

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2009-79628

(P2009-79628A)

(43) 公開日 平成21年4月16日(2009.4.16)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 1 6 C 19/55 (2006.01)	F 1 6 C 19/55	3 G 0 0 5
F 1 6 C 35/067 (2006.01)	F 1 6 C 35/067	3 J 0 1 7
F 0 2 B 39/00 (2006.01)	F 0 2 B 39/00 J	3 J 1 0 1
		3 J 1 1 7
		3 J 7 0 1

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 23 頁)

(21) 出願番号	特願2007-247790 (P2007-247790)	(71) 出願人	000001247
(22) 出願日	平成19年9月25日 (2007. 9. 25)		株式会社ジェイテクト
		(74) 代理人	大阪府大阪市中央区南船場 3 丁目 5 番 8 号 110000280
			特許業務法人サクレスト国際特許事務所
		(72) 発明者	上野 弘
			大阪府大阪市中央区南船場 3 丁目 5 番 8 号 株式会社ジェイテクト内
		(72) 発明者	白木 利彦
			大阪府大阪市中央区南船場 3 丁目 5 番 8 号 株式会社ジェイテクト内
		(72) 発明者	大嶋 昭男
			大阪府大阪市中央区南船場 3 丁目 5 番 8 号 株式会社ジェイテクト内

最終頁に続く

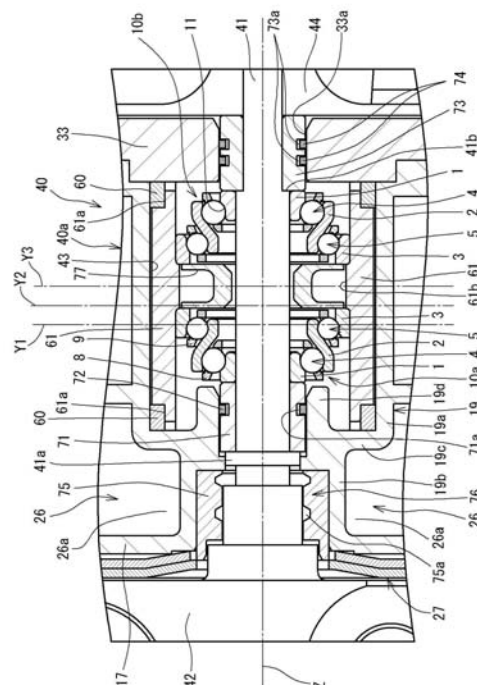
(54) 【発明の名称】 転がり軸受装置及びこれを用いた過給機

(57) 【要約】

【課題】ターボチャージャーにおいて、タービン軸を支持する転がり軸受に対するタービンホイール側からの熱影響を少なくし、更にタービン軸の振動を抑制する。

【解決手段】転がり軸受装置 3 2 は、ターボチャージャーのケーシング 4 0 に支持される軸受ハウジング 6 1 と、軸受ハウジング 6 1 内に装着され且つタービン軸 4 1 を回転自在に支持する軸線 Z 方向に一对の転がり軸受 1 0 a , 1 0 b とを備え、一对の転がり軸受 1 0 a , 1 0 b 間の軸線方向の中央位置 Y 3 と、軸受ハウジング 6 1 の軸線方向の中央位置 Y 2 とが軸線方向にずれて配置される。各転がり軸受 1 0 a , 1 0 b は、内輪 1 と、外輪 3 と、内外輪の間に介在する中間輪 2 と、内輪 1 と中間輪 2 との間及び中間輪 2 と外輪 3 との間に介在する複数の転動体 4 , 5 とを有し、中間輪 2 は、微小変位又は弾性的に微小変形することにより回転により発生した振動を低減させるダンパ機能を有する。

【選択図】 図 2



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

回転軸を有する機器のケーシングに支持される軸受ハウジングと、この軸受ハウジング内に装着され且つ前記回転軸を回転自在に支持する一対の転がり軸受と、を備えている転がり軸受装置において、

前記一対の転がり軸受間の軸線方向の中央位置と、前記軸受ハウジングの軸線方向の中央位置とが軸線方向にずれて配置されており、

前記各転がり軸受が、外周に第一の軌道を有する内輪と、内周に第二の軌道を有する外輪と、これら内外輪の間に少なくとも一つ介在し内周に第三の軌道を有し外周に第四の軌道を有する中間輪と、前記中間輪の前記第三の軌道とこれに対向する軌道との間及び前記中間輪の前記第四の軌道とこれに対向する軌道との間にそれぞれ転動自在に介在している複数の転動体と、を備え、

前記中間輪が、微小変位又は弾性的に微小変形することにより、回転することで発生した振動を低減させるダンパ機能を有していることを特徴とする転がり軸受装置。

【請求項 2】

前記軸受ハウジングが、少なくとも軸線方向の両端部においてダンパ部材を介して前記ケーシングに支持され、前記ダンパ部材が、金属製のワイヤを編み上げることによって形成されていることを特徴とする請求項 1 記載の転がり軸受装置。

【請求項 3】

前記中間輪が、大径輪部と、この大径輪部から軸線に対して傾斜した傾斜輪部を介して設けられ当該大径輪部よりも小径とされた小径輪部と、を有し、

前記第三の軌道が前記大径輪部と前記傾斜輪部との境界部に形成され、前記第四の軌道が前記小径輪部と前記傾斜輪部との境界部に形成されていることを特徴とする請求項 1 記載の転がり軸受装置。

【請求項 4】

請求項 1～3 のいずれかに記載の転がり軸受装置を用いた過給機であって、

前記軸受ハウジングを支持するケーシングと、前記一対の転がり軸受によって回転自在に支持されるタービン軸と、このタービン軸の軸線方向の一端部に固定されたタービンホイールと、前記タービン軸の軸線方向の他端部に固定されたコンプレッサホイールとを備え、

前記一対の転がり軸受間の軸線方向の中央位置が、前記軸受ハウジングの軸線方向の中央位置よりも前記コンプレッサホイール側に配置されていることを特徴とする過給機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は転がり軸受装置及びこれを用いた過給機に関するものである。

【背景技術】

【0002】

自動車においては、エンジン性能を高めるためにターボチャージャーが広く使用されている。特許文献 1 には、ケーシングと、このケーシング内に転がり軸受を介して回転自在に支持されたタービン軸と、タービン軸の一端に固定されたタービンホイールと、他端に固定されたコンプレッサホイールとを備えたターボチャージャーが開示されている。前記転がり軸受は軸線方向に一対設けられ、各転がり軸受は、筒形状に形成された軸受ハウジングの内周面に取り付けられている。軸受ハウジングは、ケーシング内に形成された中央孔内に支持されている。

【0003】

また、特許文献 1 のターボチャージャーは、タービン軸の高速回転に伴う振動を低減するため、軸受ハウジングの外周面とケーシングの中央孔の内周面との間にエンジンオイルを供給することによって油膜を形成し、当該油膜によってオイルフィルムダンパを構成している。そして、オイルフィルムダンパを経たエンジンオイルを転がり軸受に供給するこ

とによって、転がり軸受の潤滑と冷却とを行っている。

【 0 0 0 4 】

【 特許文献 1 】 特開 2 0 0 2 - 9 8 1 5 8 号公報

【 発明の開示 】

【 発明が解決しようとする課題 】

【 0 0 0 5 】

タービン軸の一端に固定されたタービンホイールは、高温の排気ガスが流通する排気通路に配置されるため、その周辺の温度は非常に高くなる。このため、一对の転がり軸受のうちタービンホイール側に配置されたものは特に熱影響を受け、焼付や耐久性低下等の問題が生じやすくなる。

10

特許文献 1 のターボチャージャーでは、オイルフィルムダンパを経たエンジンオイルを最初にタービンホイール側の転がり軸受に対して供給し、その後その潤滑油を他方の転がり軸受に供給することによって、タービンホイール側の転がり軸受の冷却性能を高めている。しかし、タービンホイール側の転がり軸受を十分に冷却するには多量のエンジンオイルを供給しなければならず、エンジンオイルポンプの駆動動力を高める必要があることから、エンジンのエネルギー損失が大きくなる。

【 0 0 0 6 】

一方、タービンホイール側からの熱影響を少なくするため、転がり軸受をタービンホイールから遠ざけて配置することも考えられる。しかし、単純に転がり軸受をタービンホイールから遠ざけると、タービンホイールとコンプレッサホイールとの支持バランスが崩れ、タービン軸の回転に伴う振動が極めて大きくなってしまう。

20

【 0 0 0 7 】

ところで、特許文献 1 記載のターボチャージャーのように、エンジンオイルを用いてオイルフィルムダンパを形成したり、転がり軸受の潤滑及び冷却を行ったりするには、ターボチャージャーのケーシングに、エンジンオイル用の多数の流路（孔）を形成しなければならない。さらに、エンジンオイルにはカーボンスラッジ等の異物が含まれるため、これを取り除くべく流路にフィルタ等を設ける必要もある。そのため、ケーシング等の構造が複雑化し、製造コストが増大するという問題がある。また、エンジンオイルは使用によって次第に劣化するので、当該劣化によってオイルフィルムダンパの性能も低下してしまうという問題もある。近年、これらの問題を解消することができるターボチャージャーが囑望されている。

30

【 0 0 0 8 】

本発明は、例えばターボチャージャーにおいて、タービンホイール側からの熱影響を少なくするためにタービンホイールから転がり軸受を遠ざけて配置したとしても、タービン軸の振動を好適に抑制することができる転がり軸受装置及びこれを用いた過給機を提供することを目的とする。

また、エンジンオイルを用いずにタービン軸の振動を適切に低減することができる転がり軸受装置及びこれを用いた過給機を提供することを目的とする。

【 課題を解決するための手段 】

【 0 0 0 9 】

40

本発明は、回転軸を有する機器のケーシングに支持される軸受ハウジングと、この軸受ハウジング内に装着され且つ前記回転軸を回転自在に支持する一对の転がり軸受と、を備えている転がり軸受装置において、

前記一对の転がり軸受間の軸線方向の中央位置と、前記軸受ハウジングの軸線方向の中央位置とが軸線方向にずれて配置されており、

前記各転がり軸受が、外周に第一の軌道を有する内輪と、内周に第二の軌道を有する外輪と、これら内外輪の間に少なくとも一つ介在し内周に第三の軌道を有し外周に第四の軌道を有する中間輪と、前記中間輪の前記第三の軌道とこれに対向する軌道との間及び前記中間輪の前記第四の軌道とこれに対向する軌道との間にそれぞれ転動自在に介在している複数の転動体と、を備え、

50

前記中間輪が、微小変位又は弾性的に微小変形することにより、回転することで発生した振動を低減させるダンパ機能を有していることを特徴とする。

【 0 0 1 0 】

このような構成の転がり軸受装置を、例えば、回転軸を有する機器であるターボチャージャーに用いる場合、ターボチャージャーのケーシングに軸受ハウジングを支持させるにあたって、当該軸受ハウジングをタービンホイールとコンプレッサホイールとの間の中央又はその近傍に配置する。そして、一对の転がり軸受間の軸線方向の中央位置が軸受ハウジングの軸線方向の中央位置よりもコンプレッサホイール側へずれるように当該一对の転がり軸受を配置し、この一对の転がり軸受によってタービン軸（回転軸）を回転可能に支持する。これにより、一对の転がり軸受がタービンホイールから遠ざかり、タービンホイール側からの熱影響を受けにくくなる。

10

【 0 0 1 1 】

このように一对の転がり軸受をタービンホイールから遠ざけると、タービン軸の支持位置が軸線方向にずれ、タービンホイールとコンプレッサホイールとの支持バランスが崩れやすくなる。しかし、本発明では、各転がり軸受の中間輪が、微小変位又は弾性的に微小変形することにより振動を低減させるダンパ機能を有しているので、タービン軸に発生する振動を好適に低減することができる。一方、軸受ハウジングは、一对の転がり軸受よりもタービンホイール側に配置されることになるので、一对の転がり軸受をタービンホイールから遠ざけて配置することに伴う振動の発生を抑制することが可能となる。

以上のことから、本発明は、一对の転がり軸受に多量の潤滑油を供給しなくても、当該転がり軸受の温度上昇を抑制することができ、同時に、タービン軸の振動を適切に低減することができる。

20

【 0 0 1 2 】

前記軸受ハウジングは、少なくとも軸線方向の両端部においてダンパ部材を介してケーシングに支持され、前記ダンパ部材は、金属製のワイヤを編み上げることによって形成されていることが好ましい。このようなダンパ部材は、全体的に弾性変形（収縮）し、3次元的に全方位の振動を減衰することができるため、高いダンピング性能を発揮する。したがって、一对の転がり軸受をタービンホイールから遠ざけて配置している場合でも、タービン軸の振動をより低減することができる。

【 0 0 1 3 】

以上のように、一对の転がり軸受をタービンホイールから遠ざけて配置し、金属製ワイヤを編み上げて形成したダンパ部材を介して軸受ハウジングをケーシングに支持することにより、一对の転がり軸受の冷却のために多量のエンジンオイルを供給しなくてもよく、軸受ハウジングとケーシングとの間にダンピング用のエンジンオイルを供給しなくてもよい。したがって、ケーシングにエンジンオイル等の流路を形成したりフィルタを設けたりする必要がなく、ケーシング等の構造を簡素化し、製造コストを低減することができる。

30

【 0 0 1 4 】

前記転がり軸受の中間輪は、大径輪部と、この大径輪部から軸線に対して傾斜した傾斜輪部を介して設けられ当該大径輪部よりも小径とされた小径輪部と、を有する構造とすることができる。この場合、前記第三の軌道は前記大径輪部と前記傾斜輪部との境界部に形成され、前記第四の軌道は前記小径輪部と前記傾斜輪部との境界部に形成されていることが好ましい。

40

【 0 0 1 5 】

この構成によれば、転がり軸受の外輪は軸受ハウジングに、内輪はタービン軸等の回転軸にそれぞれ径方向に固定された状態となるのに対し、中間輪は、軸線方向及び径方向に完全に拘束されない状態となり、軸線方向及び径方向に微小変位したり、弾性的に微小変形したりすることが許容される。このような作用によってダンパ機能が発揮され、回転軸の振動を好適に低減することができる。

【 0 0 1 6 】

本発明の過給機は、前記軸受ハウジングを支持するケーシングと、前記一对の転がり軸

50

受によって回転自在に支持される回転軸としてのタービン軸と、このタービン軸の軸線方向の一端部に固定されたタービンホイールと、前記タービン軸の軸線方向の他端部に固定されたコンプレッサホイールとを備え、前記一對の転がり軸受間の軸線方向の中央位置が、前記軸受ハウジングの軸線方向の中央位置よりも前記コンプレッサホイール側に配置されていることを特徴とする。

【発明の効果】

【0017】

本発明によれば、例えばターボチャージャーにおいて、タービンホイールからの熱影響を少なくするためにタービンホイールから転がり軸受を遠ざけて配置したとしても、タービン軸（回転軸）の振動を好適に抑制することができる。

10

【発明を実施するための最良の形態】

【0018】

以下、この発明の実施の形態について図面を参照しながら説明する。

図1は、本発明の実施の形態に係る転がり軸受装置を用いたターボチャージャーを示す断面図である。このターボチャージャーは、ケーシング40と、タービン軸41とを備え、タービン軸41は、ケーシング40内で転がり軸受装置32を介して回転可能に支持されている。なお、ターボチャージャーは、例えば、自動車エンジンのための過給機として用いられる。

このタービン軸41の一端部にはタービンホイール42が固定され、他端部にはコンプレッサホイール44が固定されている。タービンホイール42は、エンジンから排出された排気ガスの流通路に配置され、コンプレッサホイール44はエンジンへの圧縮空気の供給通路に配置されている。

20

【0019】

ケーシング40は、外周が円柱形状とされた本体部40aと、この本体部40aの軸線Z方向の端部から径方向外方へ延びるフランジ部40bとを有している。本体部40aは、軸線Z方向の一端に配置された側壁17と、同他端に配置された側壁18と、軸線Zを中心とする円筒形の外側周壁20と、軸線Zを中心とする円筒形の内側周壁19とを備えている。

【0020】

内側周壁19は、コンプレッサホイール44側に配置された大径筒部19aと、タービンホイール42側に配置された小径筒部19bと、大径筒部19aと小径筒部19bとの間に形成された円環状の環状部19cとを有している。大径筒部19aの内側は円形状の中心孔43とされ、この中心孔43に転がり軸受装置32が配置されている。本体部40aにおいて、中心孔43のコンプレッサホイール44側の開口は蓋部材33によって閉鎖されている。

30

【0021】

ケーシング40の本体部40aの内部には、冷却用のクーラントが循環する冷却水ジャケット26が形成されている。冷却水ジャケット26は、本体部40aの軸線Z方向一端部から他端部にわたる範囲で形成されている。具体的に冷却水ジャケット26は、側壁17、18と外側周壁20と内側周壁19とによって囲まれた空間部分として形成されている。また、冷却水ジャケット26は、転がり軸受装置32の径方向外側の部分と、転がり軸受装置32よりもタービンホイール42側の部分とに存在している。特に、冷却水ジャケット26は、内側周壁19の小径筒部19bの外周側に、転がり軸受装置32とタービンホイール42との間に入り込むように形成された部分26aを有している。この部分26aにより、タービンホイール42側の熱がクーラントによって効果的に奪われ、転がり軸受装置32の温度上昇が抑制される。

40

【0022】

本体部40aの内部には、転がり軸受装置32に供給する潤滑油を溜めているタンク部35が形成されている。タンク部35は、本体部40aにおけるコンプレッサホイール44側の部分に配置されている。タンク部35内の潤滑油は供給手段36によって転がり軸

50

受装置 3 2 に供給される。本実施の形態の供給手段 3 6 は、タンク部 3 5 と中心孔 4 3 との間に設けられた紐部材により構成されている。この紐部材 3 6 は潤滑油が浸透する材質、構造とされており、一端部がタンク部 3 5 の潤滑油中に浸されており、他端部が中心孔 4 3 内の転がり軸受装置 3 2 の内部に設けられている。これにより、タンク部 3 5 の潤滑油は紐部材の毛細管現象によって中心孔 4 3 内へと供給される。この紐部材によれば、タービン軸 4 1 の回転が停止している状態であっても、中心孔 4 3 にある転がり軸受装置 3 2 に潤滑油を供給できる。

【 0 0 2 3 】

タービンホイール 4 2 とケーシング 4 0 との間には熱遮蔽部材 2 7 が設けられている。熱遮蔽部材 2 7 は、セラミック製や金属製とされており、側壁 1 7 とタービンホイール 4 2 との間に介在している円環部 2 7 a と、この円環部 2 7 a からケーシング 4 0 側へ延びる円筒部 2 7 b とを有している。円環部 2 7 の中央の孔にタービンホイール 4 2 の基端部（タービン軸 4 1）が挿通した状態にあり、この孔とタービンホイール 4 2 の基端部との間に僅かな隙間が形成されている。円筒部 2 7 b の端部はケーシング 4 0 の本体部 4 0 a の外周部と接触している。これにより、熱遮蔽部材 2 7 の円環部 2 7 a 及び円筒部 2 7 b と、ケーシング 4 0 の側壁 1 7 との間に環状の空気室 2 8 が形成されている。これによれば、タービンホイール 4 2 側からの輻射熱、空気伝導熱が熱遮蔽部材 2 7 によって遮蔽され、この熱によるケーシング 4 0 及び転がり軸受装置 3 2 の温度上昇を抑えることができる。また、熱遮蔽部材 2 7 とケーシング 4 0 との間の空気室 2 8 によって、タービンホイール 4 2 側からの熱がさらにケーシング 4 0 へ伝わりにくくなり、ケーシング 4 0 及び転がり軸受装置 3 2 の温度上昇を抑えることができる。

【 0 0 2 4 】

次に、転がり軸受装置 3 2 について詳細に説明する。

図 2 は、転がり軸受装置 3 2 を拡大して示す断面図である。転がり軸受装置 3 2 は、軸受ハウジング 6 1 と、この軸受ハウジング 6 1 内に配置された一対の転がり軸受 1 0 a , 1 0 b とを有している。軸受ハウジング 6 1 は、ケーシング 4 0 内の中心孔 4 3 の径よりもやや小さい外径を有する円筒形状に形成されている。軸受ハウジング 6 1 の軸線 Z 方向の両端外周には切欠け凹部 6 1 a が周方向全周に形成されており、この切欠け凹部 6 1 a にはリング状のダンパ部材 6 0 が嵌合されている。このダンパ部材 6 0 の詳細については後述する。

【 0 0 2 5 】

内側周壁 1 9 の環状部 1 9 c の径方向内端部には、転がり軸受 1 0 a 側へ向けて軸線 Z 方向に延びる円筒形状の受け部材 1 9 d が一体形成されている。この受け部材 1 9 d の内周面には、タービン軸 4 1 に嵌合された円筒形状のスリーブ 7 1 の外周面が僅かな隙間をもって対向している。スリーブ 7 1 の外周面には凹状の周溝 7 1 a が形成され、この周溝 7 1 a 内にはシール部材 7 2 が隙間をもって収容されている。シール部材 7 2 は、所謂ピストンリングにより構成されており、周方向の一箇所に形成された合い口を閉じるようにして受け部材 1 9 d の内周面に嵌合されることによって、当該内周面に圧接されている。スリーブ 7 1 の軸線 Z 方向の一端面はタービン軸 4 1 の外周面から突出する大径部 4 1 a に当接し、同他端面はタービンホイール 4 2 側の転がり軸受 1 0 a の内輪 1 に当接している。このスリーブ 7 1 によって、タービン軸 4 1 に対する当該内輪 1 のタービンホイール 4 2 側への移動が規制される。

【 0 0 2 6 】

蓋部材 3 3 の軸線 Z 上には貫通孔 3 3 a が形成されている。この貫通孔 3 3 a の内周面は、タービン軸 4 1 に嵌合された円筒形状のスリーブ 7 3 の外周面が僅かな隙間をもって対向している。スリーブ 7 3 の外周面には、軸線 Z 方向に 2 つの周溝 7 3 a が形成され、この周溝 7 3 a 内にはシール部材 7 4 が隙間をもって収容されている。このシール部材 7 4 も前記シール部材 7 2 と同様にピストンリングにより構成され、貫通孔 3 3 a の内周面に圧接されている。スリーブ 7 3 の軸線 Z 方向の一端面はタービン軸 4 1 に形成された段部 4 1 b とコンプレッサホイール 4 4 側の転がり軸受 1 0 b の内輪 1 とに当接し、同他端

面はコンプレッサホイール 4 4 の側面に当接している。このスリーブ 7 3 によって、タービン軸 4 1 に対する当該内輪 1 のコンプレッサホイール 4 4 側への移動が規制される。

【 0 0 2 7 】

シール部材 7 2 , 7 4 は、タービンホイール 4 2 側からの排気ガスやコンプレッサホイール 4 4 側からの圧縮空気が転がり軸受 1 0 a , 1 0 b 側に漏れるのを防止するとともに、転がり軸受 1 0 a , 1 0 b 側の潤滑油がタービンホイール 4 2 側及びコンプレッサホイール 4 4 側に流出するのを防止している。

【 0 0 2 8 】

本体部 4 0 a を構成する内側周壁 1 9 の小径筒部 1 9 b には、筒形状のラビリンズ部材 7 5 が嵌合されている。このラビリンズ部材 7 5 の内周面には複数の凹溝 7 5 a が形成され、当該内周面は、タービン軸 4 1 の外周面と隙間をもって配置されている。この隙間によってラビリンズシール 7 6 が形成され、当該ラビリンズシール 7 6 は、タービンホイール 4 2 側の排気ガスが転がり軸受 1 0 a , 1 0 b 側へ流入するのを防止している。

【 0 0 2 9 】

次に転がり軸受 1 0 a , 1 0 b について説明する。図 3 は、転がり軸受（コンプレッサホイール 4 4 側（図 2 の右側）の転がり軸受） 1 0 b を拡大して示す断面図である。転がり軸受 1 0 b は、タービン軸 4 1 の外周面に嵌合された単一の内輪 1 と、軸受ハウジング 6 1 の内周面に嵌合された単一の外輪 3 と、内輪 1 と外輪 3 との間に介在した単一の中間輪 2 とを備えている。内輪 1 と中間輪 2 と外輪 3 とがこの順番で軸線 Z 方向に沿って位置ずれして配置されている。そして、内輪 1 と中間輪 2 との間の環状空間に転動自在に設けられた一列の第一転動体 4 と、中間輪 2 と外輪 3 との間の環状空間に転動自在に設けられた一列の第二転動体 5 とをさらに備えている。なお、転がり軸受 1 0 b は、内輪 1 がコンプレッサホイール 4 4 側に配置され、外輪 3 がタービンホイール 4 2 側に配置されている。

【 0 0 3 0 】

第一転動体 4 及び第二転動体 5 はそれぞれ複数の玉からなり、第一転動体 4 の複数の玉 4 a は保持器 8 によって軸線 Z を中心とする一つの円上に沿って保持され、第二転動体 5 の複数の玉 5 a は保持器 9 によって軸線 Z を中心とする他の円上に沿って保持されている。また、玉 4 a , 5 a とは同径とされている。

【 0 0 3 1 】

内輪 1 は環状に形成されており、その内周面がタービン軸 4 1 との嵌合面とされ、その外周面に第一転動体 4 の玉 4 a と接触する第一の軌道 1 1 が形成されている。

外輪 3 は環状に形成されており、その外周面が軸受ハウジング 6 1 の内周面との嵌合面とされ、その内周面に第二転動体 5 の玉 5 a と接触する第二の軌道 3 1 が形成されている。内輪 1 と外輪 3 との軸線 Z 方向寸法は略同一とされている。

【 0 0 3 2 】

中間輪 2 は環状に形成されており、軸線 Z 方向寸法が内輪 1 及び外輪 3 よりも長くされている。中間輪 2 の内周面の一部に第一転動体 4 の玉 4 a と接触する第三の軌道 2 1 が形成されており、中間輪 2 の外周面の一部に第二転動体 5 の玉 5 a と接触する第四の軌道 2 2 が形成されている。そして、内輪 1 と中間輪 2 と外輪 3 とは軸線 Z を中心として軸線 Z 方向に位置ずれはしているが、同心円状に配置されている。

【 0 0 3 3 】

中間輪 2 は、環状の大径輪部 7 と、この大径輪部 7 から傾斜輪部 1 5 を介して連続して設けられた環状の小径輪部 6 とを有している。小径輪部 6 は大径輪部 7 よりも外周面の直径について小さくされている。傾斜輪部 1 5 は軸線 Z に対して傾斜する方向に直線的に延びている。大径部 7 は、内輪 1 の径方向外方に第一転動体 4 が介在した状態で設けられている。外輪 3 は、小径輪部 6 の径方向外方に第二転動体 5 が介在した状態で設けられている。

【 0 0 3 4 】

環状の前記第三の軌道 2 1 は大径輪部 7 の内周面と傾斜輪部 1 5 の内周面との境界部に

10

20

30

40

50

形成されており、環状の第四の軌道 2 2 は小径輪部 6 の外周面と傾斜輪部 1 5 の外周面との境界部に形成されている。また、中間輪 2 は縦断面において折れ曲がり形状とされている。

【 0 0 3 5 】

中間輪 2 において、第四の軌道 2 2 に接触している第二転動体 5 のピッチ径 D_3 は、第三の軌道 2 1 に接触している第一転動体 4 のピッチ径 D_4 よりも大きくされている。これにより、第一、第二転動体 4, 5 を中間輪 2 の傾斜輪部 1 5 を挟んで軸線 Z 方向に接近させた配置とでき、転がり軸受 1 0 b の軸線 Z 方向の寸法を小さくすることができる。なお、ピッチ径とは転動体の玉の中心を通る円の直径としている。

【 0 0 3 6 】

第一転動体 4 の玉 4 a は、一対の対向している第一の軌道 1 1 及び第三の軌道 2 1 に対して斜接（アンギュラコンタクト）しており、第二転動体 5 の玉 5 a は、一対の対向している第四の軌道 2 2 及び第二の軌道 3 1 に対して斜接（アンギュラコンタクト）している。その接触角 α_1, α_2 は同じとされており、図において例えば 15° とされている。これにより、この転がり軸受 1 0 b は軸線 Z 方向からの荷重（軸線 Z 方向荷重）を受けることができる。さらに、この転がり軸受 1 0 b は軸線 Z 方向に延びた軸線 Z 方向配置とされていることから、軸線 Z 方向のダンパ性能を有した構造とされる。

【 0 0 3 7 】

中間輪 2 は、転動体 4, 5 を斜接させるために適した構造となっている。すなわち、中間輪 2 の外周において、第四の軌道 2 2 は小径輪部 6 と傾斜輪部 1 5 との境界部に形成されていることから、この第四の軌道 2 2 の両側の肩部において、傾斜輪部 1 5 の肩径は小径輪部 6 の肩径よりも大きくなる。このため、第四の軌道 2 2 において、傾斜輪部 1 5 の傾斜を利用して斜接軌道を形成することができる。また、第三の軌道 2 1 は大径輪部 7 と傾斜輪部 1 5 との境界部に形成されていることから、この第三の軌道 2 1 の両側の肩部において、傾斜輪部 1 5 の肩径は大径輪部 7 の肩径よりも小さくなる。このため、第三の軌道 2 1 において、傾斜輪部 1 5 の傾斜を利用して斜接軌道を形成することができる。

このように、内輪 1 及び外輪 3 では、転動体 4, 5 を斜接させるために一方の肩部側を厚肉とする必要があるが、中間輪 2 では、転動体 4, 5 を斜接させるために一方の肩部側（傾斜輪部 1 5）の厚さを大きくする必要がない。これにより、中間輪 2 の構造がシンプルとなり、中間輪 2 を、厚さが一定とされた円筒を塑性変形させて簡単に製造することもできる。

【 0 0 3 8 】

また、この中間輪 2 において、前記のとおり小径輪部 6 が大径輪部 7 よりも小径とされているが、さらに、小径輪部 6 側の第四の軌道 2 2 の軌道径 D_2 が、大径輪部 7 の第三の軌道 2 1 の軌道径 D_1 よりも小さくされている（ $D_2 < D_1$ ）。なお、第四の軌道 2 2 の軌道径 D_2 は、軌道 2 2 の最小径部の直径とし、第三の軌道 2 1 の軌道径 D_1 は、軌道 D_1 の最大径部の直径としている。

【 0 0 3 9 】

転がり軸受 1 0 b において、内輪 1 と中間輪 2 との間において一対の対向している第一の軌道 1 1 と第三の軌道 2 1 との間に第一転動体 4 の玉 4 a が転動自在として介在しており、中間輪 2 と外輪 3 との間において一対の対向している第四の軌道 2 2 と第二の軌道 3 1 との間に第二転動体 5 の玉 5 a が転動自在として介在している。この転がり軸受 1 0 b は、タービン軸 4 1 に外嵌した内輪 1 と軸受ハウジング 6 1 に固定された外輪 3 との間に、複数（二段）の転動体 4, 5 を備えている構造となる。すなわち、この転がり軸受 1 0 b は、内輪 1 と第一転動体 4 と中間輪 2 とによって、この中間輪 2 が外輪と見立てられた第一軸受部 A が構成され、中間輪 2 と第二転動体 5 と外輪 3 とによって、この中間輪 2 が内輪と見立てられた第二軸受部 B が構成されたものとなる。

【 0 0 4 0 】

図 2 に示すように、タービンホイール 4 2 側（左側）の転がり軸受 1 0 a は、コンプレッサホイール 4 4 側（右側）の転がり軸受 1 0 b と同様に内輪 1, 外輪 3, 中間輪 2、第

10

20

30

40

50

一転動体 4 , 第二転動体 5、保持器 8 , 9 を備えている。但し、左側の転がり軸受 10 a は、内輪 1 がタービンホイール 4 2 側に、外輪 3 がコンプレッサホイール 4 4 側にそれぞれ配置されており、右側の転がり軸受 10 b とは背面合わせの関係とされている。

一对の転がり軸受 10 a , 10 b の外輪 3 は、軸受ハウジング 6 1 の内周面から僅かに隆起する隆起部 6 1 b の軸線 Z 方向端部に当接し、互いに接近する方向への移動が規制されている。また、一对の転がり軸受 10 a , 10 b の間にはバネ部材 7 7 が介装され、このバネ部材 7 7 によって軸線 Z 方向外方への予圧が各外輪 3 に付与されている。

【0041】

以上のように構成された転がり軸受 10 a , 10 b は、タービン軸 4 1 が所定回転数で回転することにより、転がり軸受 10 a , 10 b において内輪 1 が外輪 3 に対して前記所定回転数で回転している状態となる。この回転が生じた状態では、前記所定回転数は、二段とされた第一と第二の軸受部 A , B (図 3) によって分配される。すなわち、内輪 1 はタービン軸 4 1 と共に一体回転するが、中間輪 2 ではこの内輪 2 に遅れて (減速されて) 供回りする。これにより、一段ごとの軸受部における回転数が前記所定回転数よりも小さくなる。例えば、タービン軸 4 1 が 20 万 rpm で回転し、このタービン軸 4 1 側 (内側) の第一軸受部 A が例えば 16 万 rpm で回転しているとすると、ケーシング 40 側 (外側) の第二軸受部 B は第一軸受部 A よりも低回転である 4 万 rpm で回転することとなる。そして、多段とされた軸受部 A , B のそれぞれに分配された回転速度は、タービン軸 4 1 (内輪 1) の回転速度の変化に応じて自動的に変速される。この際、外輪 3 側の第二軸受部 B が内輪 1 側の第一軸受部 A よりも低速回転とされ、軸受部 A , B それぞれの回転速度は所定の比率で分配される。

このような構成により、この転がり軸受 10 a , 10 b は、全体としての許容回転数が高まることになるので、回転するタービン軸 4 1 を大きな安全率でもって支持することができ、タービン軸 4 1 が高速回転しても安定して支持することができる。

【0042】

前記したように、転がり軸受 10 a , 10 b の中間輪 2 は、大径輪部 7 よりも径が小さい小径輪部 6 と傾斜輪部 1 5 との境界部の外周面に第四の軌道 2 2 が形成された構造とされているので、この小径輪部 6 と傾斜輪部 1 5 との境界部の第四の軌道 2 2 に接触する第二の転動体 5 が径方向内側寄りの位置に設けられ、転がり軸受 10 の径方向寸法を小さくすることができる。つまり、外輪 3 の外周面の直径を小さくすることができる。したがって、図 2 において、この転がり軸受 10 を収容している軸受ハウジング 6 1 の内外径やケーシング 40 の中心孔 4 3 の内径を小さくすることができる。この結果、ケーシング 40 を大型化することなくケーシング 40 内に設けられる冷却水ジャケット 2 6 やタンク部 3 5 容量を可及的に大きくすることができる。

【0043】

図 3 に示すように、転がり軸受 10 a , 10 b の中間輪 2 において、大径輪部 7 と傾斜輪部 1 5 との境界部の内周面に第三の軌道 2 1 が形成され、小径輪部 6 と傾斜輪部 1 5 との境界部の外周面に第四の軌道 2 2 が形成された構造とされているため、転がり軸受 10 a , 10 b の軸線 Z 方向寸法を小さくすることができる。

例えば図 4 に示すように、二点鎖線で示している中間輪 5 2 のように、大径部 5 7 の内周側のみに軌道が形成され、小径部 5 6 の外周側のみに軌道が形成されている比較例の場合では、両軌道に接触する転動体 5 4 , 5 5 間の軸線 Z 方向の距離 Q が大きくなり、転がり軸受全体が軸線 Z 方向に長くなる。しかし、本実施の形態では、実線で示しているように傾斜輪部 1 5 の内周面と外周面とにおいてもそれぞれ第三の軌道 2 1 と第四の軌道 2 2 が形成されているため、これら第三と第四の軌道 2 1 , 2 2 にそれぞれ接触している転動体 4 , 5 の間の軸線 Z 方向の距離 P を、前記比較例の距離 Q よりも小さくすることができる ($P < Q$)。つまり、転動体 4 , 5 を軸線 Z 方向に接近させた状態とできることから、転がり軸受 10 a , 10 b の軸線 Z 方向寸法を小さくすることができる。

【0044】

さらに、図 3 に示すように、傾斜輪部 1 5 の内周面の一部と外周面の一部とにそれぞれ

第三の軌道 2 1 と第四の軌道 2 2 が形成され、第四の軌道 2 2 に接触している第二の転動体 5 のピッチ径 D 3 は、第三の軌道 2 1 に接触している第一の転動体 4 のピッチ径 D 4 よりも大きくされているため、第一、第二転動体 4 , 5 同士を軸線 Z 方向に接近させた状態とすることができる。したがって、これによっても転がり軸受 1 0 a , 1 0 b の軸線 Z 方向寸法を小さくすることができる。

以上より、転がり軸受 1 0 a , 1 0 b の軸線 Z 方向の収容スペースを小さくでき、隣に他の部品を設けるのが容易となる。

【 0 0 4 5 】

さらに、中間輪 2 において、第四の軌道 2 2 の軌道面 2 2 a が第三の軌道 2 1 の軌道面 2 1 a よりも径方向内側の位置に形成されていることから、第四の軌道 2 2 と接触する第二転動体 5 が、さらに径方向内側寄りの位置に設けられ、径方向寸法がより一層小さくされている。

【 0 0 4 6 】

中間輪 2 は第一転動体 4 及び第二転動体 5 を介して内輪 1 及び外輪 3 に支持され、第一転動体 4 が転動する第三の軌道 2 1 は中間輪 2 の大径輪部 7 と傾斜輪部 1 5 との境界部に形成され、第二転動体 5 が転動する第四の軌道 2 2 は小径輪部 6 と傾斜輪部 1 5 との境界部に形成され、さらに、第一、第二転動体 4 , 5 は各軌道に斜接した構成となっているので、内輪 1 と中間輪 2 との間における軸受隙間（前記第一軸受部 A における軸受隙間）と、外輪 3 と中間輪 2 との間における軸受隙間（前記第二軸受部 B における軸受隙間）とが、回転数及び作用する荷重に応じてそれぞれ適切な値となるように自動的に調整される。

【 0 0 4 7 】

すなわち、この転がり軸受 1 0 a , 1 0 b において、内輪 1 及び外輪 3 は回転軸（タービン軸）4 1 及びケーシング 4 0 に対して径方向に固定された状態で組み立てられるが、中間輪 2 は内輪 1 及び外輪 3 に軸線 Z 方向及び径方向に完全に拘束された状態ではなく、回転数や中間輪 2 が受ける荷重に応じて、軸線 Z 方向及び径方向に微小変位したり弾性的に微小変形したりすることができる。このため、第一軸受部 A における軸受隙間と、第二軸受部 B における軸受隙間とが、回転数及び作用する荷重に応じてそれぞれ適切な値となるように自動的に調整される。

【 0 0 4 8 】

さらに、中間輪 2 は、第一転動体 4 と第二転動体 5 とから受ける荷重を、軸線 Z 方向にずれた前記第三の軌道 2 1 と前記第四の軌道 2 2 とによってそれぞれ受けることができ、前記のとおり中間輪 2 は微小変位したり弾性的に微小変形したりできるので、中間輪 2 が（リーフスプリングのように）ダンパ作用を有することとなり、転がり軸受 1 0 a , 1 0 b において生じた振動に対して、優れた制振効果を奏することができる。さらに具体的に説明すると、第三の軌道 2 1 及び第四の軌道 2 2 は、中間輪 2 の大径輪部 7 と傾斜輪部 1 5 との境界部、及び、小径輪部 6 と傾斜輪部 1 5 との境界部に形成され、第一と第二転動体 4 , 5 は各軌道に斜接している構成となっているので、中間輪 2 は、軸線 Z 方向及び径方向に微小変位したり弾性的に微小変形したりすることができ、径方向と軸線 Z 方向との両方向について、優れた制振効果を有する。

【 0 0 4 9 】

このように、中間輪 2 は第一、第二の転動体 4 , 5 から荷重を受けることによって、特に、中間輪 2 の大径輪部 7 と傾斜輪部 1 5 との境界部、及び、小径輪部 6 と傾斜輪部 1 5 との境界部が、径方向及び軸線 Z 方向に微小変位又は弾性的に微小変形することができる。つまり、中間輪 2 がリーフスプリングとして機能する。すなわち、中間輪 2 は、回転することで発生した振動を、微小変位又は弾性的に微小変形することにより低減させるダンパ機能部を有しており、この実施形態におけるダンパ機能部は、これら境界部からなる構成である。

【 0 0 5 0 】

図 3 に示しているように、各保持器 8 , 9 は環状であり、その断面において、軸線 Z 方向の一端部から他端部へ向かって傾斜している構造とされている。つまり、保持器 8 , 9

10

20

30

40

50

のそれぞれは大径部 1 3 a と小径部 1 3 b とこれらを軸線 Z 方向で繋いでいる傾斜部 1 3 c とを有しており、中間輪 2 の傾斜輪部 1 5 と同様に傾斜している。これにより、玉 4 a , 5 a が転動することで、この保持器 8 , 9 が各玉 4 a , 5 a の周辺の空気を攪拌し、冷却効果を高めることができる。

【 0 0 5 1 】

次に、軸受ハウジング 6 1、転がり軸受 1 0 a , 1 0 b、タービンホイール 4 2、及びコンプレッサホイール 4 4 の配置関係について詳細に説明する。

図 2 に示すように、軸受ハウジング 6 1 は、タービンホイール 4 2 とコンプレッサホイール 4 4 との間の略中央に配置されている。より詳細には、軸受ハウジング 6 1 の軸線 Z 方向の中央位置 Y 2 が、タービンホイール 4 2 とコンプレッサホイール 4 4 との間の軸線 Z 方向の中央位置 Y 1 よりもややコンプレッサホイール 4 4 側に配置されている。また、
10 一対の転がり軸受 1 0 a , 1 0 b 間の軸線 Z 方向の中央位置 Y 3 は、軸受ハウジング 6 1 の中央位置 Y 2 よりも更にコンプレッサホイール 4 4 側に配置されている。したがって、一対の転がり軸受 1 0 a , 1 0 b はタービンホイール 4 2 から遠ざけられ、逆にコンプレッサホイール 4 4 に近づけられている。

【 0 0 5 2 】

また、タービンホイール 4 2 側の転がり軸受 1 0 a は、タービンホイール 4 2 とコンプレッサホイール 4 4 との間の中央位置 Y 1 上に位置している。また、一対の転がり軸受 1 0 a , 1 0 b 間の中央位置 Y 3 が軸受ハウジング 6 1 の中央位置 Y 2 よりもコンプレッサホイール 4 4 側に配置されていることによって、軸受ハウジング 6 1 は、一対の転がり軸
20 受 1 0 a , 1 0 b に対してタービンホイール 4 2 側へ延伸（オーバーハング）している。

【 0 0 5 3 】

このように一対の転がり軸受 1 0 a , 1 0 b はタービンホイール 4 2 から遠ざけられた状態で配置されているので、タービンホイール 4 2 側の熱が転がり軸受 1 0 a , 1 0 b に伝わり難くなる。そのため、転がり軸受 1 0 a , 1 0 b の冷却のために多量の潤滑油を供給する必要がない。つまり、本実施の形態のようにケーシング 4 0 内にタンク部 3 5（図 1）を設け、このタンク部 3 5 内の潤滑油を少しずつ供給する形態とすることが可能となる。そのため、従来のように転がり軸受にエンジンオイル等を供給するための多数の流路を形成する必要がなく、また、当該流路にエンジンオイル用のフィルタを設ける必要もないので、ケーシング 4 0 の構造を簡素化し、製造コストを低減することができる。
30

また、ケーシング 4 0 にエンジンオイルの流路が不要となるので、その分、冷却水ジャケット 2 6 を広く設けることが可能となる。これにより、転がり軸受装置 3 2 全体の冷却効率を高めることが可能となる。

【 0 0 5 4 】

一方、一対の転がり軸受 1 0 a , 1 0 b をタービンホイール 4 2 から遠ざけて配置した場合、タービンホイール 4 2 とコンプレッサホイール 4 4 との支持バランスが崩れ、タービン軸 4 1 の振動が大きくなる可能性がある。しかし、本実施形態では、各転がり軸受 1 0 a , 1 0 b として、内外輪 1 , 3 の間に中間輪 2 を備えた構造とし、この中間輪 2 が前述の如くダンパ機能を備えているので、タービン軸 4 1 の振動を適切に低減することができる。
40

【 0 0 5 5 】

また、軸受ハウジング 6 1 が一対の転がり軸受 1 0 a , 1 0 b に対してタービンホイール 4 2 側に延伸するように配置されているので、一対の転がり軸受 1 0 a , 1 0 b をタービンホイール 4 2 から遠ざけることに伴うタービンホイール 4 2 及びコンプレッサホイール 4 4 の支持バランスの崩れを少なくし、タービン軸 4 1 の振動を低減することが可能である。

さらに、本実施の形態では、次に詳しく述べるダンパ部材 6 0 によってもタービン軸 4 1 の振動を更に低減している。

【 0 0 5 6 】

次に、ダンパ部材 6 0 について詳細に説明する。図 6 は、ダンパ部材 6 0 の斜視図であ
50

り、ダンパ部材 60 はリング形状に形成され、幅 w と厚さ t とを有する断面略 4 角形状に形成されている。図 2 に示すように、ダンパ部材 60 は軸受ハウジング 61 の両端外周面に形成した切欠け凹部 61a に嵌合され、左側のダンパ部材 60 は、中心孔 43 の内周面と環状部 19c の側面とに当接し、右側のダンパ部材 60 は、中心孔 43 の内周面と蓋部材 33 の側面とに当接している。

【0057】

図 7 は、図 6 の VII 部拡大図である。ダンパ部材 60 は、ステンレス等の金属製のワイヤ 64 を材料として形成されている。具体的には、1 本又は複数本の金属製のワイヤ 64 を複雑に屈曲させつつ立体的に編み上げる（ワイヤ 64 を寄せ集め、捻り合わせ、交錯させ、及び / 又は、絡み合わせる）ことにより、全体として断面略 4 角形状のリング形状に形成されている。

10

【0058】

ダンパ部材 60 を構成する金属製ワイヤ 64 の相互間には、全体的に又は部分的に隙間（空孔）が形成されている。ダンパ部材 60 は、ワイヤ 64 が隙間の範囲で弾性変形したり、隣合うワイヤ 64 同士が長手方向に位置ズレしたりすることによって、全体的に径方向（図 2 における上下方向、面貫通方向等）及び軸線 Z 方向に弾性変形（収縮）可能となっている。そして、ダンパ部材 60 は、中心孔 43 の内径よりもやや大きな外径に形成され、軸受ハウジング 61 と中心孔 43 との間に、径方向に所定の締め代で圧縮された状態で取り付けられている。また、各ダンパ部材 60 は、軸受ハウジング 61 よりも軸線 Z 方向外方に突出し、軸受ハウジング 61 と環状部 19c との間、及び、軸受ハウジング 61 と蓋部材 33 との間で軸線 Z 方向に所定の締め代で圧縮された状態で取り付けられている。

20

【0059】

ダンパ部材 60 内のワイヤ 64 間の隙間には、潤滑剤が充填されている。潤滑剤としては、例えば、フッ素系グリースを用いることができる。金属製のワイヤ 64 としては、例えば、外径が 0.4 mm のものが用いられる。ダンパ部材 60 の全体積に占める隙間の割合（空孔率）は、例えば 60 % とすることができる。

【0060】

上記ダンパ部材 60 は、次のように製造される。まず、最終成形品よりも外径、厚さ t 、幅 w がやや大きく、内径が小さいリング状の中間品を形成する。この中間品は、最終成形品の空孔率（例えば、60 %）よりも空孔率が大きくなるように、金属製ワイヤ 64 を緩やかに編み上げて形成する。そして、その中間品を、金型を用いて圧縮することによりワイヤ 64 間の隙間を小さくし、所望の寸法、空孔率の最終成型品を成形する。

30

【0061】

以上の構成において、タービン軸 41 から転がり軸受 10a, 10b を介して軸受ハウジング 61 に伝わる振動は、ダンパ部材 60 によって減衰されてケーシング 40 に伝達される。この際、ダンパ部材 60 は、径方向及び軸線 Z 方向に弾性変形可能であるため、3 次元、全方位的に振動を減衰することができ、高いダンピング性能を発揮することができる。

また、金属製ワイヤ 64 自体の弾性変形だけでなく、ワイヤ 64 の編み込み構造からもたらされるフリクションや、ワイヤ 64 の絡み合い等の状態により、全方位の振動エネルギーを単純な粘弾性を超える性能で受け止めて、緩和することが可能である。

40

【0062】

このため、前述のように一對の転がり軸受 10a, 10b をタービンホイール 42 から遠ざけて配置していたとしてもタービン軸 41 の回転に伴う振動を好適に低減することができる。

ダンパ部材 60 は、金属製のワイヤ 64 を用いて成形しているので、高い耐熱性をもたせることができる。したがって、非常に高温となるターボチャージャー用のダンパ手段として好適である。特に、本実施の形態のように、軸受ハウジング 61 が一對の転がり軸受 10a, 10b に対してタービンホイール 42 側にオーバーハングしている場合、タービ

50

ンホイール 4 2 側のダンパ部材 6 0 が高温に晒されることになるが、その熱影響によってダンピング性能が衰えることもほとんど無い。

また、ダンパ部材 6 0 内のワイヤ 6 4 の隙間には、グリースが充填されているので、弾性変形に伴う擦り合いでワイヤ 6 4 が摩耗することもほとんどない。

【 0 0 6 3 】

本実施の形態では、金属製ワイヤ 6 4 からなるダンパ部材 6 0 を軸受ハウジング 6 1 とケーシング 4 0 との間に備えているので、従来のようなオイルフィルムダンパは不要となる。したがって、エンジンオイルをケーシング 4 0 内に供給するために、エンジンオイルポンプを用いる必要もなくなる。そのため、従来に比べてエンジンの効率を向上させることができる。また、タービン軸 4 1 のダンピングのためにエンジンオイルを用いていないので、エンジンオイルの劣化に影響されることなく長期にわたってダンピング性能を維持することができる。更に、エンジンオイルの消費量も少なくすることができる。

10

【 0 0 6 4 】

ケーシング 4 0 には、従来のようにオイルフィルムダンパにエンジンオイルを供給するための流路を形成する必要がないので、ケーシング 4 0 の構造の簡素化、コスト低減を図ることができる。更に、前述のように、転がり軸受 1 0 a , 1 0 b の潤滑にもエンジンオイルを用いず、ケーシング 4 0 内に備えたタンク部 3 5 内の潤滑油を用いているので、ケーシング 4 0 には、軸受潤滑用、ダンパ用のいずれのエンジンオイル油路も不要となる。したがって、ケーシング 4 0 のより一層の構造の簡素化や、製造コスト低減が可能となる。

20

【 0 0 6 5 】

ダンパ部材 6 0 は、空孔率や編み上げの方向、ワイヤ 6 4 の外径等を適宜選択することによって、弾性率（パネ定数）を自由に变化させることができる。また、弾性変形の方向（径方向、軸線 Z 方向）によって弾性率を異ならせることもできる。したがって、必要なダンピング特性に応じてダンパ部材 6 0 を容易に製造することができる。また、ダンパ部材 6 0 の形状（外径寸法、内径寸法、幅 w、厚さ t、断面形状等）を自由に設計することができるので、ターボチャージャーの設計の自由度も増し、最適なターボチャージャーを製造することができる。

【 0 0 6 6 】

図 5 は、転がり軸受の他の実施の形態を示す断面図である。この図では右側の転がり軸受 1 0 b のみを例示している。転がり軸受 1 0 a , 1 0 b は、内外輪 1 , 3 の間に少なくとも一つの間中輪 2 が介在し、内輪 1 と中間輪 2 と外輪 3 との間で対向している軌道間のそれぞれに複数の転動体を転動自在に備えたものであればよい。図 5 に示す転がり軸受 1 0 b は、内外輪 1 , 3 の間に二個の中間輪 2 a , 2 b が介在したものである。この場合、内輪 1 と第一の中間輪 2 a と第二の中間輪 2 b と外輪 3 とがこの順番で軸線 Z 方向に沿って位置ずれして配置されている。そして、内輪 1 と第一の中間輪 2 a との間の環状空間に第一の第一転動体 4 5 が転動自在に設けられ、第一の中間輪 2 a と第二の中間輪 2 b との間の環状空間に第二の第二転動体 4 6 が転動自在に設けられ、第二の中間輪 2 と外輪 3 との間の環状空間に第三の第三転動体 4 7 が転動自在に設けられている。

30

【 0 0 6 7 】

これら中間輪 2 a , 2 b のそれぞれは前記実施の形態の中間輪 2 と同じ構成であり、中間輪 2 a , 2 b はそれぞれ、環状の大径輪部 7 と、この大径輪部 7 から傾斜輪部 1 5 を介して設けられた環状の小径輪部 6 とを有している。そして、中間輪 2 a , 2 b はそれぞれ、大径輪部 7 の内周面と傾斜輪部 1 5 の内周面との境界部に第三の軌道 2 1 が形成されており、小径輪部 6 の外周面と傾斜輪部 1 5 の外周面との境界部に第四の軌道 2 2 が形成されている。

40

【 0 0 6 8 】

この転がり軸受 1 0 b は、タービン軸 4 1 に外嵌した内輪 1 とケーシング部 4 0 に固定された外輪 3 との間に、三段の転動体 4 5 , 4 6 , 4 7 を備えている構造となる。すなわち、この転がり軸受 1 0 b は、内輪 1 と第一転動体 4 5 と第一の中間輪 2 a とによって、

50

この第一の中間輪 2 a が外輪と見立てられた第一軸受部 E が構成され、第一の中間輪 2 a と第二転動体 4 6 と第二の中間輪 2 b とによって、この第一の中間輪 2 a が内輪と見立てられかつ第二の中間輪 2 b が外輪と見立てられた第二軸受部 F が構成され、この第二の中間輪 2 b と第三転動体 4 7 と外輪 3 とによって、この第二の中間輪 2 b が内輪と見立てられた第三軸受部 G が構成されたものとなる。そして、この構成により、転がり軸受 1 0 a , 1 0 b 全体の回転数が、軸受部 E , F , G のそれぞれに分配され、より高速化に対応できる転がり軸受 1 0 b を得ることができる。

【 0 0 6 9 】

また、この実施の形態においても、前述の実施の形態（図 3）と同様に、第一の中間輪 2 a と第二の中間輪 2 b とを有することによって構成された前記第一軸受部 E、前記第二軸受部 F 及び前記第三軸受部 G のそれぞれにおける軸受隙間が、回転数及び作用する荷重に応じてそれぞれ適切な値となるように自動的に調整される。さらに、第一の中間輪 2 a 及び第二の中間輪 2 b が（リーフスプリングのように）ダンパ作用を有することとなり、優れた制振効果を奏することができる。

10

【 0 0 7 0 】

また、本発明の転がり軸受 1 0 a , 1 0 b において、使用される材質は従来知られているものとできるが、特に、転動体としての玉、中間輪を軽量であるセラミックとすることによって、さらに高速回転する軸を支持できる構造となる。

【 0 0 7 1 】

本発明は、上記実施形態に限定されることなく適宜設計変更可能である。例えば、本発明の転がり軸受装置 3 2 の転がり軸受 1 0 a , 1 0 b は、中間輪 2 を三個以上備えたものであってもよい。また、内輪 1 を回転方向に固定し、外輪 3 が回転するものであってもよい。

20

ダンパ部材 6 0 を形成する金属製ワイヤ 6 4 の材質や外径寸法、ダンパ部材 6 0 の空孔率等は適宜変更することができる。また、上記実施形態では、ダンパ部材 6 0 をリング状に形成し、軸受支持体 6 1 の外周に嵌め込んでいるが、周方向に分断した円弧形状やブロック形状とすることもできる。ダンパ部材 6 0 の断面形状は、円形状や、4 角形以外の多角形状とすることもできる。また、ダンパ部材 6 0 は、軸受ハウジング 6 1 の軸線 Z 方向の両端のみならず、軸線 Z 方向の全体に亘る範囲で設けることもできる。

本発明の転がり軸受装置 3 2 は、ターボチャージャーに限定されず、その他の過給機や回転軸を有する他の装置にも適用することができる。

30

【図面の簡単な説明】

【 0 0 7 2 】

【図 1】本発明の実施形態に係る転がり軸受装置を適用した過給機を示す断面図である。

【図 2】転がり軸受装置の拡大断面図である。

【図 3】転がり軸受の拡大断面図である。

【図 4】本発明の中間輪を説明する説明図である。

【図 5】転がり軸受の他の実施形態を示す拡大断面図である。

【図 6】ダンパ部材の斜視図である。

【図 7】図 6 の VII 部拡大図である。

40

【符号の説明】

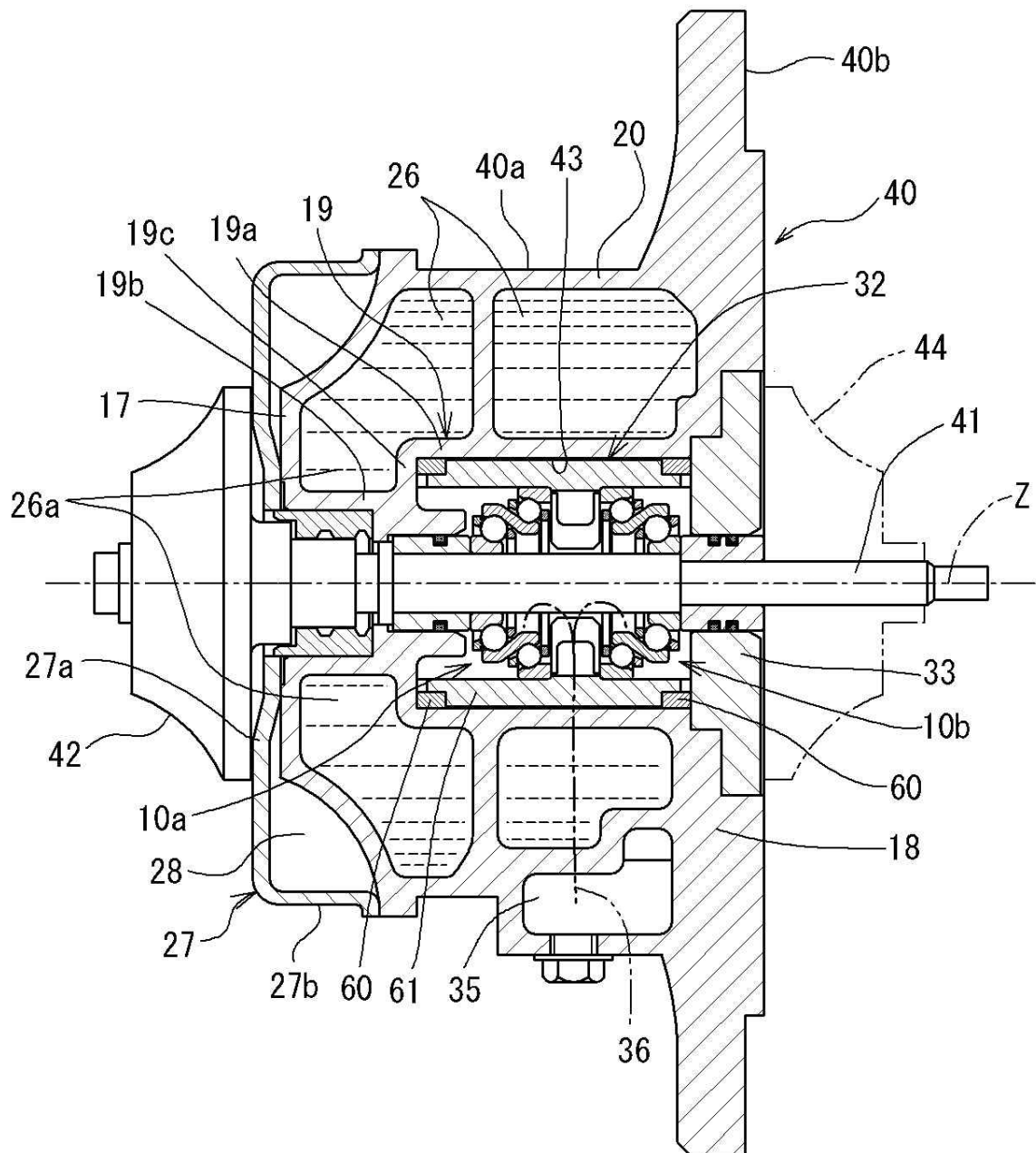
【 0 0 7 3 】

- 1 内輪
- 2 , 2 a , 2 b 中間輪
- 3 外輪
- 4 第一転動体
- 5 第二転動体
- 6 小径輪部
- 7 大径輪部
- 1 0 a , 1 0 b 転がり軸受

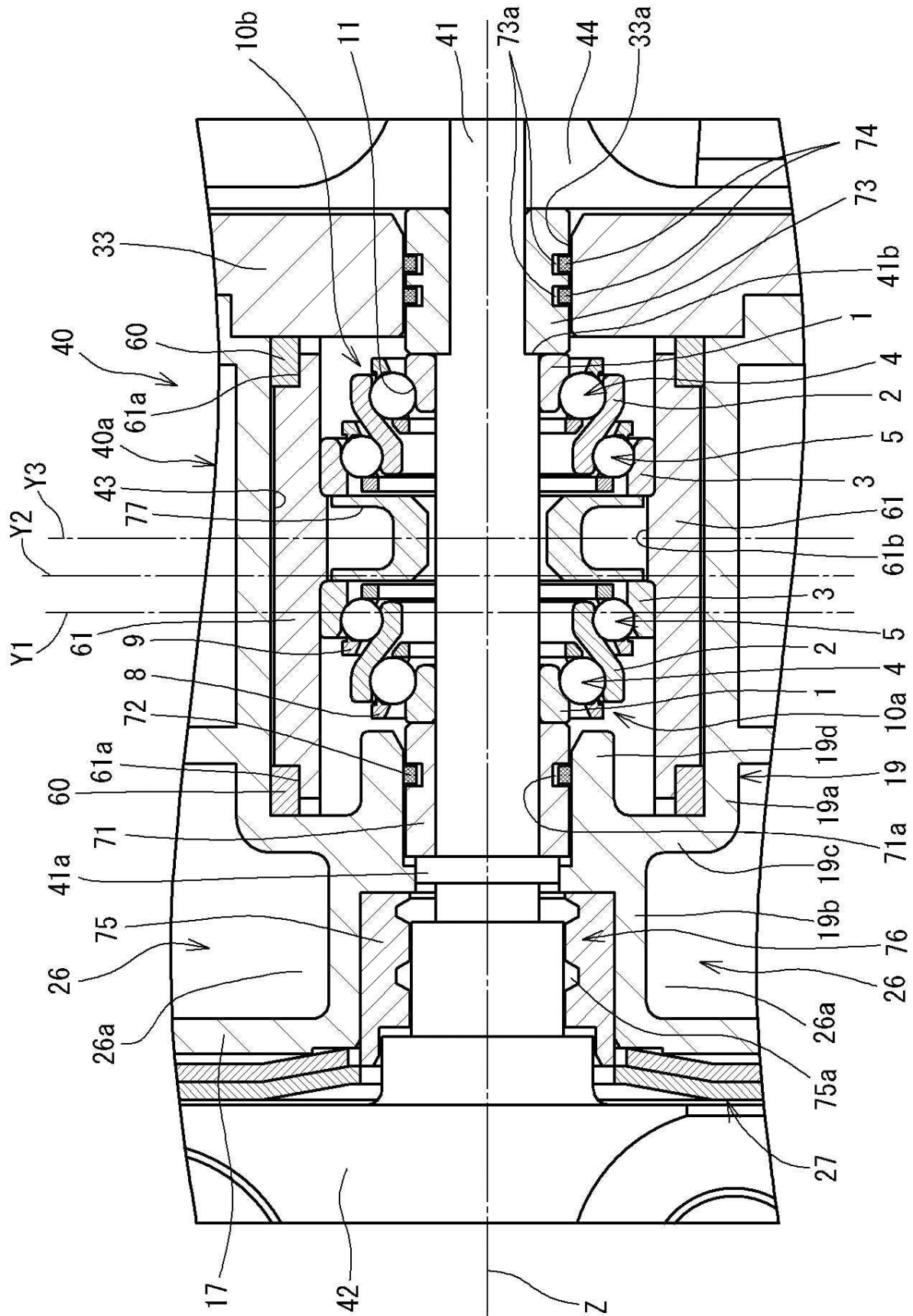
50

- 1 1 第一の軌道
- 1 5 傾斜輪部
- 2 1 第三の軌道
- 2 2 第四の軌道
- 3 1 第二の軌道
- 3 2 転がり軸受装置
- 4 0 ケーシング
- 4 1 タービン軸（回転軸）
- 4 2 タービンホイール
- 4 4 コンプレッサホイール
- 4 5 第一転動体
- 4 6 第二転動体
- 4 7 第三転動体
- 6 0 ダンパ部材
- 6 1 軸受ハウジング

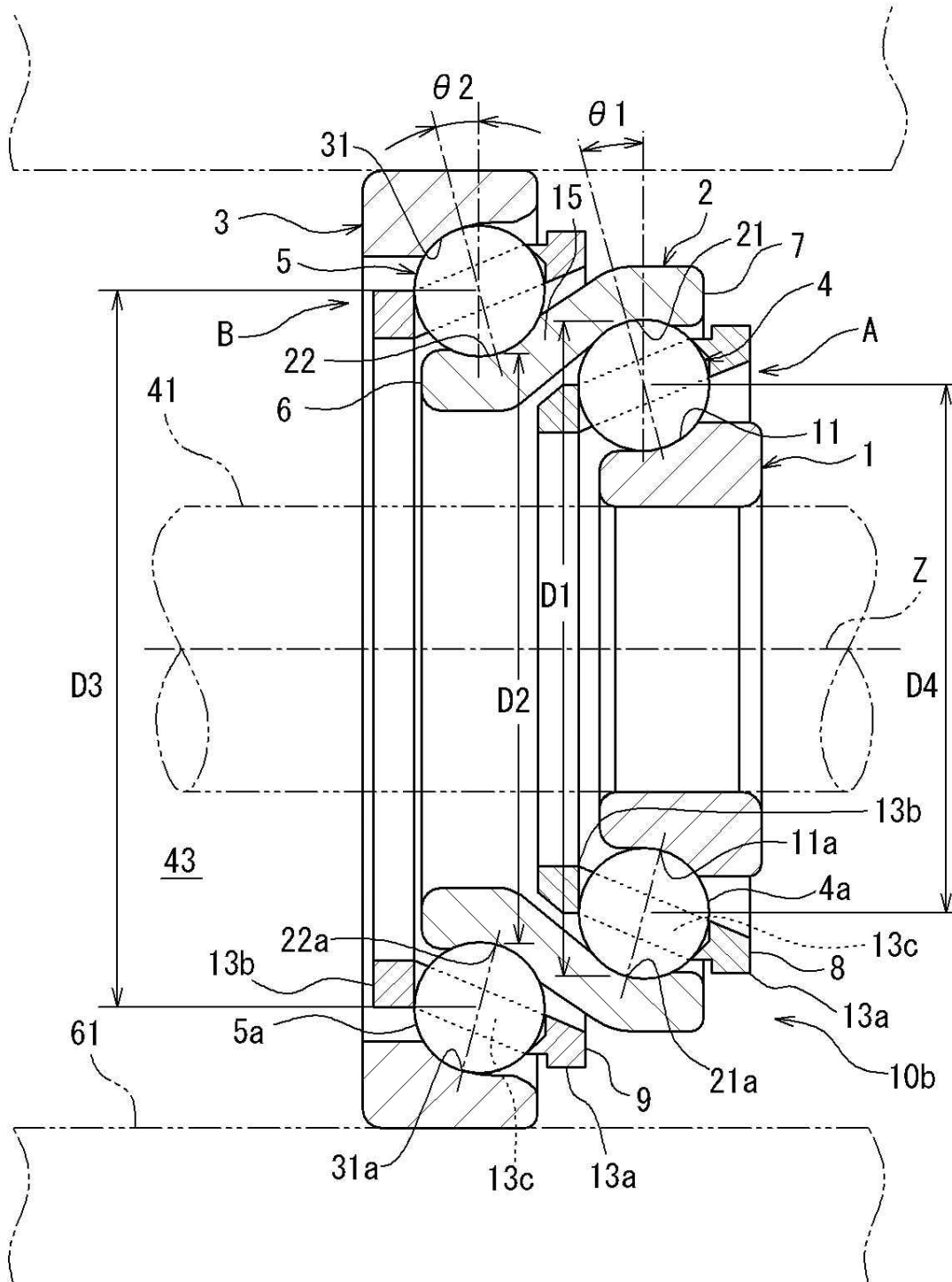
【図 1】



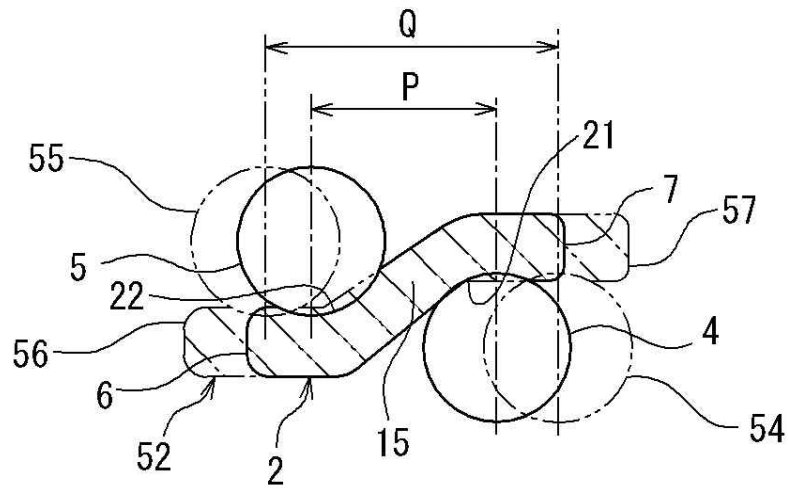
【図 2】



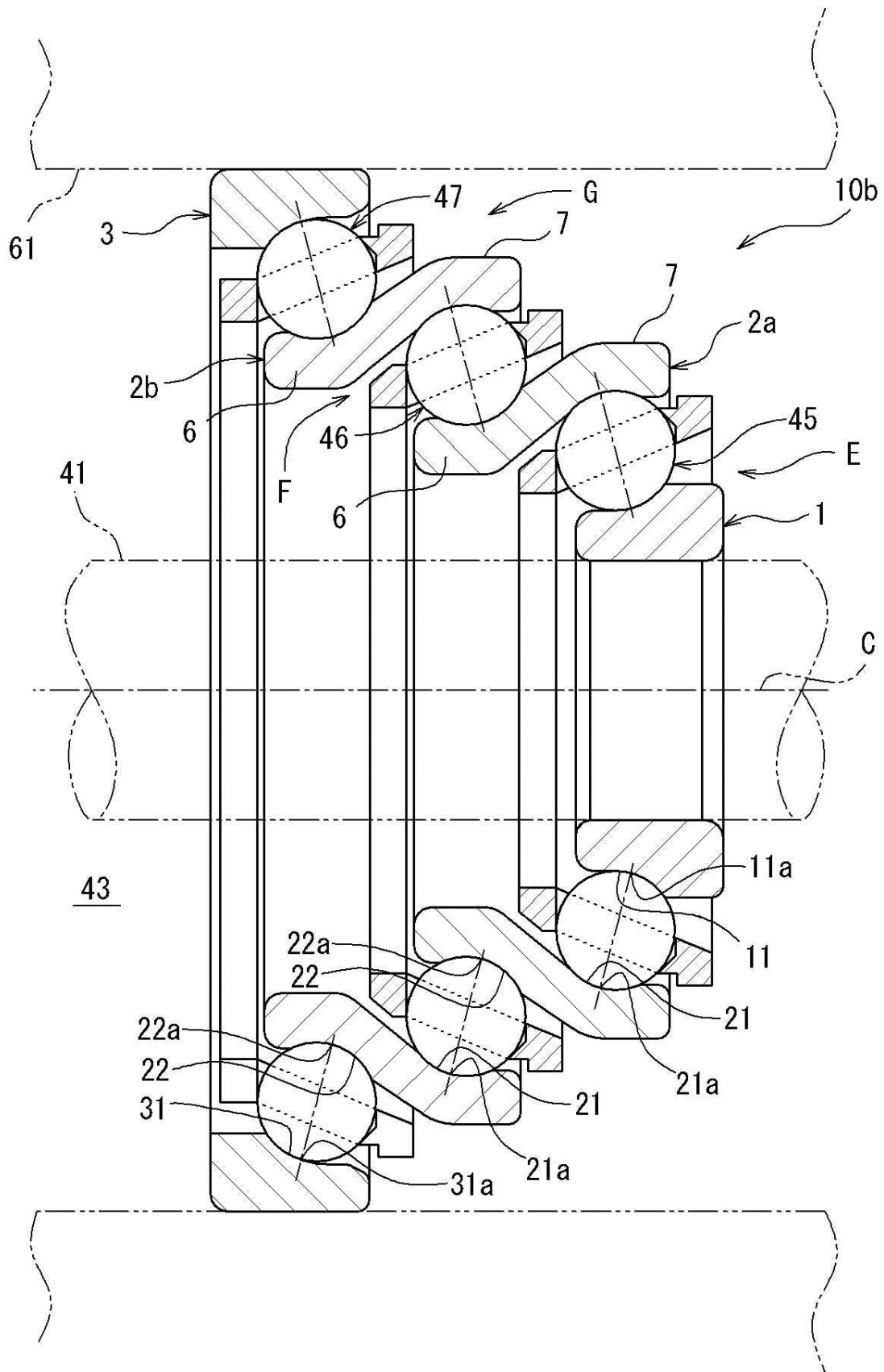
【図 3】



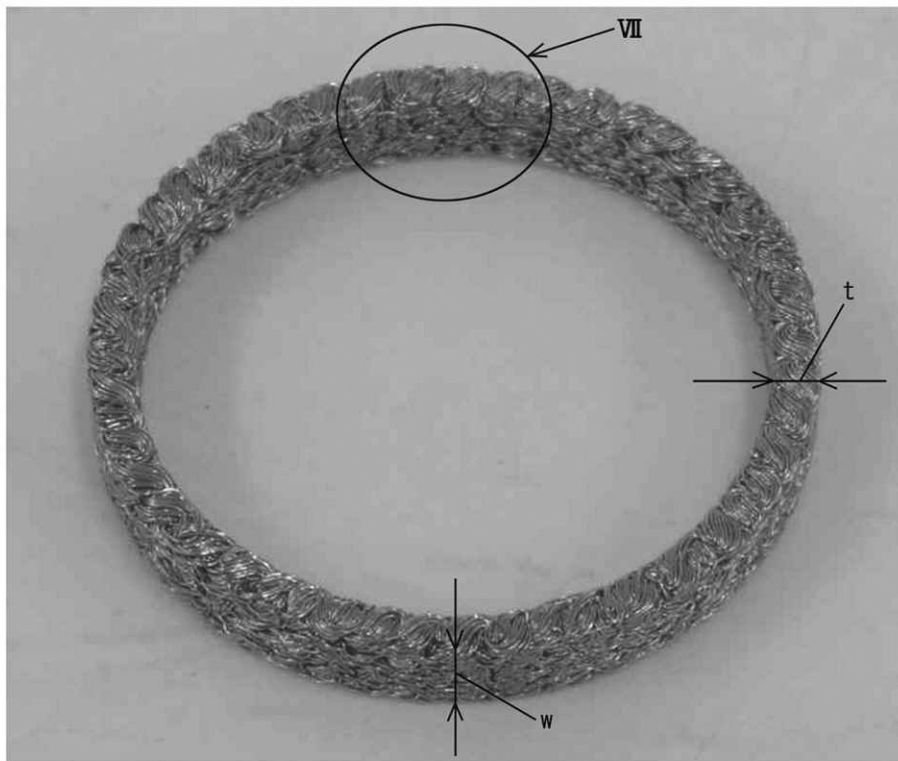
【 図 4 】



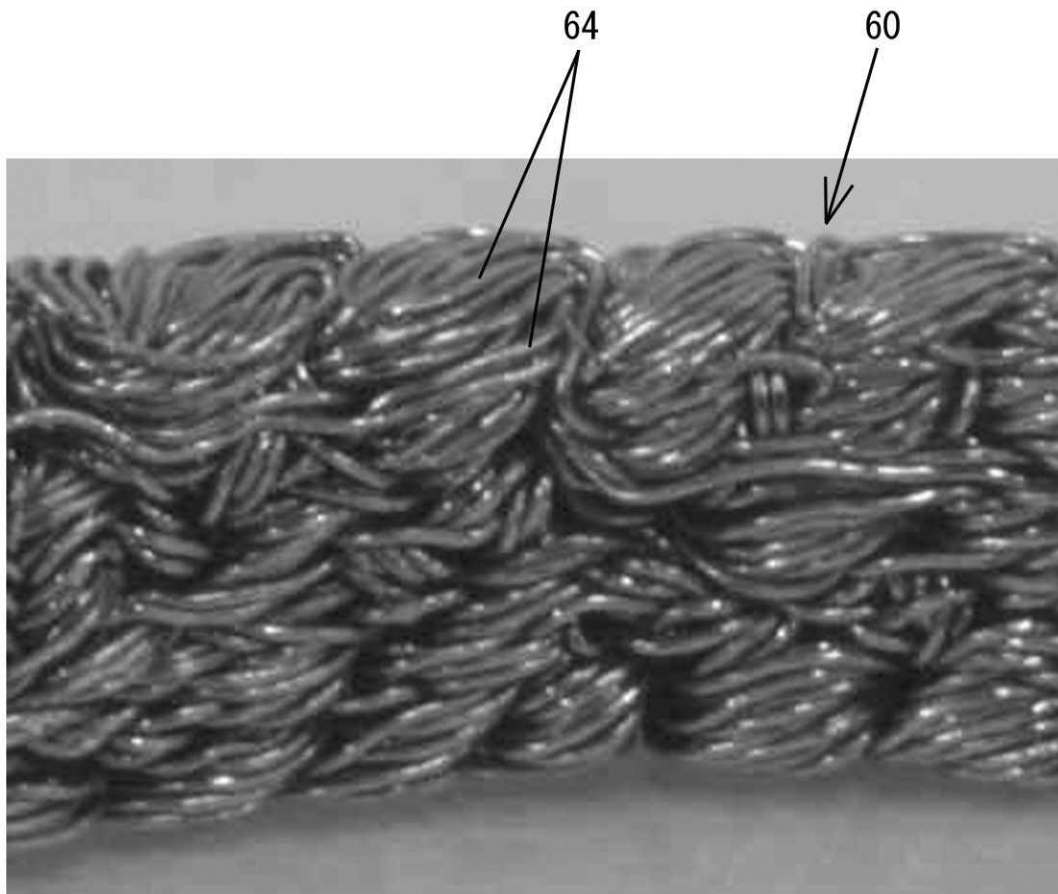
【図 5】



【 図 6 】



【 図 7 】



フロントページの続き

- (72)発明者 中下 智徳
大阪府大阪市中央区南船場3丁目5番8号 株式会社ジェイテクト内
- (72)発明者 大槻 正章
大阪府大阪市中央区南船場3丁目5番8号 株式会社ジェイテクト内
- (72)発明者 坂東 重徳
大阪府大阪市中央区南船場3丁目5番8号 株式会社ジェイテクト内
- (72)発明者 阿部 真樹
大阪府大阪市中央区南船場3丁目5番8号 株式会社ジェイテクト内
- (72)発明者 中田 竜二
大阪府大阪市中央区南船場3丁目5番8号 株式会社ジェイテクト内
- (72)発明者 気田 健久
大阪府大阪市中央区南船場3丁目5番8号 株式会社ジェイテクト内

Fターム(参考) 3G005 GB55

3J017 AA10 CA06 DA01 HA02

3J101 AA02 AA32 AA43 AA54 AA62 BA51 FA60 GA21

3J117 AA10 CA06 DA01 HA02

3J701 AA02 AA32 AA43 AA54 AA62 BA51 FA60 GA21