

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5705665号  
(P5705665)

(45) 発行日 平成27年4月22日(2015. 4. 22)

(24) 登録日 平成27年3月6日(2015. 3. 6)

(51) Int.Cl.

F 1

F 1 6 C 17/18 (2006.01)

F 1 6 C 17/18

F 0 2 B 39/00 (2006.01)

F 0 2 B 39/00

K

F 0 2 B 39/14 (2006.01)

F 0 2 B 39/14

B

請求項の数 2 (全 11 頁)

(21) 出願番号 特願2011-145797 (P2011-145797)  
 (22) 出願日 平成23年6月30日(2011. 6. 30)  
 (65) 公開番号 特開2013-11331 (P2013-11331A)  
 (43) 公開日 平成25年1月17日(2013. 1. 17)  
 審査請求日 平成26年1月10日(2014. 1. 10)

前置審査

(73) 特許権者 000006208  
 三菱重工業株式会社  
 東京都港区港南二丁目16番5号  
 (74) 代理人 110000785  
 誠真 I P 特許業務法人  
 (72) 発明者 西田 英朗  
 東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重  
 工業株式会社内

審査官 増岡 亘

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ターボチャージャの軸受装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

内燃機関の燃焼室への給気を加圧するターボチャージャのタービンハウジングとコンプレッサハウジングとの間に介装された軸受ハウジングと、

該軸受ハウジング内を貫通するタービンロータのロータ軸と、

前記軸受ハウジングと前記ロータ軸との間に介装されると共に、外周面と内周面を連通する給油孔を設け、前記軸受ハウジングからの潤滑油を前記外周面と前記内周面に供給される前記コンプレッサハウジング側に配設され第1浮動ブッシュを備えた第1浮動ブッシュ軸受と、

該第1浮動ブッシュ軸受と同形状で前記タービンハウジング側に配設され第2浮動ブッシュを備えた第2浮動ブッシュ軸受と、を備え、

前記第1、第2浮動ブッシュの内周面は軸受幅方向において円錐状に形成され、

前記第1、第2浮動ブッシュの内側軸受幅  $L_i$  は外側軸受幅  $L_o$  より同一比率で小さく形成されるとともに、

潤滑油経路を含めた内周側の必要最小軸受幅を  $L_x$  とし、前記外側軸受幅  $L_o$  と内側軸受幅  $L_i$  との比率  $L_i / L_o$  の関係が、次の範囲を満たすように設定されるときに、

前記浮動ブッシュの外周面に、前記給油孔を軸受幅方向に挟んで夫々形成される円周状の2本の端部溝と、前記給油孔および前記2本の端部溝とを連通する横断溝とを配設してなる低摩擦処理を施したことを特徴とするターボチャージャの軸受装置。

$$L_x / L_o < L_i / L_o < 0.4$$

10

20

## 【請求項 2】

前記低摩擦処理は浮動ブッシュ外周面に、DLC(Diamond Like Carbon)又は、二硫化モリブデンをコーティングすることを含むことを特徴とする請求項 1記載のターボチャージャの軸受装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【技術分野】

## 【0001】

本発明は、ターボチャージャなどの高速回転軸を有する回転機械に好適である浮動ブッシュ軸受に関する。

## 【背景技術】

10

## 【0002】

浮動ブッシュ軸受は、回転軸と軸受ハウジングとの隙間に浮動ブッシュを回転可能に介装させ、軸受ハウジングから供給される加圧された潤滑油を軸受ハウジング内周面と浮動ブッシュの外周面との間に供給すると共に、浮動ブッシュに設けた半径方向の給油路によって、浮動ブッシュ内周面と回転軸との隙間に供給する。

そして、これらの隙間に形成された潤滑油膜の減衰効果によって回転軸の振動を抑制しながら安定した支持をして、且つ焼付きを防止するように構成されている。

## 【0003】

図5に、ターボチャージャなどの高速回転機械の回転軸を回転可能に支持する浮動ブッシュ軸受の詳細図を示す。

20

図5において、ターボチャージャ0100は、一対の羽根車0102a及び0102bとこれらを一体的に連結するロータ軸0104からなる。浮動ブッシュ軸受0110は、軸受ハウジング0112と、該軸受ハウジング0112とロータ軸0104との間に介装されて、ロータ軸0104を回転可能に支持する浮動ブッシュ0114とから構成されている。

## 【0004】

軸受ハウジング0112及び浮動ブッシュ0114には、夫々油路0116及び0118が設けられている。そして、潤滑油は軸受ハウジング0112から油路0116及び0118を通して、軸受ハウジング0112の内周面と浮動ブッシュ0114の外周面の隙間、及び浮動ブッシュ0114の内周面とロータ軸0104との隙間に供給される。

30

浮動ブッシュ0114は回転可能に配設され、ロータ軸0104との摺動抵抗によりロータ軸0104より遅い速度で連れ回しする。

潤滑油がこれらの隙間に油膜を形成することで、該隙間の摺動面に発生する焼付き、損傷(磨耗)を防止している。

## 【0005】

また、特開2009-156333号公報(特許文献1)においては、コンプレッサ側浮動ブッシュ軸受の内側軸受幅 $L_c$ をタービン側浮動ブッシュ軸受の内側軸受幅 $L_t$ よりも小さく( $L_c < L_t$ )することによって、コンプレッサ側浮動ブッシュ軸受が有する油膜によるバネ定数が、タービン側浮動ブッシュ軸受が有する油膜によるバネ定数より小さくなるため、軸受荷重の大きいタービン側浮動ブッシュ軸受に対するロータ軸の偏心率が大きくなり、タービン側浮動ブッシュ軸受とコンプレッサ側浮動ブッシュ軸受との間で釣合いが保たれ、高振動数域の自励振動における固有振動数が低くなり、騒音低減を図ったものである。

40

## 【0006】

更に、特開2007-46642号公報(特許文献2)においては、フルフロートベアリングの内周面及び外周面の少なくとも一方に螺旋溝が設けられて、フルフロートベアリングが回転すると内周面及び外周面の少なくとも一方に設けられた螺旋溝により、内周面及び外周面が流体(潤滑油)から受ける圧力の分布が軸方向に沿って変化する。この変化によってフルフロートベアリングが安定状態となりやすく、自励振動を抑制するようにしたものである。

50

## 【先行技術文献】

## 【特許文献】

## 【0007】

【特許文献1】特開2009-156333号公報

【特許文献2】特開2007-46642号公報

## 【発明の概要】

## 【発明が解決しようとする課題】

## 【0008】

特許文献1においては、コンプレッサ側浮動ブッシュ軸受の内側軸受幅 $L_c$ をタービン側浮動ブッシュ軸受の内側軸受幅 $L_t$ よりも小さく( $L_c < L_t$ )することにより、高振動数域の自励振動における固有振動数を低くして、騒音低減を図っているが、コンプレッサ側浮動ブッシュ軸受とタービン側浮動ブッシュ軸受との形状が異なるため、部品点数が多くなり、管理コストが高くなると共に、誤組立のリスクも高くなる不具合を有している。

10

更に、特許文献2においては、フルフロートベアリングの内周面及び外周面の少なくとも一方に螺旋溝が設けられている構造である。従って、溝、特に内周面に設ける溝の加工は、タービンロータのロータ軸が嵌入する部分の内径は小さいので加工が複雑で、加工工数が増加して、部品のコストが高くなる不具合がある。

## 【0009】

そこで、本発明はこのような不具合に鑑みなされたもので、コンプレッサハウジング側に配設された第1浮動ブッシュ軸受と、タービンハウジング側に配設された第2浮動ブッシュ軸受とを略同形状とするとともに、夫々の浮動ブッシュ軸受の外側軸受幅 $L_o$ より内側軸受幅 $L_i$ を第1浮動ブッシュ及び、第2浮動ブッシュ共に同一比率で小さくして、タービンロータの高回転時の振動安定性を向上させると共に、部品点数を減少させて加工および組立ての容易化を図ることを目的とする。

20

## 【課題を解決するための手段】

## 【0010】

本発明はかかる目的を達成するもので、内燃機関の燃焼室への給気を加圧するターボチャージャのタービンハウジングとコンプレッサハウジングとの間に介装された軸受ハウジングと、該軸受ハウジング内を貫通するタービンロータのロータ軸と、前記軸受ハウジングと前記ロータ軸との間に介装されると共に、外周面と内周面を連通する給油路を設け、前記軸受ハウジングからの潤滑油を前記外周面と前記内周面に供給される前記コンプレッサハウジング側に配設され第1浮動ブッシュを備えた第1浮動ブッシュ軸受と、該第1浮動ブッシュ軸受と同形状で前記タービンハウジング側に配設され第2浮動ブッシュを備えた第2浮動ブッシュ軸受と、を備え、

30

前記第1、第2浮動ブッシュ共に内側軸受幅 $L_i$ は外側軸受幅 $L_o$ より同一比率で小さく形成されたことを特徴とする。

## 【0011】

かかる発明において、第1及び第2浮動ブッシュ夫々の内側軸受幅 $L_i$ を外側軸受幅 $L_o$ より小さくすることにより、ロータ軸の高速回転時における夫々の浮動ブッシュ軸受の連れ回り量を低くでき、高速回転時の振動安定性を向上させ騒音低減効果を得る。

40

また、第1及び第2浮動ブッシュ夫々の内側軸受幅と外側軸受幅との比を同形状にしたので、第1及び第2浮動ブッシュに生じる潤滑油の粘性抵抗が同じになり、ロータ軸の支軸が安定する。

また、第1及び第2浮動ブッシュ夫々は同形状のため、部品点数を減少させて加工および組立を容易化し、誤組立のリスクを低減するとともに、加工品質の安定およびコスト低減を図ることができる。

更に、外側の軸受幅を内側より大きくすることにより浮動ブッシュ軸受とハウジングとのダンピング効果を維持することができる。

## 【0012】

50

また、本願発明において好ましくは、潤滑油経路を含めた内周側の必要最小軸受幅を  $L_x$  とし、前記外側軸受幅  $L_o$  と内側軸受幅  $L_i$  との比率  $L_i / L_o$  の関係が、次の範囲を満たすように設定されるとよい。

$$L_x / L_o < L_i / L_o < 0.5 \quad (1)$$

【0013】

このような構成にすることにより、ロータ軸の高速回転時における夫々の浮動ブッシュの連れ回り量をロータ軸の回転数に対し適正回転数に保ち、回転振動の安定性を向上させ騒音低減効果を得ることができる。

また、最小側の幅を連通孔より小さくすると、円錐形状の傾斜面によって給油路の先端部が削られ、潤滑油が連通孔からロータ軸の軸線方向へ直接流れるため、浮動ブッシュ軸受とロータ軸との潤滑油によるダンピング効果が半減する。

【0014】

また、本願発明において好ましくは、前記浮動ブッシュの外周面には低摩擦処理を設けるとよい。

【0015】

また、本願発明において好ましくは、前記低摩擦処理として、浮動ブッシュの軸受外周面に、DLC (Diamond Like Carbon) 又は、二硫化モリブデン入りの固体潤滑材をコーティングするとよい。

【0016】

また、本願発明において好ましくは、前記低摩擦処理として浮動ブッシュの軸受外周面に、表面テクスチャ(ディンプルまたは微小な凹部)を形成するとよい。

【0017】

このような構成によると、浮動ブッシュ軸受の外周面に低摩擦処理を設けたことにより、浮動ブッシュの軸受外周面と軸受ハウジングとの摩擦抵抗を小さくして、ロータ軸の低回転域における浮動ブッシュの早期回転開始を行わせるようにして、ロータ軸の回転抵抗を減少させることができる。

【0018】

また、本願発明において好ましくは、前記低摩擦処理は浮動ブッシュ外周面に、前記給油孔に連通した溝を円周状に配設するとよい。

【0019】

潤滑油路から送油された潤滑油は端部溝を介して浮動ブッシュの下側に流れ、浮動ブッシュと軸受ハウジングとの間を潤滑油で満たすことにより、浮動ブッシュの回転起動時の摩擦抵抗を軽減するものである。

【発明の効果】

【0020】

本発明によれば、第1及び第2浮動ブッシュは夫々の外側軸受幅より内側軸受幅を小さくすることにより、ロータ軸の高速回転時における夫々の浮動ブッシュの連れ回り量をロータ軸の回転数に対し適正回転数に保ち、回転振動の安定性を向上させ騒音低減効果を得る。

また、ロータ軸は外側の軸受幅を内側より大きくすることにより浮動ブッシュ軸受とハウジングとのダンピング効果を維持することができる。

また、第1及び第2浮動ブッシュ夫々は同形状のため、部品点数を減少させて加工および組立を容易化し、誤組立のリスクを低減するとともに、加工品質の安定およびコスト低減を図ることができる。

【図面の簡単な説明】

【0021】

【図1】本発明の実施形態にかかるターボチャージャの軸受装置の拡大断面図を示す。

【図2】実施形態にかかるタービンロータ軸及び浮動ブッシュの拡大断面図を示す。

【図3】実施形態にかかるブッシュの内外幅比に対する振動安定性を表わす減衰比の特性図を示す。

10

20

30

40

50

【図４Ａ】は浮動ブッシュ外周部に設けた低摩擦処理の第１実施形態図を示す。

【図４Ｂ】は浮動ブッシュ外周部に設けた低摩擦処理の第２実施形態図を示す。

【図４Ｃ】（Ｃ１）は浮動ブッシュ外周部に設けた低摩擦処理の第３実施形態を示し、（Ｃ２）は（Ｃ１）の径方向の縦断面図を示す。

【図４Ｄ】（Ｄ１）は浮動ブッシュ外周部に設けた低摩擦処理の第４実施形態を示し、（Ｄ２）は（Ｄ１）の径方向の縦断面図を示す。

【図５】は従来技術の説明図を示す。

【発明を実施するための形態】

【００２２】

図１に、本発明を実施したターボチャージャの高速回転を回転可能に支持する浮動ブッシュ軸受の詳細図を示す。

10

図１において、ターボチャージャ１は、内燃機関（以後「エンジン」と称す）の排ガスによって駆動される排気タービン１４と、該排気タービン１４を覆うタービンハウジング１１と、排気タービン１４の駆動力によってエンジンへの給気を加圧するコンプレッサインペラ１５と、該コンプレッサインペラ１５を覆うコンプレッサハウジング１２と、排気タービン１４とコンプレッサインペラ１５とを一体的に連結するロータ軸１６と、タービンハウジング１１とコンプレッサハウジング１２と、の間に介装され該ロータ軸１６を軸支する軸受ハウジング１３と、ロータ軸１６のスラスト荷重を受けるスラストベアリング１６ｂと、コンプレッサインペラ１５側からの締結部材（図示省略）による締付に対し該コンプレッサインペラ１５の位置決めをするスリーブ１６ｃとで構成されている。

20

【００２３】

軸受ハウジング１３には、該ロータ軸１６のコンプレッサインペラ１５側を支軸する第１浮動ブッシュ軸受１７と、排気タービン１４側を支軸する第２浮動ブッシュ軸受１８と、が配設されている。

第１浮動ブッシュ軸受１７は、軸受ハウジング１３に形成された軸受部１３ｄと、該軸受部１３ｄに内嵌し、内部にロータ軸１６が配設される第１浮動ブッシュ１９とで構成されている。

第１浮動ブッシュ１９は環状に形成され、外周面から内周面に貫通した給油路１９ａが配設されている。

また、第２浮動ブッシュ軸受１８は、軸受ハウジング１３に形成された軸受部１３ｄと、該軸受部１３ｄに内嵌し、内部にロータ軸１６が配設される第２浮動ブッシュ２０とで構成されている。

30

第２浮動ブッシュ２０は環状に形成され、外周面から内周面に貫通した給油路２０ａが配設されている。

【００２４】

浮動ブッシュ軸受１７及び、１８には軸受ハウジング１３の連結口１３ａに連結された配管（図示省略）によって潤滑油が送油されている。

コンプレッサ側潤滑油路１３ｃは第１浮動ブッシュ軸受１７側に連結口１３ａから直線状に傾斜させた油路になっている。第１浮動ブッシュ軸受１７側に送油された潤滑油は、第１浮動ブッシュ軸受１７と、該第１浮動ブッシュ軸受１７とスラストベアリング１６ｂとの間にも送油されて、当該部の潤滑と冷却を行っている。

40

一方、タービン側潤滑油路１３ｂは第２浮動ブッシュ軸受１８側に連結口１３ａから直線状に傾斜させた油路になっており、第２浮動ブッシュ軸受１８側に送油された潤滑油は、第２浮動ブッシュ軸受１８と、ロータ軸１６の排気タービン１４側の拡径部１６ｄに送油されて当該部の潤滑と冷却を行っている。

【００２５】

そして、第１浮動ブッシュ軸受１７に送油された潤滑油は、軸受部１３ｄと第１浮動ブッシュ１９の隙間を満たし、第１浮動ブッシュ１９の外周側から内周側に貫通した給油路１９ａを通り、第１浮動ブッシュ１９とロータ軸１６の支軸部１６ａとの間に供給される。

50

また、第2浮動ブッシュ軸受18に送油された潤滑油は、軸受部13dと第2浮動ブッシュ20の隙間を満たし、第2浮動ブッシュ20の外周側から内周側に貫通した給油路20aを通り、第2浮動ブッシュ20とロータ軸16の支軸部16aとの間に供給される。

そして、浮動ブッシュ19及び、20とロータ軸16夫々を軸受ハウジング13に対し潤滑油の油膜にて浮動支持させた構成になっている。

尚、説明上混乱を避けるため、第1浮動ブッシュ軸受17(含む第1浮動ブッシュ19)と第2浮動ブッシュ軸受18(含む第2浮動ブッシュ20)は同形状になっているにも係わらず区別して説明した。

従って、以後は説明の重複を避けるため、「第1浮動ブッシュ軸受17」及び、「第1浮動ブッシュ19」を代表させて「浮動ブッシュ軸受17」、「浮動ブッシュ19」として説明する。

10

#### 【0026】

図2に本発明の浮動ブッシュ軸受17を示し、図2に基づいて説明する。

浮動ブッシュ軸受17を構成する浮動ブッシュ19は軸受ハウジング13の軸受部13dと浮動ブッシュ19の外周面19bとの間に油膜を形成するための隙間を有するように配置されている。

浮動ブッシュ19の内周面19cとロータ軸16の支軸部16aとの間に油膜を形成するための隙間を有して遊嵌している。

これらの隙間、には、軸受ハウジング13内のコンプレッサ側潤滑油路13c(タービン側潤滑油路13bも同様)を通して潤滑油が圧送されてくる。

20

潤滑油は隙間を満たしながら、浮動ブッシュ19の給油路19aを通して、浮動ブッシュ19の内周面19cと支軸部16aとの隙間を満たし、ロータ軸16は潤滑油の油膜によって浮いた状態に支持される。

#### 【0027】

浮動ブッシュ19は、該浮動ブッシュ19の内周面の内周軸受幅 $L_i$ を外周面の外周面の外周軸受幅 $L_o$ より小さくしてある。浮動ブッシュ19の内周面19cの内周軸受幅 $L_i$ は、該浮動ブッシュ19の両端部を外側から内方に向け円錐状に切削してある。本実施形態の場合は、両端部の切削量を同じにして、給油路19aを中心にして両端対称になっている。

対称にすることにより浮動ブッシュ19の内周面の給油路19aを中心とした軸受幅部と、支軸部16aとの間隔の均一性が保たれ、支軸の安定性が向上する。

30

本実施形態の場合、給油路19aの径(潤滑油路徑)を含めた内周側の必要最小軸受幅を $L_x$ とした。

そして、必要最小軸受幅 $L_x$ とは、内周面19cで支軸部16aを支軸するのに必要な油膜を形成するための最小の軸受幅である。

$L_x$ (必要最小軸受幅) = 必要最小接触幅 + 給油路19aの径 は、排気タービン14、コンプレッサインペラ15及び、ロータ軸16の重量、回転バランス等が影響するので、ターボチャージャ1の仕様に沿って決定すればよい。

#### 【0028】

図3は、浮動ブッシュ19の内外幅比 $L_i/L_o$ に対するロータ軸16の支軸安定性を表わす減衰比%を実験結果により算出したものである。

40

横軸に内外幅比 $L_i/L_o$ 、縦軸に油膜による減衰特性を表わすパラメータとして減衰比%を表わしてある。減衰比が高い方がロータ軸16の支持安定性が良いことを示している。

そして、浮動ブッシュ19は高速で連れ回りすると、ロータ軸16の支持が不安定になる傾向がわかっており、高速で連れ回りするのを防止するため、浮動ブッシュ19の内側軸受幅 $L_i$ を外側軸受幅 $L_o$ より小さくしていた。(図3のテストケース1)

しかし、ターボチャージャ1の耐久性、過給圧向上及び振動騒音低減等の性能向上のため、最適な内外幅比 $L_i/L_o$ の範囲が今回の実験結果から判明した。

#### 【0029】

50

即ち、図 3 に示すように、浮動ブッシュ 19 の内外幅比  $L_i / L_o$  を

$$L_x / L_o < L_i / L_o < 0.5$$

但し、 $L_x$  は、前述のように  $L_x$  (必要最小軸受幅) = 必要最小接触幅 + 給油路 19a の径 とする。

この範囲の上限である  $L_i / L_o > 0.5$  になると、ロータ軸 16 が高速回転したときに、浮動ブッシュ 19 の連れ回りが大きく (回転数) なり、浮動ブッシュ 19 の外周面 19b が主に軸受摺動面となり、ロータ軸 16 の支持が不安定になる傾向が現れ、騒音、ロータ軸 16 の回転抵抗が大きくなる。

$L_i / L_o$  が 0.5 の時、減衰比も従来の 2% ~ 3.5% に上昇しており、大きく改善される。

一方、下限側について、内周面 19c の軸受幅  $L_i$  は給油路 19a の孔径 と油膜を形成するのに必要な最小軸受幅を  $L_x$  とした。

#### 【0030】

そして、本実施形態においては、浮動ブッシュ 19 を  $L_x / L_o < L_i / L_o < 0.5$  に形成したので、ロータ軸 16 の高速回転域における浮動ブッシュ 19 の連れ回り量が適正化されるようになる。

従って、ロータ軸 16 の高速回転時において、浮動ブッシュ 19 に与える連れ回り力を適正化し、連れ回り量 (回転量) を小さく (適正化) することでロータ軸 16 による主な回転軸受摺動面が浮動ブッシュ 19 の内周面 19c とロータ軸 16 との間の油膜になり、ロータ軸 16 の回転摺動抵抗、振動が少なくなると共に、ロータ軸 16 の回転振動の安定性を向上させることができる。

また、第 1 浮動ブッシュ軸受 17 と第 2 浮動ブッシュ軸受 18 を同一形状としたので、第 1 及び第 2 浮動ブッシュに生じる潤滑油の粘性抵抗が同じになり、ロータ軸 16 の支軸が安定すると共に、誤組立のリスクが低減することにより、品質が安定しコスト低減が可能となる。

更に、ターボチャージャ 1 の耐久性、過給圧向上及び振動騒音低減等の性能向上効果を有している。

#### 【0031】

高速回転時のロータ軸 16 の支軸を安定させるに浮動ブッシュ 19 の外周軸受幅  $L_o$  と、内周軸幅  $L_i$  との比を  $L_x / L_o < L_i / L_o < 0.5$  としたが、ターボチャージャの全回転域における性能向上を図るためには、低速回転時の過給圧向上を図る必要がある。ターボチャージャの低速回転時には、浮動ブッシュ 19 の連れ回り起動を早い時期に行わせることが有効であるため、ロータ軸 16 の回転抵抗を減少させて、ターボチャージャ 1 の立ち上り性能向上の必要がある。

#### 【0032】

図 4 A は低摩擦処理を施した第 1 実施形態を示し、ロータ軸 16 の低回転域における浮動ブッシュ 19 の連れ回り起動を早期に行わせるため、浮動ブッシュ 19 の外周部に低摩擦処理を設けた拡大断面図を示す。

浮動ブッシュ 19 の外周面には低摩擦処理である DLC (Diamond Like Carbon) コーティング 19d が施されている。

尚、使用される DLC としては、金属含有 DLC (WC; 炭化タングステンや、Si; 珪素)、又は、水素含有 DLC などを使用すると良い。

DLC の形成方法は、化学気相蒸着法 (CVD) が多く用いられるが、特に限定するものではない。

また、DLC 皮膜は硬く脆いため、基材 (浮動ブッシュ) との密着性をよくするために、基材 (浮動ブッシュ) と DLC 皮膜の間に下地材として Cr (クロム)、CrN (窒化クロム)、チタン (Ti)、窒化チタン (TiN)、炭化タングステン (WC)、タングステン (W)、ニッケル (Ni)、銅 (Cu)、鉄 (Fe)、窒化鉄 (FeN)、珪素 (Si) 及び、炭化シリコン (SiC) などを単層もしくは複数層組合せて用いるとよい。また基材自体を窒化して下地材として用いても良い。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 3 3 】

浮動ブッシュ 1 9 の外周面を低摩擦処理 19 d (例えば D L C コーティング) とすることにより、軸受部 1 3 d との間に介在する油膜と外周面との摺動抵抗を小さくするものである。

従って、ロータ軸 1 6 の回転数が比較的低い時期 ( 早期 ) から浮動ブッシュ 1 9 の連れ回り生起させて、ターボチャージャ 1 が低速回転域においても浮動ブッシュ 1 9 とロータ軸 1 6 との回転抵抗を小さくして、ターボチャージャ 1 の過給圧力の向上効果を得ることができる。

## 【 0 0 3 4 】

図 4 B は低摩擦処理の第 2 実施形態を示し、浮動ブッシュ 2 7 の外周面に低摩擦処理としてディンプル 2 7 a を設けたもので、ディンプル 2 7 a の凹部に潤滑油を保持させて、軸受部 1 3 d との間に介在する油膜と外周面との摺動抵抗を小さくするものである。

ディンプル 2 7 a の形成方法は、例えば微粒子ショットにより形成することができるが、これに限定するものではない。

図 4 ( B ) では半球状のディンプルとしたが、三角錐等、ディンプル部分に潤滑油が保持されて、摩擦係数が低減できる形状であれば、特に規定するものではない。

## 【 0 0 3 5 】

図 4 C ( C 1 ) は浮動ブッシュ 3 0 の低摩擦処理の第 3 実施形態を示し、図 4 C ( C 2 ) は ( C 1 ) の径方向の縦断面を示す。浮動ブッシュ 3 0 には、該浮動ブッシュ 3 0 の外周面 3 0 a の軸受幅略中央で、外周面 3 0 a から内周面 3 0 b へ貫通した給油孔 3 0 c に連通した中央溝 3 0 d が全周にわたり配設されている。

そして、図 4 C ( C 2 ) に示すとおり、潤滑油路 1 3 c から送油された潤滑油は中央溝 3 0 d を介して、浮動ブッシュ 3 0 の下側に流れ、浮動ブッシュ 3 0 と軸受部 1 3 d との間を潤滑油で満たすことにより、浮動ブッシュ 3 0 の回転起動時の摩擦抵抗を軽減するものである。

## 【 0 0 3 6 】

図 4 D ( D 1 ) は低摩擦処理の第 4 実施形態を示し、図 4 D ( D 2 ) は ( D 1 ) の径方向の縦断面を示す。浮動ブッシュ 3 5 には、該浮動ブッシュ 3 5 の外周面 3 5 a の軸受幅略中央で、外周面 3 5 a から内周面 3 5 b へ貫通した給油孔 3 5 c が配設されている。

外周面 3 5 a の給油孔 3 5 c を軸受幅方向に挟んで、全周にわたり端部溝 3 5 d 、 3 5 d が 2 本形成されている。該 2 本の端部溝 3 5 d 、 3 5 d には、該端部溝 3 5 d 、 3 5 d と給油孔 3 5 c とを連通する横断溝 3 5 e が給油孔 3 5 c 毎に配設されている。

そして、図 4 D ( D 2 ) に示すとおり、潤滑油路 1 3 c から送油された潤滑油は端部溝 3 5 d 、 3 5 d を介して浮動ブッシュ 3 5 の下側に流れ ( 矢印 ) 、浮動ブッシュ 3 5 と軸受部 1 3 d との間を潤滑油で満たすことにより、浮動ブッシュ 3 0 の回転起動時の摩擦抵抗を軽減するものである。

## 【 0 0 3 7 】

本願発明によると、浮動ブッシュ 1 9 ( 2 0 ) 夫々の内側軸受幅を外側軸受幅より小さくすることにより、高速回転時における浮動ブッシュの連れ回り量を低くでき、回転振動の安定性を向上させ騒音低減効果を得る。

更に、浮動ブッシュ 1 9 ( 2 0 ) の外周部に低摩擦処理を施すことにより、ロータ軸 1 6 の低速回転時における摺動抵抗を改善できる。

また、浮動ブッシュ 1 9 ( 2 0 ) は内側軸受幅  $L_i$  と外側軸受幅  $L_o$  との比を同形状にしたので潤滑油の粘性抵抗が同じになり、ロータ軸 1 6 の支軸が安定すると共に、浮動ブッシュ 1 9 ( 2 5 ) の誤組立が無くなり品質が安定し、コスト低減が可能となる。

更に、外側軸受幅  $L_o$  と内側軸受幅  $L_i$  との比率  $L_i / L_o$  を  $L_x / L_o < L_i / L_o < 0.5$  とすることにより、浮動ブッシュ 1 9 ( 2 0 ) のロータ軸 1 6 の回転数に対する連れ回り回転数が適正化されるので、ロータ軸の高速回転時における夫々の浮動ブッシュの連れ回り量を低くでき、回転振動の安定性を向上させ騒音低減効果を得ることができる。

## 【 産業上の利用可能性 】

10

20

30

40

50



## 【 0 0 3 8 】

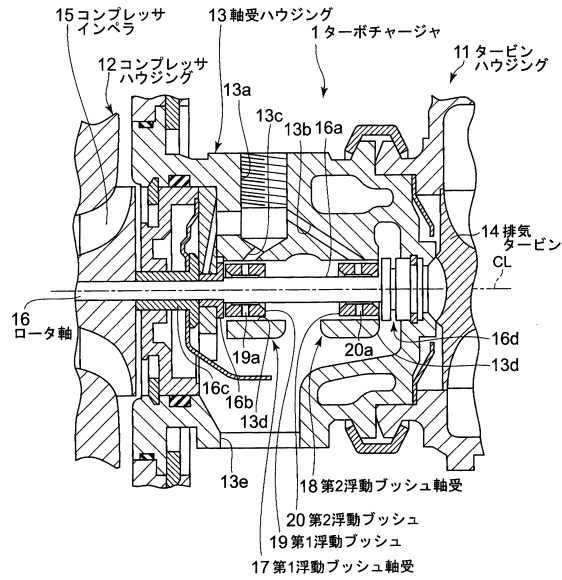
高速回転する回転軸の軸受として好適であり、簡素かつ低コストで浮動ブッシュ内周面への潤滑油供給を良好に保持でき、回転軸の安定支持による騒音、回転抵抗の減少をはかるターボチャージャ等の回転機械に適用できる。

## 【 符号の説明 】

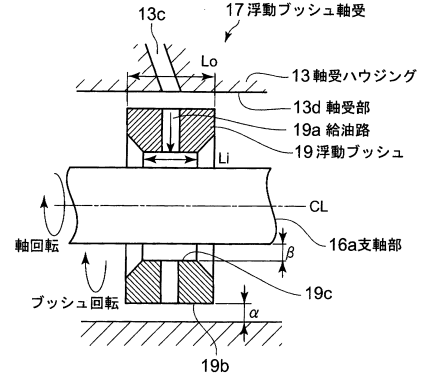
## 【 0 0 3 9 】

1	ターボチャージャ	
1 1	タービンハウジング	
1 2	コンプレッサハウジング	
1 3	軸受ハウジング	10
1 3 a	連結口	
1 3 b、1 3 c	潤滑油路	
1 3 d	軸受部	
1 4	排気タービン	
1 5	コンプレッサインペラ	
1 6	ロータ軸	
1 6 a	支軸部	
1 7	第1浮動ブッシュ軸受（浮動ブッシュ軸受）	
1 8	第2浮動ブッシュ軸受	
1 9、2 7、3 0、3 5	第1浮動ブッシュ（浮動ブッシュ）	20
1 9 a	潤滑油路	
1 9 b、2 7 b、3 0 c、3 5 c	外周面	
1 9 c	内周面	
1 9 d	DLCコーティング（低摩擦処理）	
2 0	第2浮動ブッシュ	
3 0 d	中央溝（低摩擦処理）	
L o	外周軸受幅	
L i	内周軸受幅	

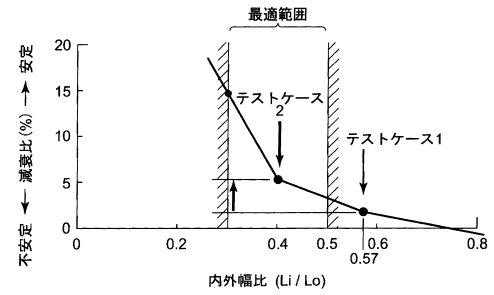
【図 1】



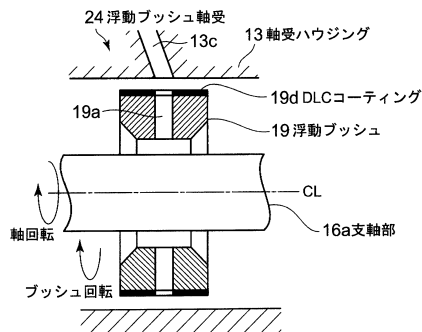
【図 2】



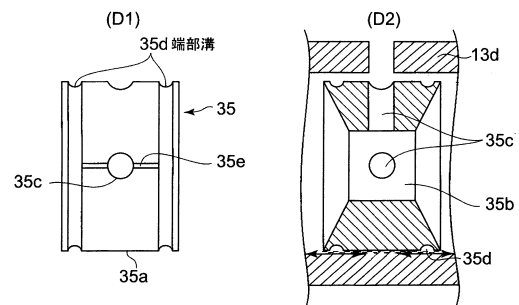
【図 3】



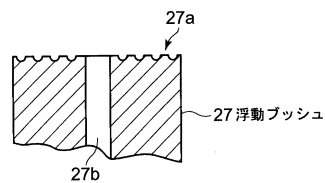
【図 4 A】



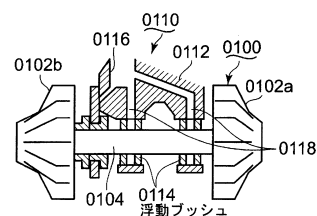
【図 4 D】



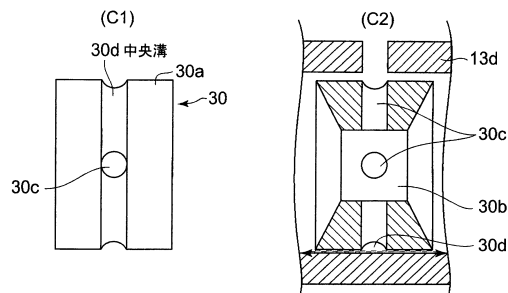
【図 4 B】



【図 5】



【図 4 C】



---

フロントページの続き

(56)参考文献 特開昭57-129919(JP,A)  
特開2002-138846(JP,A)  
実公平5-36995(JP,Y2)  
特開2009-7935(JP,A)  
国際公開第2007/119400(WO,A1)  
特開2003-13710(JP,A)  
実開昭62-37625(JP,U)  
特開2008-190680(JP,A)  
実開昭59-184327(JP,U)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
F16C 17/18  
F02B 39/00  
F02B 39/14