレッサインペラ12の破損やアブレードダブルシールの過度な摩耗が防止される。また、上述の如く、回転体アッシー100が偏重心回転しやすくなっていることから、回転体アッシー100の質量バランスの調整にそれほど高い精度を要しないため、当該質量バランスの調整が容易となり、製造コストの低減を図ることができる。

[0108] また、上述の如く、オイルフィルムダンパ50と回転体アッシー100との間に生じる粘性力を比較的小さくできることにより、回転体アッシー100の回転レスポンスの向上が期待できるため、内燃機関の過渡性能の向上に寄与しうる。

[0109] さらに、低温時などのオイルの粘性が高くなりやすい場合には特に、上記粘性力を小さくできることにより、回転体アッシー100に対するオイルダンピング効果を有効に奏することができる。

[0110] そして、内輪21が、オイルフィルムダンパ50を介して、ロータシャフト10の回転に伴って連れ回りするように構成されている。具体的には、オイルフィルムダンパ50におけるフリクション（すなわち、内輪21とロータシャフト10との間のフリクション）は、ボールベアリング20におけるフリクション（すなわち、内輪21と外輪22との間のフリクション）よりも大きい。そのため、ロータシャフト10が回転すると、ボールベアリング

20において内輪21と外輪22との間に相対回転が生じて、オイルフィルムダンパ50における内輪21とロータシャフト10との間に相対回転が抑制されるため、内輪21がオイルフィルムダンパ50のみを介してロータシャフト10の回転に伴って連れ回りすることができる。したがって、内輪21をロータシャフト10と連れ回りさせるために両者を係合させる機構を別途設ける必要がない。例えば、ロータシャフト10と内輪21とを係合させるためのねじ穴加工をロータシャフト10に施したり、内輪21の端部とオイルスリンガー8とを係合させるための加工を内輪21の端部に施したり、内輪21の端部とカラー13とを係合させるための加工を内輪21の端部やカラー13に施す必要がない。そのため、加工費用が不要となるとともに、回転体アッシー100の質量バランスの調整が容易となり、製造コストを低減できる。

[0111] また、ロータシャフト10へのねじ穴加工が不要となるため、ねじ穴加工を施す場合に比べてロータシャフト10の疲労強度の向上が図られる。そして、当該疲労強度の向上が図られるため、ロータシャフト10の径を大きくする必要がないことから、ボールベアリング20を小型化でき、オイルフィルムダンパ50とボールベアリング20との接触面積を小さくできる。その結果、両者の間に生じる粘性力を小さくすることができ、ターボチャージャ1の運転効率の向上を図ることができる。また、ロータシャフト10の高速回転によるねじのゆるみを考慮する必要がない。

[0112] また、本例では、内輪21は、ロータシャフト10の軸方向Xに沿って延びる筒状に形成され、ロータシャフト10には、内輪21の軸方向端部21b、21cに軸方向Xに対向する端部対向部80が設けられている。そして、軸方向端部21b、21c及び端部対向部80の少なくとも一方（本例では両方）には、オイルフィルムダンパ50から排出されたオイルを排出させるように切り欠かれてなるオイル排出溝219が形成されている。これにより、オイルフィルムダンパ50に供給されたオイルを、オイル排出溝219によって、オイルフィルムダンパ50から排出しやすくなり、ハウジング3

0内におけるオイルの循環が促される。そして、オイルフィルムダンパ50からの排油性が向上し、オイルフィルムダンパ50への注油性が向上する。その結果、オイルがハウジング30内に充満して、ハウジング30の外部に漏れ出ることも防止することができる。

[0113] なお、オイル排出溝219は、一カ所に設けることとしてもよいが、直径方向に一对設けたり、本例のように内輪21の直径方向に二対設けたりするなど、直径方向に対となるように複数設けることが好ましい。回転体アッシー100の重量バランスの調整が容易となるからである。

[0114] なお、オイルフィルムダンパ50からの排油のためには、必ずしもオイル排出溝219及びオイルスリンガー8の両方が形成されていることに限定されず、必要とされる排油性が確保されるのであれば、両者の少なくとも一方が形成されていれば良い。例えば、図19に示す変形例1のように、オイル排出溝219が形成されておらず、オイルスリンガー8が形成された構成であってもよい。変形例1では、オイルフィルムダンパ50に供給されたオイルは、内輪21の軸方向端部21bに形成された排出部形成部218を介してオイルスリンガー8に向けて排出され、オイルスリンガー8により、ロータシャフト10の径方向外側に飛散される。これにより、必要とされる排油性を確保できる。

[0115] また、例えば、図20に示す変形例2のように、オイル排出溝219が形成されており、オイルスリンガー8が形成されていない構成であってもよい。変形例2では、オイルフィルムダンパ50に供給されたオイルは、内輪21の軸方向端部21bに形成された排出部形成部218とオイル排出溝219とを介して、ロータシャフト10の径方向外側に飛散される。これにより、必要とされる排油性を確保できる。

[0116] 以上のように、本例によれば、異音の発生防止や運転効率の向上が図られるとともに、製造コストの低減が図られるターボチャージャ用軸受機構1を提供できる。

[0117] (実施例6)

実施例 6 に係るターボチャージャ用軸受機構 1 につき、図 2 1 ~ 図 2 3 を用いて説明する。実施例 6 に係るターボチャージャ用軸受機構 1 においては、上述の実施例と同等の部材には、特に説明しない限り、同一の符号を付してその説明を省略する。

[0118] 本例では、図 2 1 に示すように、リテーナ 6 0 には、ボールベアリング 2 0 回りにオイルを供給するためのオイル供給路 6 1 と、補助オイル供給路 6 2 との両方が形成されている。オイル供給路 6 1 は、軸方向 X の両端に形成されたオイルフィルムダンパ 5 0 のそれぞれにオイルを供給するように 2 か所に設けられている。補助オイル供給路 6 2 は、2 か所のオイル供給路 6 1 の間に形成されている。なお、図 2 1、図 2 3 に示すように、補助オイル供給路 6 2 は、実施例 1 におけるオイル供給路 6 2 (図 1、2 参照) と同様に形成されている。

[0119] 本例のターボチャージャ用軸受機構 1 によれば、実施例 1 と同等の作用効果を奏する。さらに、実施例 1 では、図 1、図 3 に示すように、オイル供給路 6 2 と内輪 2 1 の軸方向 X の中央領域 2 1 2 に形成された係合部材挿通孔 2 1 5 及びオイル供給孔 2 1 7 とを介して、内輪 2 1 の内側にオイルを供給するように構成されていたが、本例では、これに加えて、主にオイル供給路 6 1 とオイル流通孔 2 1 4 とを介して、内輪 2 1 の内側にオイルを供給するように構成されている。そして、オイル供給路 6 1 はロータシャフト 1 0 に近づくほどオイルフィルムダンパ 5 0 に近づくように傾斜して形成されており、内輪 2 1 には、オイル供給路 6 1 のオイル吐出口 6 1 1 におけるオイル吐出方向 (図 2 2 における矢印) に対向する吐出口対向部 2 1 3 に、オイル流通孔 2 1 4 が形成されている。これにより、オイル供給路 6 1 を介してオイル吐出口 6 1 1 からオイルフィルムダンパ 5 0 に向かう方向に吐出されたオイルがオイル流通孔 2 1 4 から内輪 2 1 の内側に流入して、オイルフィルムダンパ 5 0 に供給されることとなる。その結果、オイル吐出口 6 1 1 から吐出されたオイルが積極的にオイルフィルムダンパ 5 0 に供給されるため、オイルフィルムダンパ 5 0 におけるオイルの潤滑性が向上する。これによ

り、より充分なダンピング効果を得ることができ、異音の発生防止や運転効率の向上を図ることができる。

[0120] 本例では、オイル供給路61はリテーナ60を直線状に貫通するとともに、オイル供給路61の中心線Lは吐出口対向部213と直交している。これにより、オイル吐出口611から吐出されたオイルの進行方向に垂直な面にオイル流通孔214が開口することとなるため、オイル吐出口611から吐出されたオイルがオイル流通孔214に流入しやすくなる。その結果、オイルフィルムダンパ50へのオイルの供給が促されて、オイルフィルムダンパ50におけるオイルの潤滑性が一層向上し、より充分なダンピング効果を得ることができ、異音の発生防止や運転効率の向上を一層図ることができる。

[0121] 本例では、図22に示すように、オイル流通孔214は、ロータシャフト10の軸心10d及びオイル供給路61の中心線Lを含む断面において、当該中心線Lに平行に形成されている。これにより、オイル吐出口611から吐出されたオイルの進行方向とオイル流通孔214の形成方向とが一致するため、オイル流通孔214に流入したオイルが内輪21の内側のオイルフィルムダンパ50に到達しやすくなっている。

[0122] また、オイル供給路61の中心線Lとロータシャフト10の軸心10dとのなす角 α を 45° 以下とすることが好ましく、 30° 以下とすることがさらに好ましく、本例では、 30° としている。これにより、オイル供給路61を介してオイル吐出口611から吐出されたオイルが内輪21の内側のオイルフィルムダンパ50に向かって進行してオイルフィルムダンパ50に積極的に注入されるクサビ効果が奏されるため、オイルフィルムダンパ50におけるオイルの潤滑性が向上し、充分なダンピング効果を得ることができ、異音の発生防止や運転効率の向上を一層図ることができる。

[0123] 本例では、内輪21には、オイルフィルムダンパ50を形成するダンパ形成部211と、ダンパ形成部211と吐出口対向部213との間に、ロータシャフト50の外周面10cとの間にオイルを貯留するオイル貯留部51を形成する貯留部形成部216とが設けられており、貯留部形成部216にお

けるダンパ形成部 2 1 1 側の壁面 2 1 6 a は、ロータシャフト 1 0 の軸心 1 0 d 及びオイル供給路 6 1 の中心線 L を含む断面において、中心線 L に平行に形成されている。これにより、オイル貯留部 5 1 にオイル流通孔 2 1 4 を介して供給されたオイルを貯留することができるとともに、オイル流通孔 2 4 からオイル貯留部 5 1 に流入するオイルによって、オイル貯留部 5 1 に貯留されたオイルをダンパ形成部 2 1 1 側の壁面 2 1 6 a に沿ってオイルフィルムダンパ 5 0 に供給することができる。これにより、オイル貯留部 5 1 に貯留されたオイルが上記クサビ効果により積極的にオイルフィルムダンパ 5 0 に供給されるため、オイルフィルムダンパ 5 0 において、十分なダンピング効果を得ることができ、異音の発生防止や運転効率の向上をより一層図ることができる。

[0124] また、本例では、内輪 2 1 には、ダンパ形成部 2 1 1 におけるオイル貯留部 6 1 と反対側に、オイルフィルムダンパ 5 0 に供給されたオイルを排出するオイル排出部 5 2 を形成する排出部形成部 2 1 8 が形成されており、オイル排出部 5 2 に対向する位置にはオイル排出部 5 2 から排出されたオイルをロータシャフト 1 0 の径方向外側に飛散させるオイルスリンガー 8 が設けられている。これにより、オイルフィルムダンパ 5 0 に供給されたオイルを、オイル排出部 5 2 及びオイルスリンガー 8 によって、オイルフィルムダンパ 5 0 から排出しやすくなり、ハウジング 3 0 内におけるオイルの循環が促されることとなる。これにより、オイルフィルムダンパ 5 0 からの排油性を向上させて、オイルフィルムダンパ 5 0 への注油性を向上させることができる。その結果、オイルがハウジング 3 0 内に充満して、ハウジング 3 0 の外部に漏れ出ることも防止することができる。

[0125] 本例では、リテーナ 6 0 に補助オイル供給路 6 2 を設け、内輪 2 1 に補助オイル供給孔 2 1 7 を設けて、中央領域 2 1 2 から内輪 2 1 の内側にオイルを供給することとしたが、オイル供給路 6 1 及びオイル流通孔 2 1 4 によってオイルフィルムダンパ 5 0 に十分なオイルが供給できる場合には、補助オイル供給路 6 2 及び補助オイル供給孔 2 1 7 を設けないこととしてもよい。

[0126] 以上のように、本例によっても、異音の発生防止や運転効率の向上が図られるとともに、製造コストの低減が図られるターボチャージャ用軸受機構 1 を提供できる。

請求の範囲

- [請求項1] 一端にタービンインペラが取り付けられ、他端にコンプレッサインペラが取り付けられたロータシャフトと、
互いに回転可能に支持された内輪と外輪とを備えるボールベアリングと、
上記外輪を保持するリテーナと、
上記ロータシャフト、上記ボールベアリング及び上記リテーナを収納するハウジングと、
を備え、
上記内輪と上記ロータシャフトの外周面との間にはオイルが膜状に介在してオイルフィルムダンパが形成されている、ターボチャージャ用軸受機構。
- [請求項2] 上記内輪には、係合部材を介して上記ロータシャフトが係合されている、請求項1に記載のターボチャージャ用軸受機構。
- [請求項3] 上記内輪は貫通孔からなるオイル供給孔を有するとともに、上記オイルの少なくとも一部が上記オイル供給孔を介して上記オイルフィルムダンパに供給される、請求項1又は2に記載のターボチャージャ用軸受機構。
- [請求項4] 上記内輪は、上記ロータシャフトの軸方向に沿って延びる筒状に形成され、
上記ロータシャフトには、上記内輪の軸方向端部に軸方向に対向する端部対向部が設けられ、
上記軸方向端部及び上記端部対向部の一方には、他方に向けて突出する突出部が形成されており、上記軸方向端部及び上記端部対向部の他方には、該突出部が係合する係合部が形成されている、請求項1に記載のターボチャージャ用軸受機構。
- [請求項5] 上記端部対向部は、タービンインペラ側の軸方向端部に対向するタービン側端部対向部と、コンプレッサインペラ側の軸方向端部に対向

するコンプレッサ側端部対向部とからなり、上記タービン側端部対向部は、上記ロータシャフトの上記タービンインペラとの接合部に形成され、上記コンプレッサ側端部対向部は、上記コンプレッサインペラ側のカラーに形成される、請求項4に記載のターボチャージャ用軸受機構。

[請求項6] 上記接合部及び上記カラーの少なくとも一方には、上記オイルフィルムダンパから流出したオイルを径方向外側に飛散させるように凹状に形成された複数のオイルスリンガーが設けられており、上記突出部は上記複数のオイルスリンガーの一部に係合して、該オイルスリンガーの一部が上記係合部を構成する、請求項5に記載のターボチャージャ用軸受機構。

[請求項7] 上記ロータシャフトは、上記タービンシャフト側に形成された大径部と、上記コンプレッサインペラ側に形成されるとともに、上記大径部の直径よりも小さい直径を有する小径部と、上記大径部と上記小径部との間に形成される段差部とを有し、該段差部と上記コンプレッサインペラ側のカラーとの間には上記小径部が挿通された環状部材が挟持されており、該環状部材に上記コンプレッサ側に位置する上記端部対向部が形成されている、請求項4に記載のターボチャージャ用軸受機構。

[請求項8] 上記内輪は、上記オイルフィルムダンパを介して、上記ロータシャフトの回転に伴って連れ回りするように構成されている、請求項1に記載のターボチャージャ用軸受機構。

[請求項9] 上記内輪は、上記ロータシャフトの軸方向に沿って延びる筒状に形成され、上記ロータシャフトには、上記内輪の軸方向端部に軸方向に対向する端部対向部が設けられ、上記軸方向端部及び上記端部対向部の少なくとも一方には、上記オイルフィルムダンパから排出されたオイルを排出するように切り欠かれてなるオイル排出溝が形成されている、請求項8に記載のターボチャージャ用軸受機構。

[請求項10] 上記リテーナは、上記オイルを流通させるとともに、上記ロータシャフトに近づくほど上記オイルフィルムダンパに近づくように傾斜したオイル供給路を有し、該オイル供給路は該オイル供給路を流通するオイルを上記内輪に向けて吐出するオイル吐出口を上記内輪側の端部に有し、

上記内輪は、円筒状に形成されるとともに、上記オイル吐出口から吐出されるオイルの吐出方向に対向する吐出口対向部を有し、該吐出口対向部には、上記オイル吐出口から吐出されたオイルを上記内輪の内側に流通させて上記オイルフィルムダンパに供給するオイル流通孔が形成されている、請求項1～9のいずれか一項に記載のターボチャージャ用軸受機構。

[請求項11] 上記オイル供給路は上記リテーナを直線状に貫通するとともに、上記オイル供給路の中心線は上記吐出口対向部と直交する、請求項10に記載のターボチャージャ用軸受機構。

[請求項12] 上記オイル供給路の中心線と上記ロータシャフトの軸心とのなす角が 45° 以下である、請求項11に記載のターボチャージャ用軸受機構。

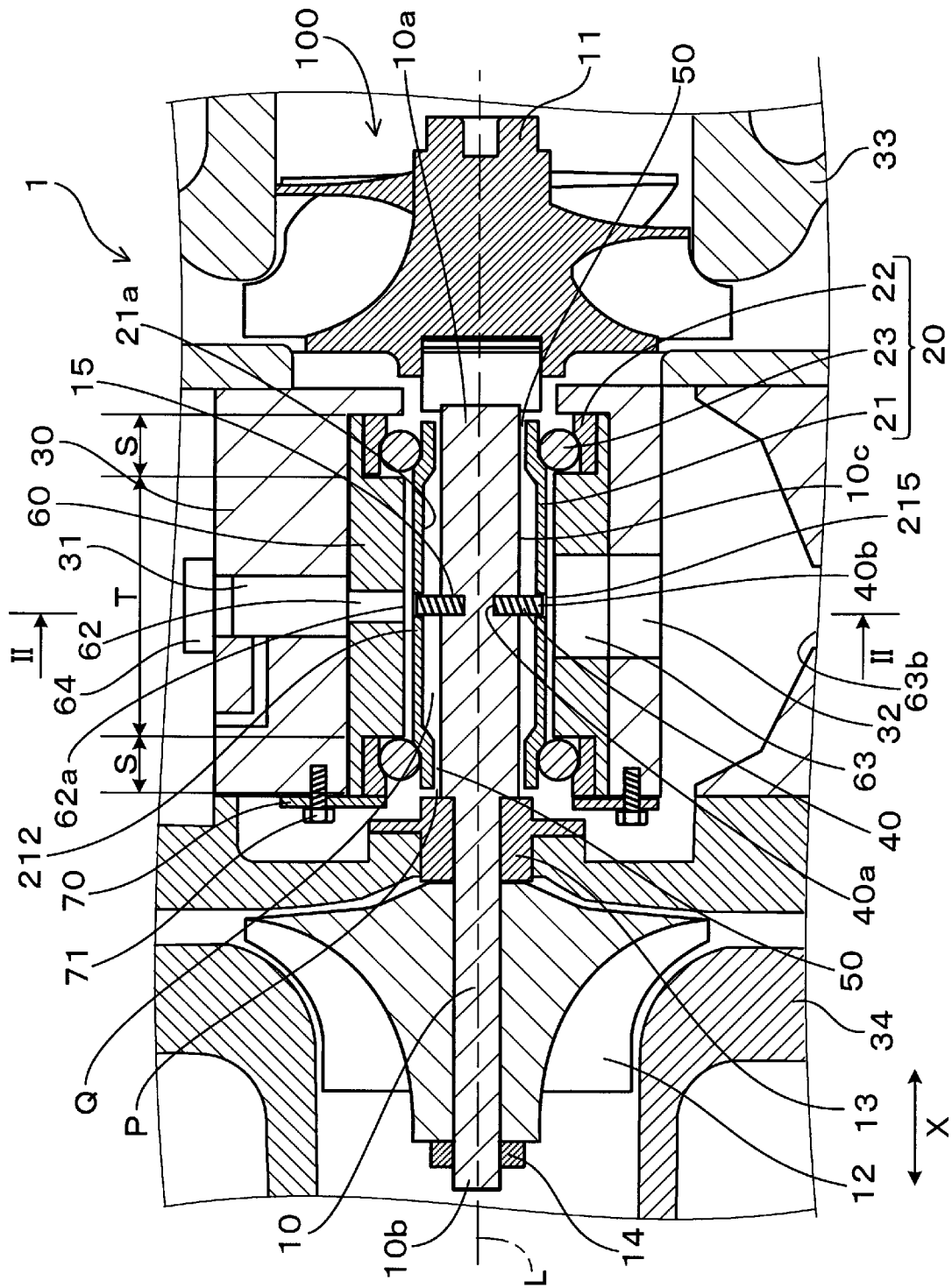
[請求項13] 上記内輪には、上記オイルフィルムダンパを形成するダンパ形成部と、該ダンパ形成部と上記吐出口対向部との間に、上記ロータシャフトの外周面との間にオイルを貯留するオイル貯留部を形成する貯留部形成部とが設けられており、該貯留部形成部における上記ダンパ形成部側の壁面は、上記ロータシャフトの軸心及び上記オイル供給路の中心線を含む断面において、該中心線に平行に形成されている、請求項11又は12に記載のターボチャージャ用軸受機構。

[請求項14] 上記内輪には、上記ダンパ形成部における上記オイル貯留部と反対側に、上記オイルフィルムダンパに供給されたオイルを排出するオイル排出部を形成する排出部形成部が形成されており、該オイル排出部に対向する位置には該オイル排出部から排出されたオイルを上記ロー

タシャフトの径方向外側に飛散させるオイルスリンガーが設けられている、請求項 1 3 に記載のターボチャージャ用軸受機構。

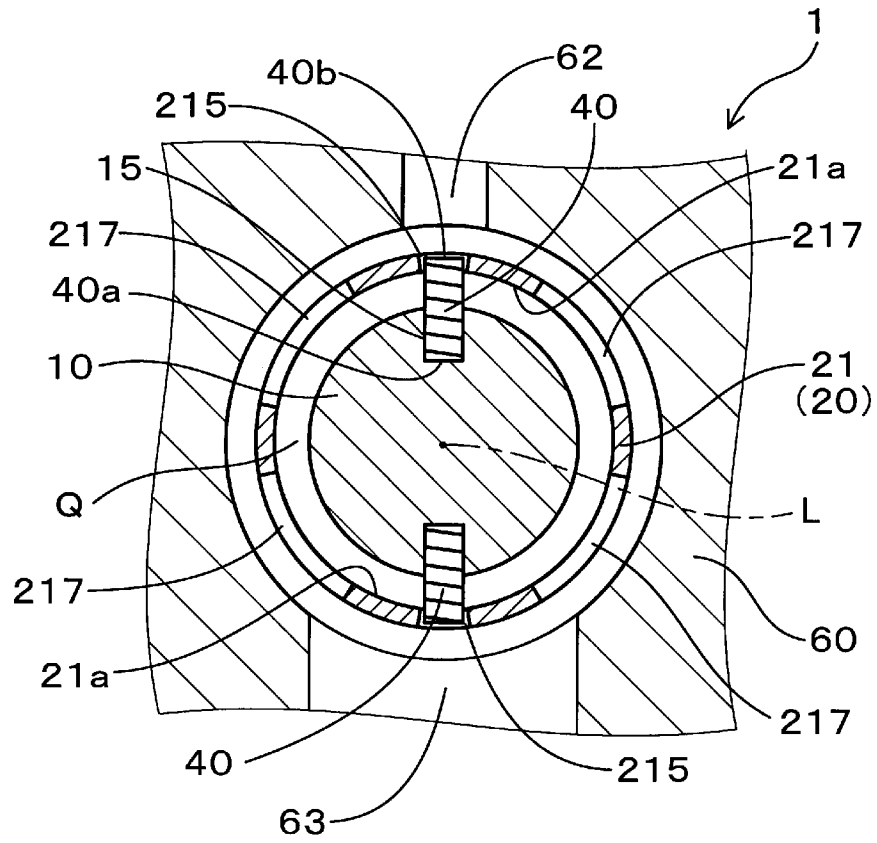
[図1]

(図1)



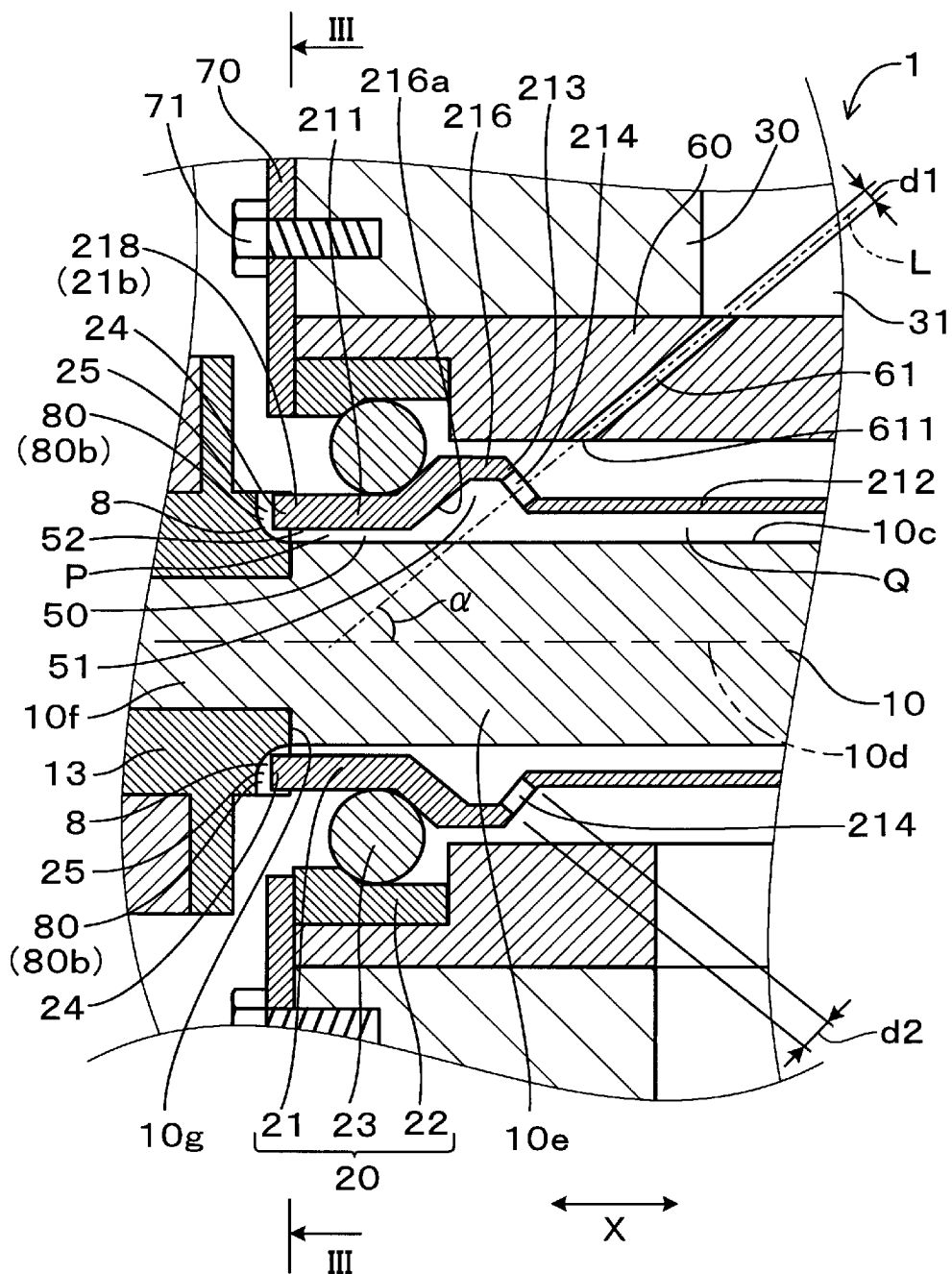
[図2]

(図2)



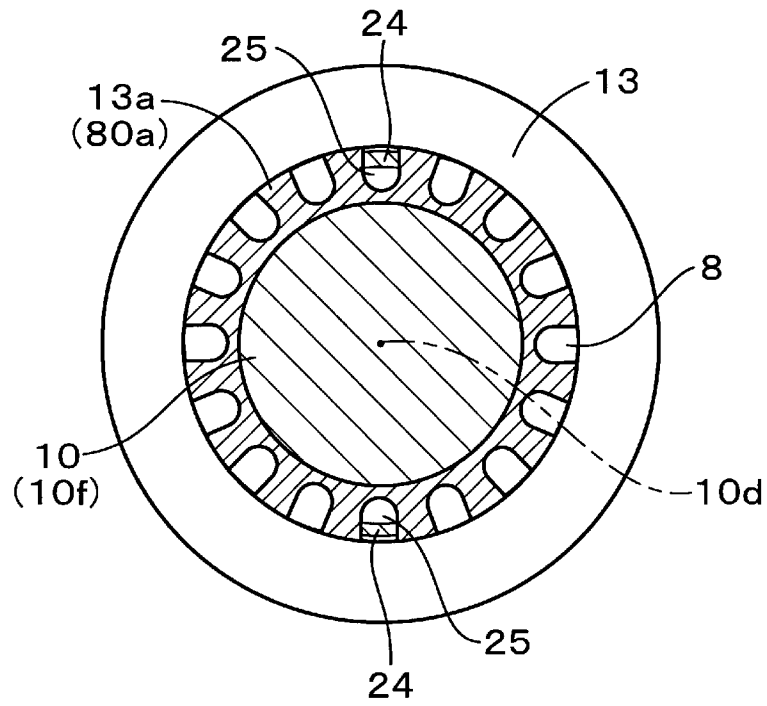
[図5]

(図5)



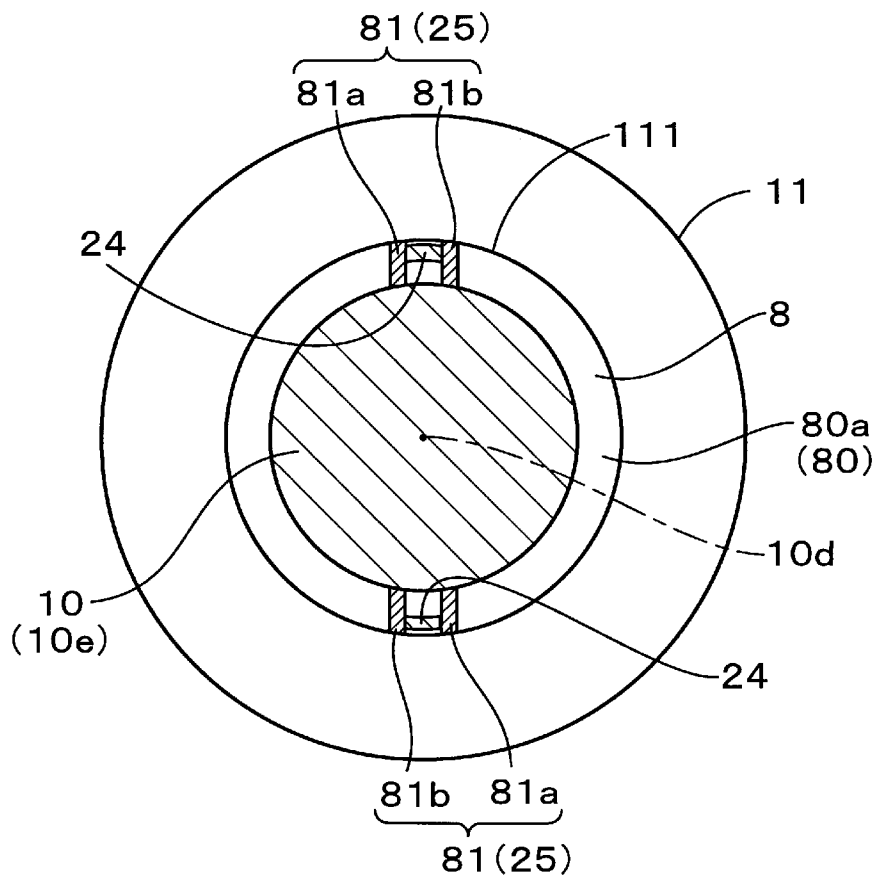
[図6]

(図6)



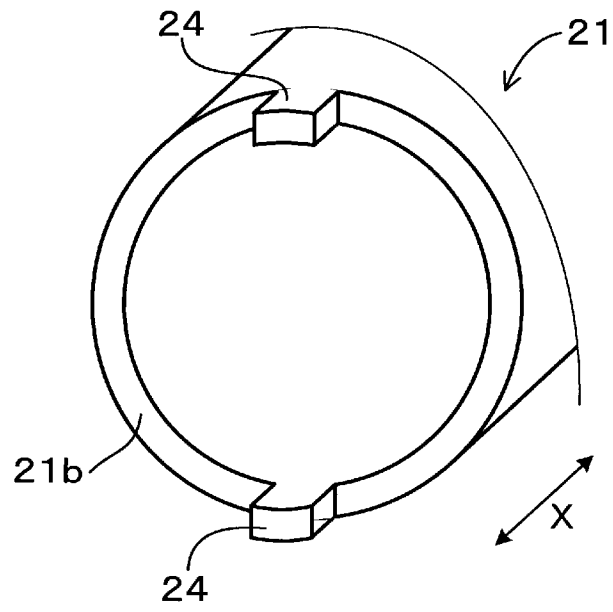
[図7]

(図7)



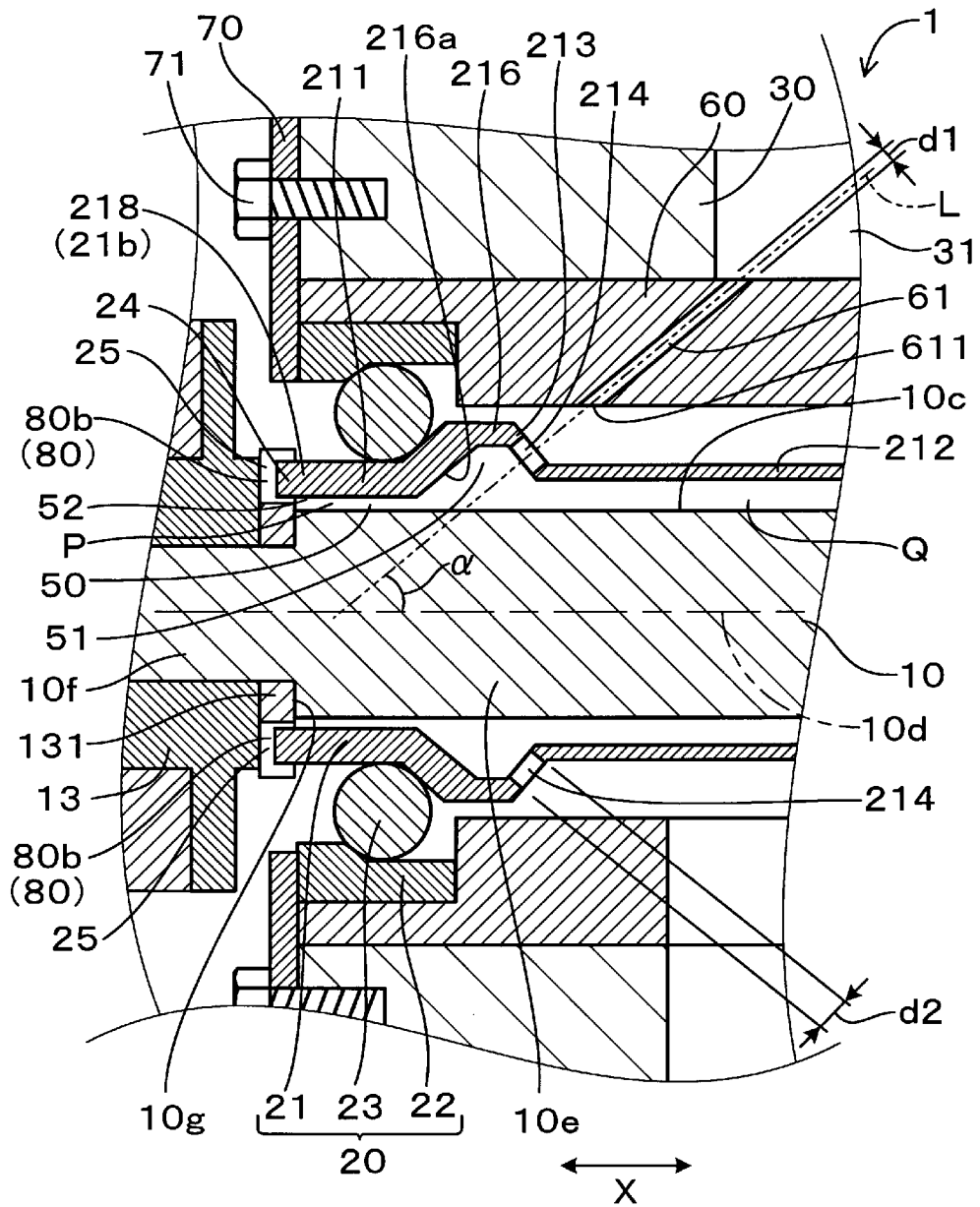
[図8]

(図8)



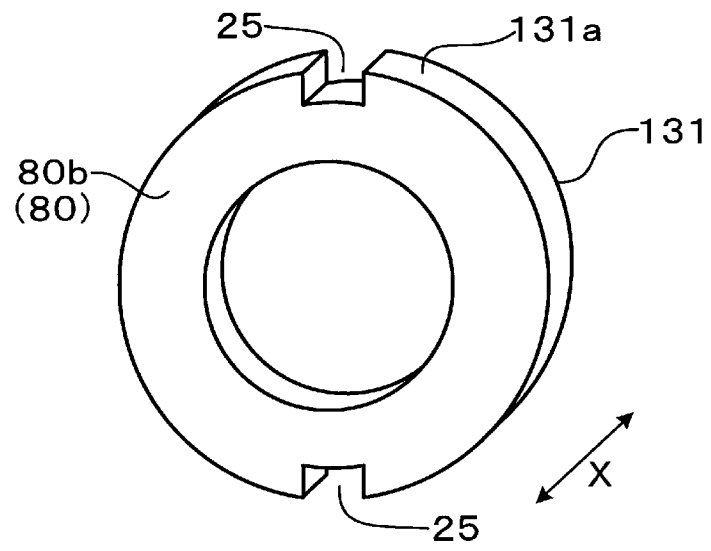
[図9]

(図9)



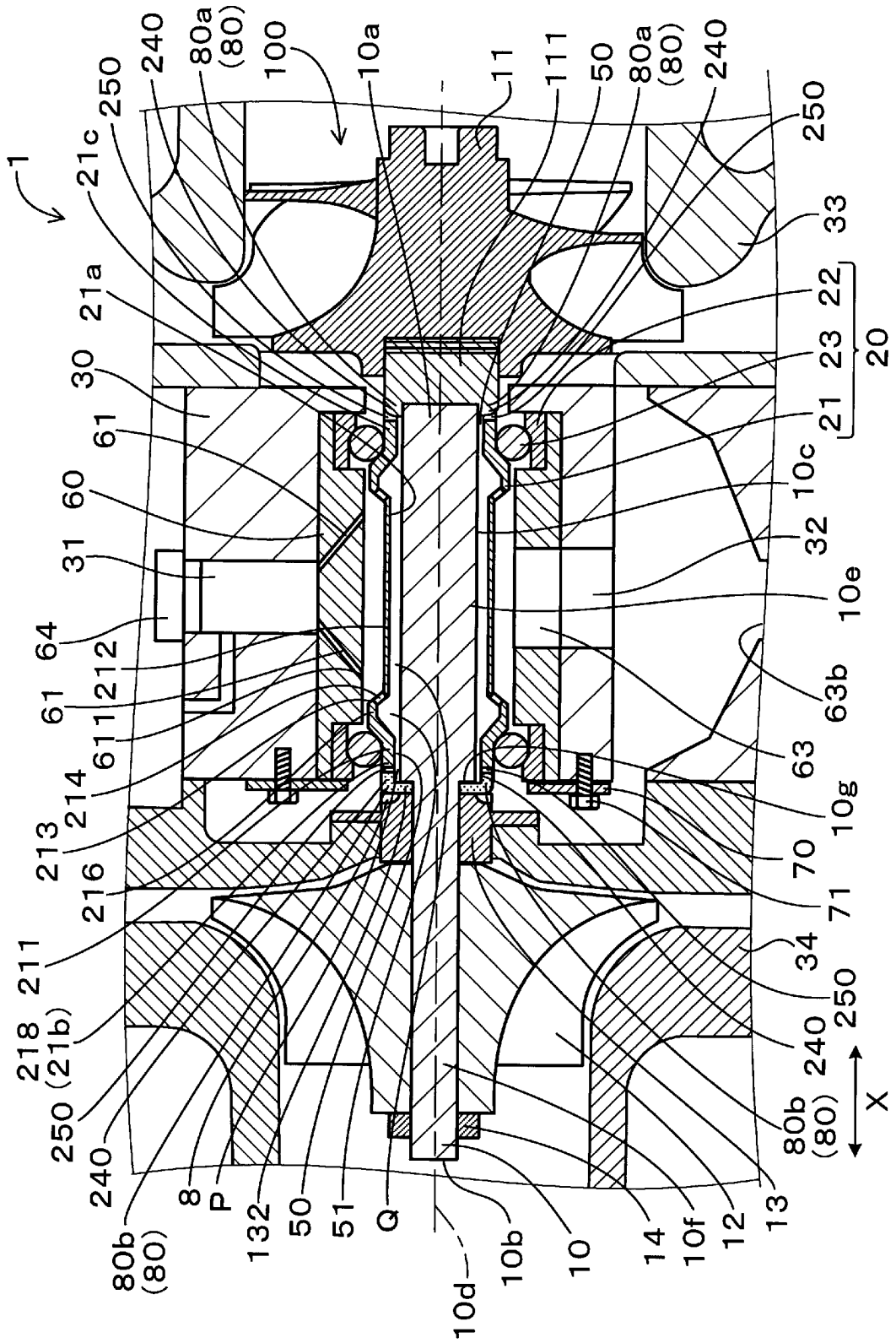
[図10]

(図10)



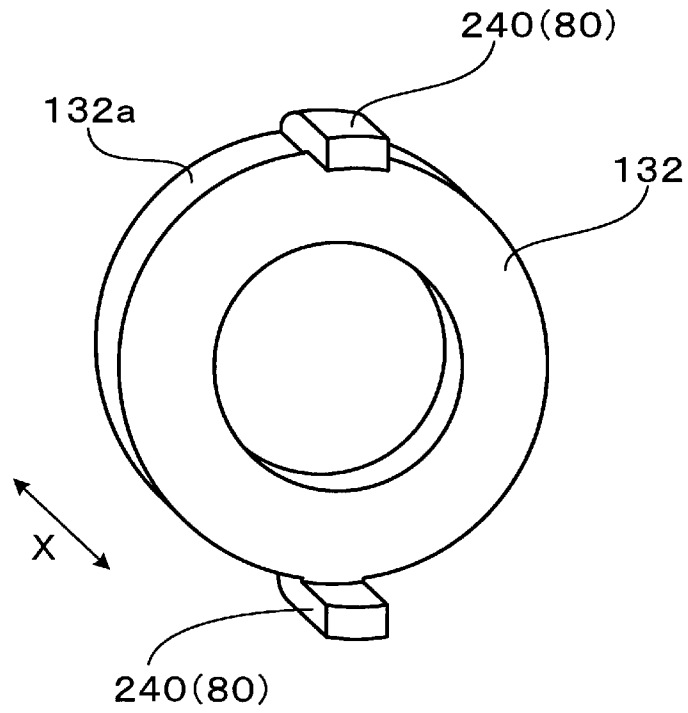
[図11]

(図11)



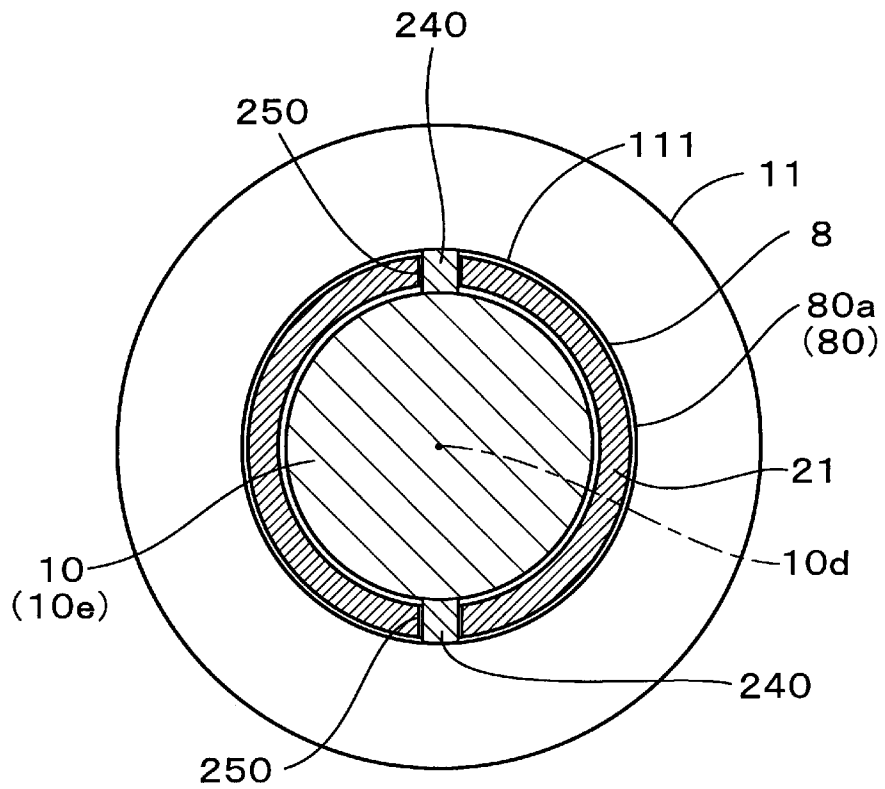
[図12]

(図12)



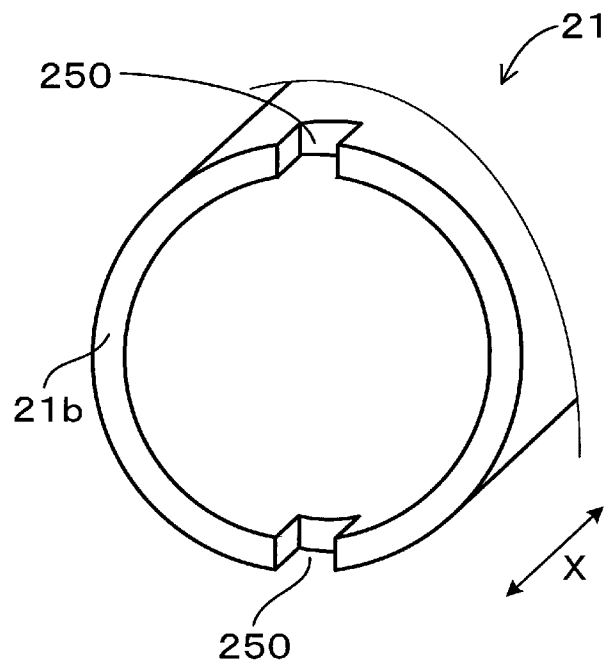
[図13]

(図13)



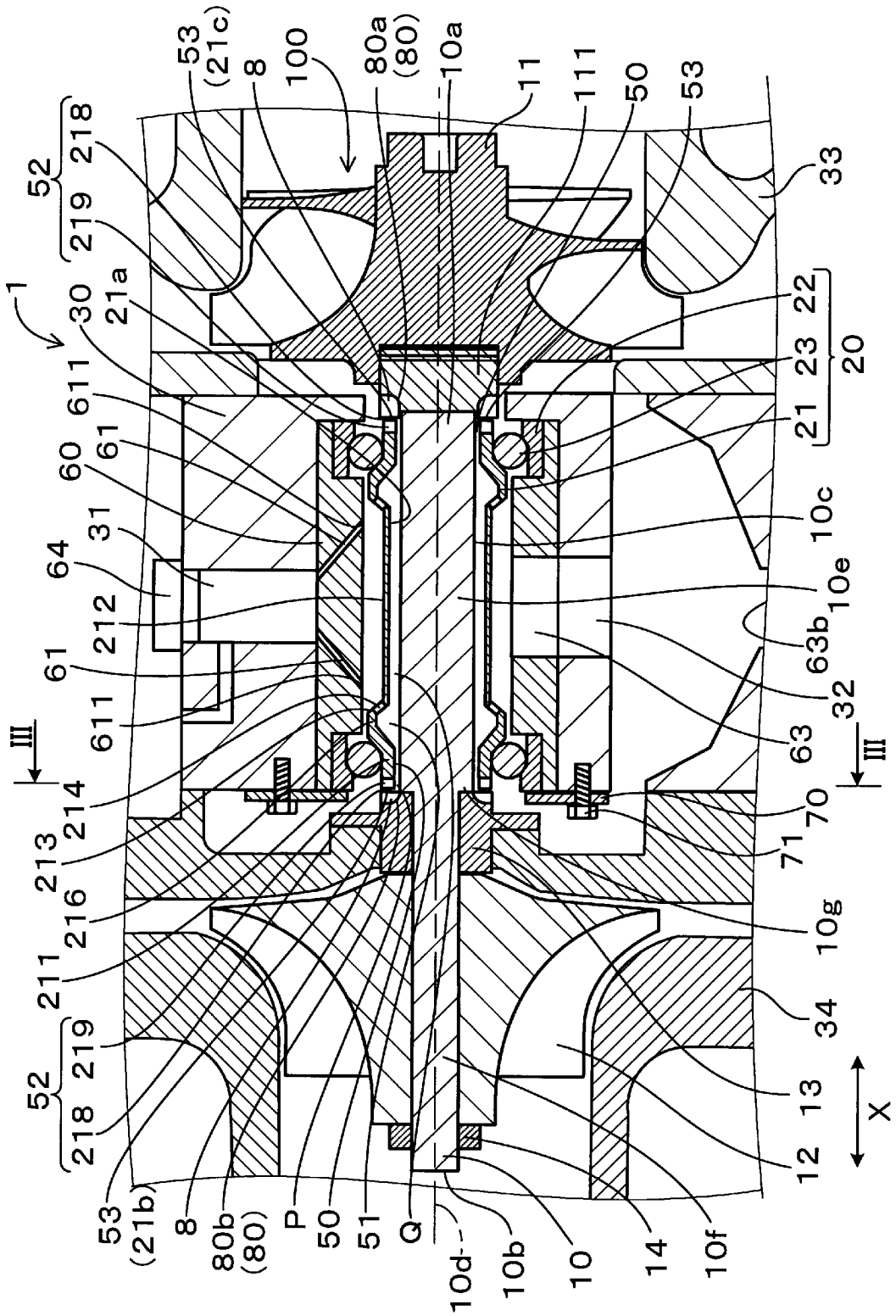
[図14]

(図14)



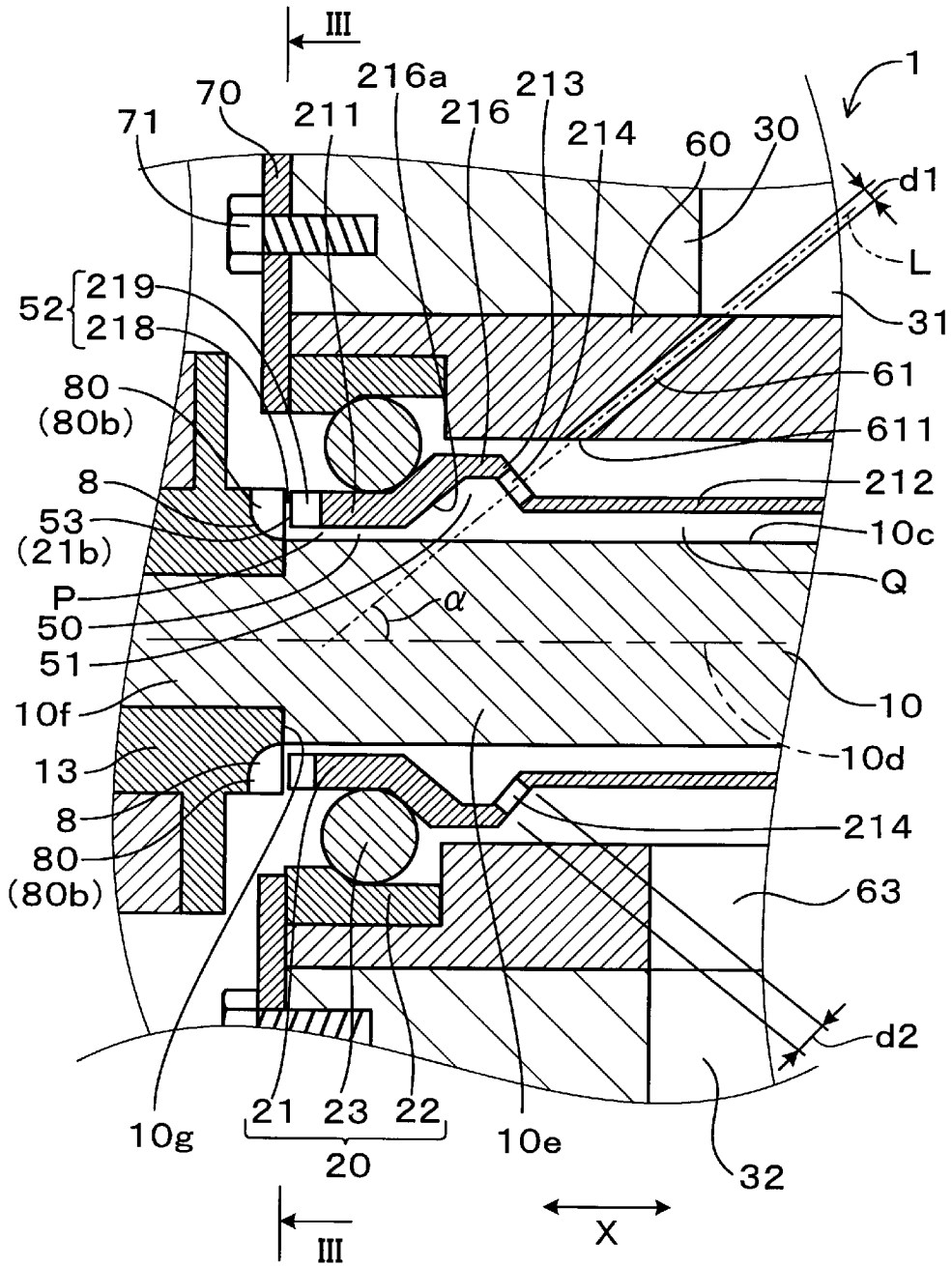
[図15]

(図15)



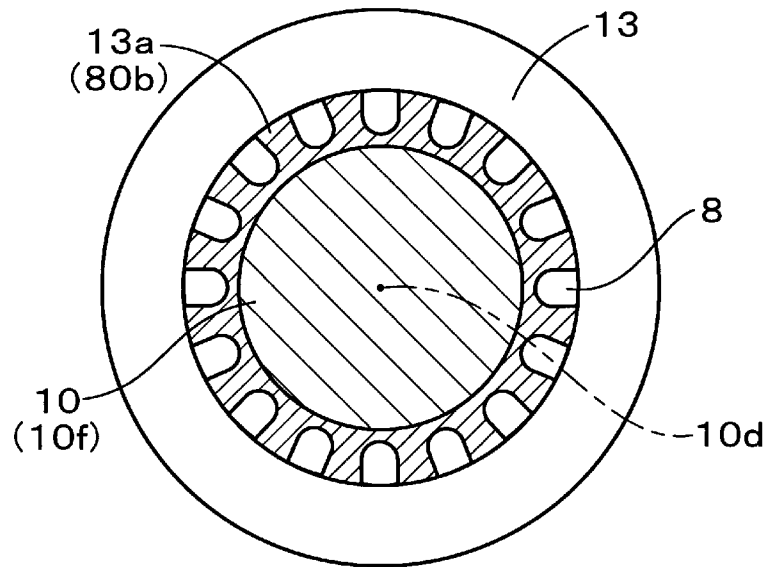
[図16]

(図16)



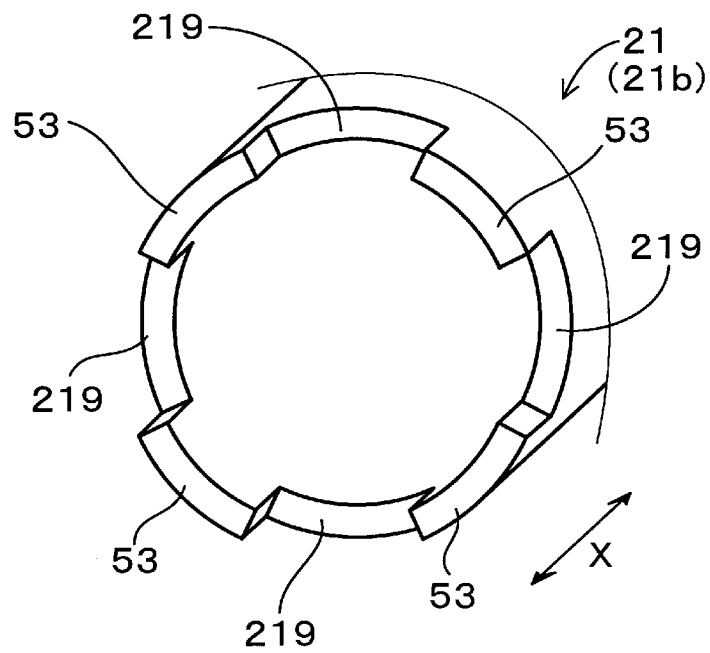
[図17]

(図17)



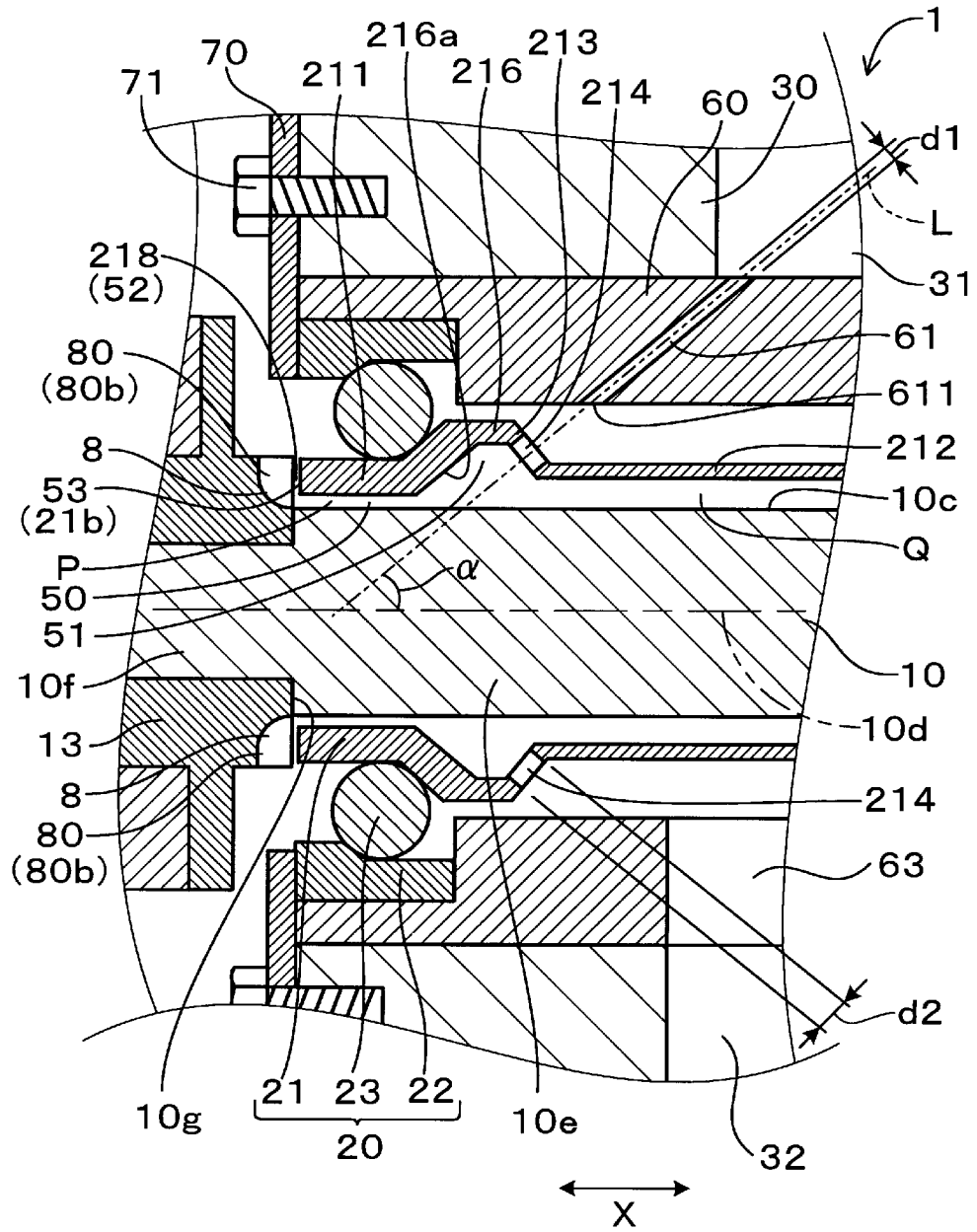
[図18]

(図18)



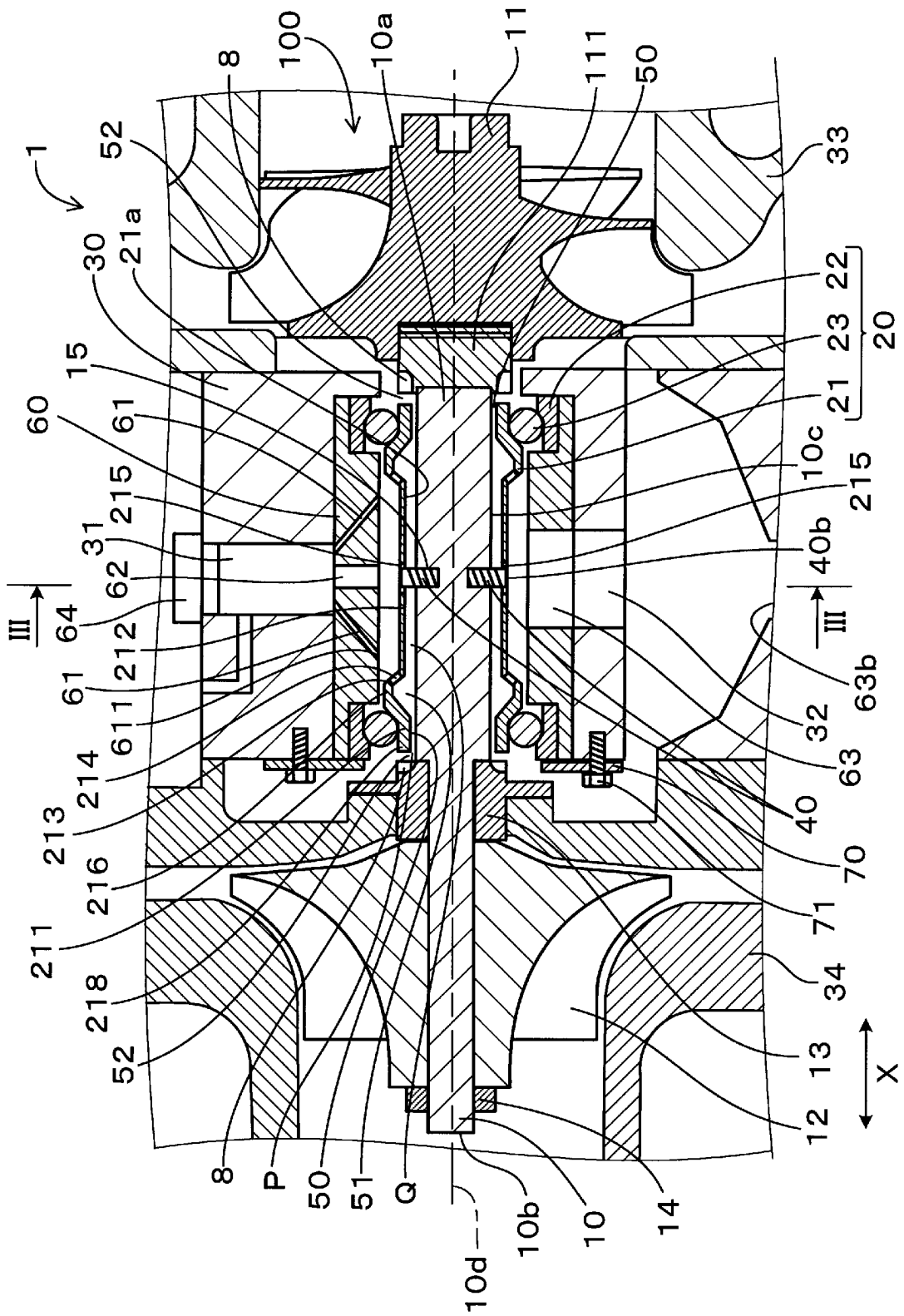
[図19]

(図19)



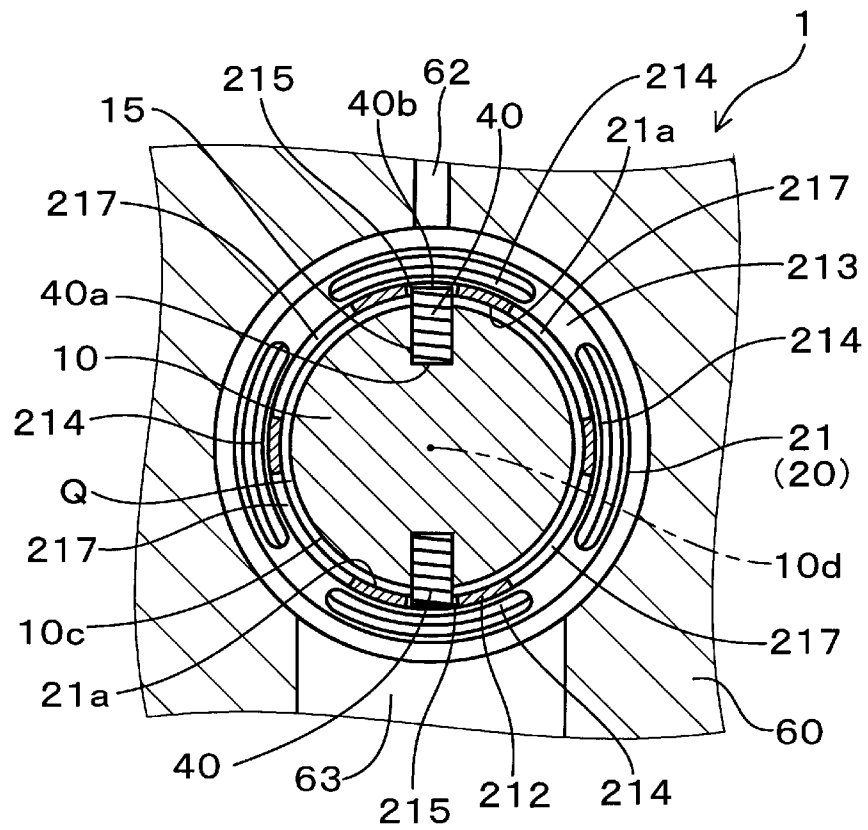
[図21]

(図 21)



[図23]

(図 23)



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2015/076575

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F02B39/00(2006.01)i, F01D25/16(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)
F02B39/00, F01D25/16

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	1996-2015
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2015	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2015

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 A	JP 2002-129967 A (NSK Ltd.), 09 May 2002 (09.05.2002), paragraphs [0019] to [0026]; fig. 1 to 3 (Family: none)	1-3, 8, 10 4-7, 9, 11-14
Y A	JP 4424874 B2 (Nippon Soken, Inc.), 03 March 2010 (03.03.2010), paragraphs [0016] to [0028]; fig. 1 to 4 (Family: none)	1-3, 8, 10 4-7, 9, 11-14
A	JP 2013-245663 A (IHI Corp.), 09 December 2013 (09.12.2013), paragraphs [0015] to [0043]; fig. 1 to 4 (Family: none)	1-14

Further documents are listed in the continuation of Box C. See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"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
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"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
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"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
"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)	"&" document member of the same patent family
"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	

Date of the actual completion of the international search 10 December 2015 (10.12.15)	Date of mailing of the international search report 22 December 2015 (22.12.15)
--	---

Name and mailing address of the ISA/ Japan Patent Office 3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915, Japan	Authorized officer Telephone No.
--	---

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC）） Int.Cl. F02B39/00(2006.01)i, F01D25/16(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（IPC）） Int.Cl. F02B39/00, F01D25/16		
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 1922-1996年 日本国公開実用新案公報 1971-2015年 日本国実用新案登録公報 1996-2015年 日本国登録実用新案公報 1994-2015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 請求項の番号
Y A	JP 2002-129967 A（日本精工株式会社）2002.05.09, 段落【0019】～【0026】、図1～3（ファミリーなし）	1-3, 8, 10 4-7, 9, 11-14
Y A	JP 4424874 B2（株式会社日本自動車部品総合研究所）2010.03.03, 段落【0016】～【0028】、図1～4（ファミリーなし）	1-3, 8, 10 4-7, 9, 11-14
A	JP 2013-245663 A（株式会社IHI）2013.12.09, 段落【0015】～【0043】、図1～4（ファミリーなし）	1-14
<input type="checkbox"/> C欄の続きにも文献が列挙されている。 <input type="checkbox"/> 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 「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの 「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 「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） 「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献 「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願日の後に公表された文献 「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 「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 「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 「&」同一パテントファミリー文献		
国際調査を完了した日 10.12.2015	国際調査報告の発送日 22.12.2015	
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁（ISA/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） 赤間 充 電話番号 03-3581-1101 内線 3355	3G 3926