

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第6572380号
(P6572380)

(45) 発行日 令和1年9月11日 (2019.9.11)

(24) 登録日 令和1年8月16日 (2019.8.16)

(51) Int.Cl.	F 1
F 1 6 C 17/02 (2006.01)	F 1 6 C 17/02 Z
F 1 6 C 33/10 (2006.01)	F 1 6 C 33/10
F 0 2 B 39/14 (2006.01)	F 0 2 B 39/14 B
F 0 2 B 39/00 (2006.01)	F 0 2 B 39/00 J

請求項の数 4 (全 16 頁)

(21) 出願番号	特願2018-502926 (P2018-502926)	(73) 特許権者	316015888
(86) (22) 出願日	平成28年3月1日 (2016.3.1)		三菱重工エンジン&ターボチャージャ株式会社
(86) 国際出願番号	PCT/JP2016/056307		神奈川県相模原市中央区田名3000番地
(87) 国際公開番号	W02017/149679	(74) 代理人	110002147
(87) 国際公開日	平成29年9月8日 (2017.9.8)		特許業務法人酒井国際特許事務所
審査請求日	平成30年7月12日 (2018.7.12)	(72) 発明者	二江 貴也
			東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工株式会社内
		(72) 発明者	南部 崇
			東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工株式会社内
		(72) 発明者	石崎 達也
			東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 軸受装置および排気タービン過給機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

回転軸と、

前記回転軸に設けられて前記回転軸を回転可能に支持するジャーナル軸受と、

前記回転軸が延在する軸方向で前記ジャーナル軸受の側面部と間隔をおいて対面して配置される対面部を有する円盤部材と、

前記対面部に周方向の全周に連続して設けられて潤滑油を受容可能な凹部と、
を備え、

前記ジャーナル軸受の前記軸方向の投影面積において、前記側面部と前記対面部とで前記間隔をなす面積よりも、前記凹部を含んで前記間隔をなさない部分の面積が大きいことを特徴とする軸受装置。

【請求項 2】

前記凹部は、前記対面部において前記円盤部材の径方向外側縁に周方向の全周に連続して設けられた切欠により形成されていることを特徴とする請求項 1 に記載の軸受装置。

【請求項 3】

前記側面部において前記ジャーナル軸受の径方向内縁に周方向の全周に連続して前記潤滑油を受容可能な切欠が形成され、前記ジャーナル軸受の前記軸方向の投影面積において、前記側面部と前記対面部とで前記間隔をなす面積よりも、前記凹部および前記切欠を含んで前記間隔をなさない部分の面積が大きいことを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の軸受装置。

10

20

【請求項 4】

請求項 1～3 のいずれか 1 つに記載の軸受装置と、
前記回転軸により同軸上に連結されるタービンおよびコンプレッサと、
前記タービンと前記コンプレッサと前記回転軸と前記ジャーナル軸受と前記円盤部材とを収容するハウジングと、
を備えることを特徴とする排気タービン過給機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、軸受装置および当該軸受装置が適用される排気タービン過給機に関する。

10

【背景技術】

【0002】

従来、例えば、特許文献 1 は、過給機について記載されている。この過給機において、回転軸は、ジャーナル軸受（ベアリング）によりベアリングハウジング内に回転可能に支持されている。回転軸は、一端にインペラがコンプレッサハウジング内に納まり取り付けられ、他端にタービンがタービンハウジング内に納まり取り付けられている。回転軸は、スラストブッシュが固定され、このスラストブッシュと係合するようにベアリングハウジングに回転しないように固定されたスラストディスクによりスラスト軸受（スラストベアリング）が構成されている。そして、上述したジャーナル軸受とスラストブッシュとは回転軸の延在する軸方向で互いに対面して設けられている。また、ベアリングハウジングは、ジャーナル軸受およびスラスト軸受にそれぞれ通じる通路が形成され、当該通路を介してジャーナル軸受およびスラスト軸受にそれぞれ潤滑油を供給するように構成されている。

20

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献 1】特開平 11-2136 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

30

ところで、近年では、燃費向上に対応したエンジンの小規模化に伴い、排気タービン過給機においては小型化および高効率化が要求されている。そして、排気タービン過給機の出力において、低速域で軸受損失の割合が高い。このため、低速域での高効率化には軸受損失を低減することが有効である。低速域での軸受損失は、潤滑油の攪拌抵抗によることが考えられる。従って、潤滑油による軸受損失を低減することが望まれている。

【0005】

本発明は、上述した課題を解決するものであり、潤滑油による軸受損失を低減することのできる軸受装置および排気タービン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】

【0006】

40

上述の目的を達成するために、本発明の軸受装置は、回転軸と、前記回転軸に設けられて前記回転軸を回転可能に支持するジャーナル軸受と、前記回転軸が延在する軸方向で前記ジャーナル軸受の側面部と間隔をおいて対面して配置される対面部を有する円盤部材と、前記側面部または前記対面部に設けられた凹部と、を備え、前記ジャーナル軸受の前記軸方向の投影面積において、側面部と対面部とで前記間隔をなす面積よりも、前記凹部を含んで前記間隔をなさない部分の面積が大きいことを特徴とする。

【0007】

この軸受装置によれば、軸方向の投影面積において、間隔をなす側面部の面積よりも凹部を含んで間隔をなさない面積が大きいため、当該凹部に潤滑油を受容することで、ジャーナル軸受の側面部とフランジ部の対面部との間の間隔に滞留する潤滑油量を低減できる

50

。このため、間隔部分における潤滑油の攪拌抵抗が低下して軸受損失が低下する。この結果、回転軸の回転効率を向上することができる。

【0008】

また、本発明の軸受装置では、前記凹部は、前記側面部において前記ジャーナル軸受の径方向内縁に周方向で連続して設けられた切欠により形成されていることを特徴とする。

【0009】

この軸受装置によれば、凹部は、ジャーナル軸受の径方向内縁に周方向で連続して設けられた切欠により形成することができる。

【0010】

また、本発明の軸受装置では、前記凹部は、前記対面部において径方向に連続して設けられた溝が周方向に複数配置されて形成されていることを特徴とする。

10

【0011】

この軸受装置によれば、凹部は、対面部において径方向に連続して設けられた溝が周方向に複数配置されて形成することができる。

【0012】

また、本発明の軸受装置では、前記凹部は、前記対面部において前記円盤部材の径方向外側縁に周方向で連続して設けられた切欠により形成されていることを特徴とする。

【0013】

この軸受装置によれば、凹部は、対面部において円盤部材の径方向外側縁に周方向で連続して設けられた切欠により形成することができる。

20

【0014】

また、本発明の軸受装置では、前記凹部は、前記側面部において周方向で連続して設けられた溝により形成されていることを特徴とする。

【0015】

この軸受装置によれば、凹部は、側面部において周方向で連続して設けられた溝により形成することができる。

【0016】

上述の目的を達成するために、本発明の排気タービン過給機は、タービンと、コンプレッサと、前記タービンと前記コンプレッサとを同軸上に連結する回転軸と、前記タービンと前記コンプレッサと前記回転軸を収容するハウジングと、前記回転軸に設けられ前記ハウジングに収容されて前記回転軸を回転可能に支持するジャーナル軸受と、前記回転軸に設けられて前記回転軸が延在する軸方向で前記ジャーナル軸受の側面部と間隔をおいて対面して配置される対面部を有する円盤部材と、前記側面部または前記対面部に設けられた凹部と、上述したいずれか1つの軸受装置と、を備えることを特徴とする。

30

【0017】

この排気タービン過給機によれば、軸方向の投影面積において、間隔をなす側面部の面積よりも凹部を含んで間隔をなさない面積が大きいため、当該凹部に潤滑油を受容することで、ジャーナル軸受の側面部とフランジ部の対面部との間の間隔に滞留する潤滑油量を低減できる。このため、間隔部分における潤滑油の攪拌抵抗が低下して軸受損失が低下する。この結果、回転軸の回転効率が向上し、排気タービン過給機の効率を向上することができる。しかも、ハウジング側に潤滑油を受容する空間を設けることではないため、排気タービン過給機の小型化を維持することができる。

40

【発明の効果】

【0018】

本発明によれば、潤滑油による軸受損失を低減することができる。

【図面の簡単な説明】

【0019】

【図1】図1は、本発明の実施形態に係る排気タービン過給機の全体構成図である。

【図2】図2は、本発明の実施形態に係る排気タービン過給機の軸受部分の拡大図である。

【図 3】図 3 は、本発明の実施形態に係る排気タービン過給機の軸受部分の拡大図である。

【図 4】図 4 は、本発明の実施形態に係る軸受装置の一例を示す拡大図である。

【図 5】図 5 は、図 4 における A-A 矢視図である。

【図 6】図 6 は、本発明の実施形態に係る軸受装置の一例を示す拡大図である。

【図 7】図 7 は、図 6 における B-B 矢視図である。

【図 8】図 8 は、本発明の実施形態に係る軸受装置の一例を示す拡大図である。

【図 9】図 9 は、図 8 における C-C 矢視図である。

【図 10】図 10 は、本発明の実施形態に係る軸受装置の一例を示す拡大図である。

【図 11】図 11 は、図 10 における D-D 矢視図である。

【図 12】図 12 は、本発明の実施形態に係る軸受装置の一例を示す拡大図である。

【図 13】図 13 は、図 12 における E-E 矢視図である。

【発明を実施するための形態】

【0020】

以下に、本発明に係る実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。なお、この実施形態によりこの発明が限定されるものではない。また、下記実施形態における構成要素には、当業者が置換可能かつ容易なもの、あるいは実質的に同一のものが含まれる。

【0021】

図 1 は、本実施形態に係る排気タービン過給機の全体構成図である。図 2 は、本実施形態に係る排気タービン過給機の軸受部分の拡大図である。図 3 は、本実施形態に係る排気タービン過給機の軸受部分の拡大図である。

【0022】

図 1 に示す排気タービン過給機 11 は、主に、タービン 12 と、コンプレッサ 13 と、回転軸 14 と、により構成され、これらがハウジング 15 内に收容されている。

【0023】

ハウジング 15 は、内部が中空に形成され、タービン 12 の構成を收容する第一空間部 S1 をなすタービンハウジング 15A と、コンプレッサ 13 の構成を收容する第二空間部 S2 をなすコンプレッサカバー 15B と、回転軸 14 を收容する第三空間部 S3 をなすベアリングハウジング 15C と、を有する。ベアリングハウジング 15C の第三空間部 S3 は、タービンハウジング 15A の第一空間部 S1 とコンプレッサカバー 15B の第二空間部 S2 との間に位置している。

【0024】

回転軸 14 は、タービン 12 側の端部がタービン側軸受であるジャーナル軸受 21 により回転自在に支持され、コンプレッサ 13 側の端部がコンプレッサ側軸受であるジャーナル軸受 22 により回転自在に支持され、かつスラスト軸受 23 により回転軸 14 が延在する軸方向への移動を規制されている。また、回転軸 14 は、軸方向における一端部にタービン 12 のタービンディスク 24 が固定されている。タービンディスク 24 は、タービンハウジング 15A の第一空間部 S1 に收容され、外周部に軸流型をなす複数のタービン翼 25 が周方向に所定間隔で設けられている。さらに、回転軸 14 は、軸方向における他端部に、コンプレッサ 13 のコンプレッサ羽根車 31 が固定されており、コンプレッサ羽根車 31 は、コンプレッサカバー 15B の第二空間部 S2 に收容され、外周部に複数のブレード 32 が周方向に所定間隔で設けられている。

【0025】

また、タービンハウジング 15A は、タービン翼 25 に対して排気ガスの入口通路 26 と排気ガスの出口通路 27 が設けられている。そして、タービンハウジング 15A は、入口通路 26 とタービン翼 25 との間にタービンノズル 28 が設けられており、このタービンノズル 28 により静圧膨張された軸方向の排気ガス流が複数のタービン翼 25 に導かれることで、タービン 12 を駆動回転することができる。さらに、コンプレッサカバー 15B は、コンプレッサ羽根車 31 に対して空気取入口 33 と圧縮空気吐出口 34 が設けられている。そして、コンプレッサカバー 15B は、コンプレッサ羽根車 31 と圧縮空気吐出

10

20

30

40

50

口34との間にディフューザ35が設けられている。コンプレッサ羽根車31により圧縮された空気は、ディフューザ35を通して排出される。

【0026】

このように構成された、排気タービン過給機11は、エンジン（図示せず）から排出された排ガスによりタービン12が駆動し、タービン12の回転が回転軸14に伝達されてコンプレッサ13が駆動し、このコンプレッサ13が燃焼用気体を圧縮してエンジンに供給する。従って、エンジンからの排気ガスは、排気ガスの入口通路26を通り、タービンノズル28により静圧膨張され、軸方向の排気ガス流が複数のタービン翼25に導かれることで、複数のタービン翼25が固定されたタービンディスク24を介してタービン12が駆動回転する。そして、複数のタービン翼25を駆動した排気ガスは、出口通路27から外部に排出される。一方、タービン12により回転軸14が回転すると、一体のコンプレッサ羽根車31が回転し、空気取込口33を通して空気が吸入される。吸入された空気は、コンプレッサ羽根車31で加圧されて圧縮空気となり、この圧縮空気は、ディフューザ35を通り、圧縮空気吐出口34からエンジンに供給される。

【0027】

また、排気タービン過給機11において、ベアリングハウジング15Cは、ジャーナル軸受21、22およびスラスト軸受23に潤滑油を供給する潤滑油供給通路40が設けられている。潤滑油供給通路40は、ベアリングハウジング15Cの上部に径方向に沿う第一供給通路41と、ベアリングハウジング15Cの上部に軸方向に沿う第二供給通路42と、ジャーナル軸受21に連通する第三供給通路43と、ジャーナル軸受22に連通する第四供給通路44と、スラスト軸受23に連通する第五供給通路45とから構成されている。第一供給通路41は、基端部が潤滑油タンク（図示略）に連結され、先端部が第二供給通路42の中間部に連通している。第三供給通路43は、基端部が第二供給通路42に連通し先端部がジャーナル軸受21に連通している。第四供給通路44は、基端部が第二供給通路42に連通し先端部がジャーナル軸受22に連通している。第五供給通路45は、基端部が第二供給通路42に連通し先端部がスラスト軸受23に連通している。

【0028】

ジャーナル軸受21、22は、図1～図3に示すように、円筒形状に形成されている。ジャーナル軸受21、22は、ベアリングハウジング15Cにおいて第三空間部S3に設けられた支持部16がなす円柱状の空間に収容されている。各ジャーナル軸受21、22を支持する支持部16は、ジャーナル軸受21、22の間で第三空間部S3の下方に通じる通路16bが形成されている。

【0029】

ジャーナル軸受21は、図2に示すように、外周面21bが支持部16の内面16aとの間で回転自在に支持され、内周面21cと回転軸14の外周面14aとの間で回転軸14を回転自在に支持する。ジャーナル軸受21は、外周面21bに向けて第三供給通路43の先端部が連通されている。さらに、ジャーナル軸受21は、外周面21bから内周面21cに貫通する通路21aが形成され、通路21aにより第三供給通路43から外周面21bに供給された潤滑油が内周面21cと回転軸14の外周面14aとの間に導かれる。従って、ジャーナル軸受21は、外周面21bと支持部16の内面16aとの間に供給された潤滑油により支持部16に回転自在に支持されると共に、内周面21cと回転軸14の外周面14aとの間に供給された潤滑油により回転軸14を回転自在に支持する。

【0030】

ここで、図1に示すように、タービン12のタービンディスク24は、軸方向でジャーナル軸受21に隣接して配置されるようにコンプレッサ13側に突出するボス部24aが設けられている。ボス部24aは、円筒形状に形成され、回転軸14においてタービン12側の端部が段部14bを介して細径に形成された部分に嵌め入れられ、当該段部14bに当接して軸方向で位置決めされている。ボス部24aにおいて段部14bに当接する部分は、図2に示すように、支持部16がなす円柱状の空間のタービン12側の開口を覆う円盤部材であり、軸方向でジャーナル軸受21の側面部21dと間隔Dを置いて対面して

配置される対面部 24 a a を有する。また、ベアリングハウジング 15 C は、ボス部 24 a の外周部に排油空間室 47 が形成されている。また、タービン 12 のタービンディスク 24 は、軸方向でボス部 24 a とタービンディスク 24 との間にシール部 24 b が形成されている。シール部 24 b は、ベアリングハウジング 15 C との間にシール部を形成する。

【0031】

ジャーナル軸受 21 において、外周面 21 b 側および内周面 21 c 側に供給された潤滑油は、コンプレッサ 13 側では、支持部 16 の通路 16 b から第三空間部 S3 の下方へ流れる。一方、ジャーナル軸受 21 において、外周面 21 b 側および内周面 21 c 側に供給された潤滑油は、タービン 12 側では、側面部 21 d 側に流れ、対面するボス部 24 a の対面部 24 a a において回転軸 14 の回転の遠心力により径方向外側に送られてボス部 24 a の外周部の排油空間室 47 に至り、当該排油空間室 47 から第三空間部 S3 の下方へ流れる。

【0032】

ジャーナル軸受 22 は、図 3 に示すように、外周面 22 b が支持部 16 の内面 16 a との間で回転自在に支持され、内周面 22 c と回転軸 14 の外周面 14 a との間で回転軸 14 を回転自在に支持する。ジャーナル軸受 22 は、外周面 22 b に向けて第四供給通路 44 の先端部が連通されている。さらに、ジャーナル軸受 22 は、外周面 22 b から内周面 22 c に貫通する通路 22 a が形成され、通路 22 a により第四供給通路 44 から外周面 22 b に供給された潤滑油が内周面 22 c と回転軸 14 の外周面 14 a との間に導かれる。従って、ジャーナル軸受 22 は、外周面 22 b と支持部 16 の内面 16 a との間に供給された潤滑油により支持部 16 に回転自在に支持されると共に、内周面 22 c と回転軸 14 の外周面 14 a との間に供給された潤滑油により回転軸 14 を回転自在に支持する。

【0033】

スラスト軸受 23 は、図 1 に示すように、回転軸 14 の軸方向でジャーナル軸受 22 に隣接してコンプレッサ 13 側に配置されている。スラスト軸受 23 は、図 3 に示すように、回転軸 14 が挿通される挿通穴 23 a を有して板状に形成され、ベアリングハウジング 15 C に固定されている。スラスト軸受 23 は、スラストリング 17 およびスラストスリーブ 18 を介して回転軸 14 の軸方向の移動を規制する。

【0034】

スラストリング 17 は、図 3 に示すように、ボス部 17 a およびフランジ部 17 b を有する。ボス部 17 a は、円筒状に形成され、回転軸 14 においてコンプレッサ 13 側の端部が段部 14 b を介して細径に形成された部分に嵌め入れられ、当該段部 14 b に当接して軸方向で位置決めされており、スラスト軸受 23 の挿通穴 23 a に回転軸 14 と共に挿通される。フランジ部 17 b は、ボス部 17 a において段部 14 b に当接する部分で径方向外側に突出した円盤部材であり、軸方向でジャーナル軸受 22 側のスラスト軸受 23 の板面 23 c に対面して配置される一方の対面部 17 b a と、軸方向でジャーナル軸受 22 の側面部 22 d と間隔 D をおいて対面して配置される他方の対面部 17 b b と、を有する。

【0035】

スラストスリーブ 18 は、図 3 に示すように、ボス部 18 a およびフランジ部 18 b を有する。ボス部 18 a は、円筒状に形成され、回転軸 14 においてコンプレッサ 13 側の端部の細径に形成された部分に嵌め入れられ、スラストリング 17 におけるボス部 17 a のコンプレッサ 13 側の端面に当接して軸方向で位置決めされている。フランジ部 18 b は、ボス部 18 a においてスラストリング 17 のボス部 17 a に当接する部分で径方向外側に突出した円盤部材であり、軸方向でコンプレッサ 13 側のスラスト軸受 23 の板面 23 d に対面して配置される一方の対面部 18 b a と、軸方向でコンプレッサ 13 側からスラスト軸受 23 側に向く油溜空間 19 a を形成する油溜部 19 に対面して配置される他方の対面部 18 b b と、を有する。油溜部 19 は、油溜空間 19 a の下方が開放して第三空間部 S3 の下方に通じるように形成されている。

【0036】

すなわち、スラストリング17およびスラストスリーブ18は、それぞれフランジ部17b, 18bの一方の対面部17ba, 18baの間にスラスト軸受23を挟むように配置される。このため、スラスト軸受23は、スラストリング17およびスラストスリーブ18を介して回転軸14の軸方向の移動を規制する。

【0037】

また、スラスト軸受23は、通路23bが形成されている。通路23bは、基端部が第五供給通路45の先端部に連通し、先端部が挿通穴23aに連通している。このため、第五供給通路45から通路23bを介して挿通穴23aに供給された潤滑油は、スラスト軸受23の各板面23c, 23dとフランジ部17b, 18bのそれぞれの対面部17ba, 18baの間に導かれる。従って、スラスト軸受23は、対面部17ba, 18baの間で回転軸14の軸方向の移動を規制しつつ、フランジ部17b, 18bのそれぞれの対面部17ba, 18baとの間に供給された潤滑油により対面部17ba, 18baとの摩擦抵抗を低減される。

【0038】

スラスト軸受23において、スラストスリーブ18のフランジ部18bの対面部18ba側では、潤滑油は、回転軸14の回転の遠心力により径方向外側に送られ、一部がフランジ部18bの外周部を伝わってフランジ部18bの下側にて第三空間部S3の下方へ流れ、一部が油溜部19の油溜空間19aに至る。油溜部19は、油溜部19の下側にて延出する舌片19bを有し、油溜空間19aは、回転軸14の周囲に沿って形成され、かつ舌片19bを介して第三空間部S3の下方に通じている。従って、油溜空間19aに至った潤滑油は、舌片19bを伝って第三空間部S3の下方へ流れる。一方、スラストリング17のフランジ部17bの対面部17ba側では、潤滑油は、回転軸14の回転の遠心力により径方向外側に送られる。フランジ部17bの外周部は、ベアリングハウジング15Cとの間に隙間48が形成され、当該隙間48は、第三空間部S3の下方に通じている。従って、対面部17ba側で径方向外側に送られた潤滑油は、隙間48を通じて第三空間部S3の下方へ流れる。

【0039】

また、スラスト軸受23に隣接するジャーナル軸受22において、外周面22b側および内周面22c側に供給された潤滑油は、タービン12側では、支持部16の通路16bから第三空間部S3の下方へ流れる。一方、スラスト軸受23に隣接するジャーナル軸受22において、外周面22b側および内周面22c側に供給された潤滑油は、スラスト軸受23側では、側面部22d側に流れ、対面するスラストリング17のフランジ部17bの対面部17bbにおいて回転軸14の回転の遠心力により径方向外側に送られて隙間48を通じて第三空間部S3の下方へ流れる。

【0040】

なお、図には明示しないが、ハウジング15のベアリングハウジング15Cは、第三空間部S3の下方に潤滑油排出管の基端部が連結されている。潤滑油排出管は、先端部がオイルパンに連結されている。オイルパンは、潤滑油供給通路40の第一供給通路41が連結された潤滑油タンクに潤滑油循環ラインで接続されている。潤滑油循環ラインは、オイルポンプとオイルフィルタが介在されており、オイルポンプによりオイルフィルタで不純物が濾過された潤滑油をオイルパンから潤滑油循環ラインを介して潤滑油タンクに送る。そして、この潤滑油タンクから第一供給通路41に潤滑油が供給される。

【0041】

以下、本実施形態における軸受装置について図4～図13を参照して説明する。本実施形態の軸受装置は、上述したジャーナル軸受21, 22の側面部21d, 22dや、当該ジャーナル軸受22に軸方向で隣接するスラスト軸受23のスラストリング17におけるフランジ部（円盤部材）17bの他方の対面部17bbや、ジャーナル軸受21に軸方向で隣接するタービン12のタービンディスク24におけるボス部（円盤部材）24aの対面部24aaに係る。

【0042】

図4は、本実施形態に係る軸受装置の一例を示す拡大図である。図5は、図4におけるA-A矢視図である。

【0043】

図4に示すように、ジャーナル軸受22において軸方向でスラスト軸受23側に向く側面部22dと、スラスト軸受23のスラストリング17においてフランジ部（円盤部材）17bの他方の対面部17bbとは、軸方向で対面し、相互の間に間隔Dをおいて配置される。そして、ジャーナル軸受22は、側面部22dに凹部22eが形成されている。凹部22eは、図4に示すように、側面部22dにおいてジャーナル軸受22の径方向内縁に周方向で連続して径方向および軸方向にて斜めに三角形に切り取られて設けられた切欠により形成されている。また、凹部22eは、図には明示しないが、側面部22dにおいてジャーナル軸受22の径方向内縁に周方向で連続して径方向および軸方向とで矩形状に切り取られて設けられた切欠により形成されてもよい。また、凹部22eは、図には明示しないが、側面部22dにおいてジャーナル軸受22の径方向内縁に周方向で断続して設けられた複数の溝であってもよい。このように形成された凹部22eにより、ジャーナル軸受22とフランジ部17bとの間の寸法が間隔Dの部分よりも大きくなる。

10

【0044】

そして、図5に示すように、ジャーナル軸受22の軸方向の投影面積（ジャーナル軸受22の外周面22bと内周面22cとの間の面積）において、図5において網掛部で示す間隔Dをなす側面部22dの面積V1よりも、凹部22eを含んで間隔Dをなさない図5

20

【0045】

上述したように、図3に示すように、ジャーナル軸受22において、外周面22b側および内周面22c側に供給された潤滑油は、スラスト軸受23側では、側面部22d側に流れ、対面する対面部17bbにおいて回転軸14の回転の遠心力により径方向外側に送られて隙間48を通じて第三空間部S3の下方へ流れるが、隙間48に潤滑油が満ちた場合は間隔Dの部分に潤滑油が滞留するため、滞留した潤滑油の攪拌抵抗により軸受損失が生じて回転軸14の回転効率が低下し、さらに排気タービン過給機11の効率が低下することになる。

【0046】

30

この問題に対し、本実施形態の軸受装置によれば、軸方向の投影面積において、間隔Dをなす側面部22dの面積V1よりも凹部22eを含んで間隔Dをなさない面積V2が大きいため、当該凹部22eに潤滑油を受容することで、ジャーナル軸受22の側面部22dとフランジ部17bの対面部17bbとの間の間隔Dに滞留する潤滑油量を低減できる。このため、間隔D部分における潤滑油の攪拌抵抗が低下して軸受損失が低下する。この結果、回転軸14の回転効率が向上し、排気タービン過給機11の効率を向上することができる。しかも、ハウジング15側に潤滑油を受容する空間を設けることではないため、排気タービン過給機11の小型化を維持することができる。

【0047】

なお、図4に示すように、凹部22eは、ジャーナル軸受22の軸方向の両側の側面部に同様に形成されている。これにより、対称形状として、製造を容易にすると共に、組み立て時での向きの間違いをなくす組み立て性の向上に寄与する。

40

【0048】

また、図4および図5を参照した説明において、ジャーナル軸受22の側面部22dに凹部22eを形成した例を示したが、これに限らない。例えば、図には明示しないが、ジャーナル軸受21において軸方向でタービン12側に向く側面部21dに同様な凹部を形成してもよい。

【0049】

図6は、本実施形態に係る軸受装置の一例を示す拡大図である。図7は、図6におけるB-B矢視図である。

50

【0050】

図6に示すように、ジャーナル軸受22において軸方向でスラスト軸受23側に向く側面部22dと、スラスト軸受23のスラストリング17においてフランジ部（円盤部材）17bの他方の対面部17bbとは、軸方向で対面し、相互の間に間隔Dを置いて配置される。そして、スラストリング17は、フランジ部17bの対面部17bbに凹部17bcが形成されている。凹部17bcは、図6および図7に示すように、対面部17bbにおいてフランジ部17bの径方向に連続し、周方向に複数並んで設けられた複数の溝により形成されている。また、凹部17bcをなす溝の断面形状は、矩形状、三角形状、半円形状など様々であってよい。このように形成された凹部17bcにより、ジャーナル軸受22とフランジ部17bとの間の寸法が間隔Dの部分よりも大きくなる。なお、図6において、ジャーナル軸受22は、側面部22dにおいてジャーナル軸受22の径方向内縁に周方向で連続して径方向および軸方向にて斜めに三角形状に切り取られて設けられた切欠22fが形成されている。

10

【0051】

そして、図7に示すように、ジャーナル軸受22の軸方向の投影面積（二点鎖線で示すジャーナル軸受22の外周面22bと内周面22cとの間の面積）において、図7において網掛け部で示す間隔Dをなす側面部22dの面積V1よりも、凹部17bc（切欠22f）を含んで間隔Dをなさない図7において網掛け部のない面積V2が大きい。

【0052】

上述したように、図3に示すように、ジャーナル軸受22において、外周面22b側および内周面22c側に供給された潤滑油は、スラスト軸受23側では、側面部22d側に流れ、対面する対面部17bbにおいて回転軸14の回転の遠心力により径方向外側に送られて隙間48を通じて第三空間部S3の下方へ流れるが、隙間48に潤滑油が満ちた場合は間隔Dの部分に潤滑油が滞留するため、滞留した潤滑油の攪拌抵抗により軸受損失が生じて回転軸14の回転効率が低下し、さらに排気タービン過給機11の効率が低下することになる。

20

【0053】

この問題に対し、本実施形態の軸受装置によれば、軸方向の投影面積において、間隔Dをなす側面部22dの面積V1よりも凹部17bc（切欠22f）を含んで間隔Dをなさない面積V2が大きいため、当該凹部17bcに潤滑油を受容することで、ジャーナル軸受22の側面部22dとフランジ部17bの対面部17bbとの間の間隔Dに滞留する潤滑油量を低減できる。このため、間隔D部分における潤滑油の攪拌抵抗が低下して軸受損失が低下する。この結果、回転軸14の回転効率が向上し、排気タービン過給機11の効率を向上することができる。しかも、ハウジング15側に潤滑油を受容する空間を設けることではないため、排気タービン過給機11の小型化を維持することができる。

30

【0054】

また、図6および図7を参照した説明において、スラスト軸受23のスラストリング17におけるフランジ部（円盤部材）17bの他方の対面部17bbに凹部17bcを形成した例を示したが、これに限らない。例えば、図には明示しないが、ジャーナル軸受21の側面部21dに対面するボス部（円盤部材）24aの対面部24aaに同様な凹部を形成してもよい。

40

【0055】

図8は、本実施形態に係る軸受装置の一例を示す拡大図である。図9は、図8におけるC-C矢視図である。

【0056】

図8および図9に示す軸受装置は、図6および図7に示す上述した軸受装置の凹部17bcをなす溝が、周方向に湾曲して形成されたものである。

【0057】

すなわち、図8に示すように、ジャーナル軸受22において軸方向でスラスト軸受23側に向く側面部22dと、スラスト軸受23のスラストリング17においてフランジ部（

50

円盤部材) 17bの他方の対面部17bbとは、軸方向で対面し、相互の間に間隔Dをおいて配置される。そして、スラストリング17は、フランジ部17bの対面部17bbに凹部17bcが形成されている。凹部17bcは、図8および図9に示すように、対面部17bbにおいてフランジ部17bの径方向に連続しつつ周方向で湾曲し、周方向に複数並んで設けられた複数の溝により形成されている。また、凹部17bcをなす溝の断面形状は、矩形状、三角形状、半円形状など様々であってよい。このように形成された凹部17bcにより、ジャーナル軸受22とフランジ部17bとの間の寸法が間隔Dの部分よりも大きくなる。なお、図8において、ジャーナル軸受22は、側面部22dにおいてジャーナル軸受22の径方向内縁に周方向で連続して径方向および軸方向にて斜めに三角形状に切り取られて設けられた切欠22fが形成されている。

10

【0058】

そして、図9に示すように、ジャーナル軸受22の軸方向の投影面積(二点鎖線で示すジャーナル軸受22の外周面22bと内周面22cとの間の面積)において、図9において網掛け部で示す間隔Dをなす側面部22dの面積V1よりも、凹部17bc(切欠22f)を含んで間隔Dをなさない図9において網掛け部のない面積V2が大きい。

【0059】

上述したように、図3に示すように、ジャーナル軸受22において、外周面22b側および内周面22c側に供給された潤滑油は、スラスト軸受23側では、側面部22d側に流れ、対面する対面部17bbにおいて回転軸14の回転の遠心力により径方向外側に送られて隙間48を通じて第三空間部S3の下方へ流れるが、隙間48に潤滑油が満ちた場合は間隔Dの部分に潤滑油が滞留するため、滞留した潤滑油の攪拌抵抗により軸受損失が生じて回転軸14の回転効率が低下し、さらに排気タービン過給機11の効率が低下することになる。

20

【0060】

この問題に対し、本実施形態の軸受装置によれば、軸方向の投影面積において、間隔Dをなす側面部22dの面積V1よりも凹部17bc(切欠22f)を含んで間隔Dをなさない面積V2が大きいこと、当該凹部17bcに潤滑油を受容することで、ジャーナル軸受22の側面部22dとフランジ部17bの対面部17bbとの間の間隔Dに滞留する潤滑油量を低減できる。このため、間隔D部分における潤滑油の攪拌抵抗が低下して軸受損失が低下する。この結果、回転軸14の回転効率が向上し、排気タービン過給機11の効率を向上することができる。しかも、ハウジング15側に潤滑油を受容する空間を設けることではないため、排気タービン過給機11の小型化を維持することができる。

30

【0061】

また、図8および図9を参照した説明において、スラスト軸受23のスラストリング17におけるフランジ部(円盤部材)17bの他方の対面部17bbに凹部17bcを形成した例を示したが、これに限らない。例えば、図には明示しないが、ジャーナル軸受21の側面部21dに対面するボス部(円盤部材)24aの対面部24aaに同様な凹部を形成してもよい。

【0062】

図10は、本実施形態に係る軸受装置の一例を示す拡大図である。図11は、図10におけるD-D矢視図である。

40

【0063】

図10に示すように、ジャーナル軸受22において軸方向でスラスト軸受23側に向く側面部22dと、スラスト軸受23のスラストリング17においてフランジ部(円盤部材)17bの他方の対面部17bbとは、軸方向で対面し、相互の間に間隔Dをおいて配置される。そして、スラストリング17は、フランジ部17bの対面部17bbに凹部17bdが形成されている。凹部17bdは、図10および図11に示すように、対面部17bbにおいてフランジ部17bの径方向外側縁で開口しつつ周方向に連続して設けられた円環状の切欠により形成されている。また、凹部17bdをなす切欠の底面形状は、平坦矩形状、湾曲形状、凹凸形状など様々であってよい。このように形成された凹部17bd

50

により、ジャーナル軸受 2 2 とフランジ部 1 7 b との間の寸法が間隔 D の部分よりも大きくなる。なお、図 1 0 において、ジャーナル軸受 2 2 は、側面部 2 2 d においてジャーナル軸受 2 2 の径方向内縁に周方向で連続して径方向および軸方向にて斜めに三角形に切り取られて設けられた切欠 2 2 f が形成されている。

【0064】

そして、図 1 1 に示すように、ジャーナル軸受 2 2 の軸方向の投影面積（二点鎖線で示すジャーナル軸受 2 2 の外周面 2 2 b と内周面 2 2 c との間の面積）において、図 1 1 において網掛部で示す間隔 D をなす側面部 2 2 d の面積 V 1 よりも、凹部 1 7 b d（切欠 2 2 f）を含んで間隔 D をなさない図 1 1 において網掛部のない面積 V 2 が大きい。

【0065】

上述したように、図 3 に示すように、ジャーナル軸受 2 2 において、外周面 2 2 b 側および内周面 2 2 c 側に供給された潤滑油は、スラスト軸受 2 3 側では、側面部 2 2 d 側に流れ、対面する対面部 1 7 b b において回転軸 1 4 の回転の遠心力により径方向外側に送られて隙間 4 8 を通じて第三空間部 S 3 の下方へ流れるが、隙間 4 8 に潤滑油が満ちた場合は間隔 D の部分に潤滑油が滞留するため、滞留した潤滑油の攪拌抵抗により軸受損失が生じて回転軸 1 4 の回転効率が低下し、さらに排気タービン過給機 1 1 の効率が低下することになる。

【0066】

この問題に対し、本実施形態の軸受装置によれば、軸方向の投影面積において、間隔 D をなす側面部 2 2 d の面積 V 1 よりも凹部 1 7 b d（切欠 2 2 f）を含んで間隔 D をなさない面積 V 2 が大きいこと、当該凹部 1 7 b d に潤滑油を受容することで、ジャーナル軸受 2 2 の側面部 2 2 d とフランジ部 1 7 b の対面部 1 7 b b との間の間隔 D に滞留する潤滑油量を低減できる。このため、間隔 D 部分における潤滑油の攪拌抵抗が低下して軸受損失が低下する。この結果、回転軸 1 4 の回転効率が向上し、排気タービン過給機 1 1 の効率を向上することができる。しかも、ハウジング 1 5 側に潤滑油を受容する空間を設けることではないため、排気タービン過給機 1 1 の小型化を維持することができる。

【0067】

また、図 1 0 および図 1 1 を参照した説明において、スラスト軸受 2 3 のスラストリング 1 7 におけるフランジ部（円盤部材） 1 7 b の他方の対面部 1 7 b b に凹部 1 7 b d を形成した例を示したが、これに限らない。例えば、図には明示しないが、ジャーナル軸受 2 1 の側面部 2 1 d に対面するボス部（円盤部材） 2 4 a の対面部 2 4 a a に同様な凹部を形成してもよい。

【0068】

図 1 2 は、本実施形態に係る軸受装置の一例を示す拡大図である。図 1 3 は、図 1 2 における E-E 矢視図である。

【0069】

図 1 2 に示すように、ジャーナル軸受 2 2 において軸方向でスラスト軸受 2 3 側に向く側面部 2 2 d と、スラスト軸受 2 3 のスラストリング 1 7 においてフランジ部（円盤部材） 1 7 b の他方の対面部 1 7 b b とは、軸方向で対面し、相互の間に間隔 D をおいて配置される。そして、ジャーナル軸受 2 2 は、側面部 2 2 d に凹部 2 2 g が形成されている。凹部 2 2 g は、図 1 2 および図 1 3 に示すように、側面部 2 2 d の径方向の途中において周方向で連続して形成された円環状の溝により形成されている。また、凹部 2 2 g は、図には明示しないが、円環状の溝が径方向で複数設けられていてもよい。このように形成された凹部 2 2 g により、ジャーナル軸受 2 2 とフランジ部 1 7 b との間の寸法が間隔 D の部分よりも大きくなる。

【0070】

そして、図 1 3 に示すように、ジャーナル軸受 2 2 の軸方向の投影面積（ジャーナル軸受 2 2 の外周面 2 2 b と内周面 2 2 c との間の面積）において、図 1 3 において網掛部で示す間隔 D をなす側面部 2 2 d の面積 V 1 よりも、凹部 2 2 g（切欠 2 2 f）を含んで間隔 D をなさない図 1 3 において網掛部のない面積 V 2 が大きい。

【0071】

上述したように、図3に示すように、ジャーナル軸受22において、外周面22b側および内周面22c側に供給された潤滑油は、スラスト軸受23側では、側面部22d側に流れ、対面する対面部17bbにおいて回転軸14の回転の遠心力により径方向外側に送られて隙間48を通じて第三空間部S3の下方へ流れるが、隙間48に潤滑油が満ちた場合は間隔Dの部分に潤滑油が滞留するため、滞留した潤滑油の攪拌抵抗により軸受損失が生じて回転軸14の回転効率が低下し、さらに排気タービン過給機11の効率が低下することになる。

【0072】

この問題に対し、本実施形態の軸受装置によれば、軸方向の投影面積において、間隔Dをなす側面部22dの面積V1よりも凹部22g（切欠22f）含んで間隔Dをなさない面積V2が大きいいため、当該凹部22gに潤滑油を受容することで、ジャーナル軸受22の側面部22dとフランジ部17bの対面部17bbとの間の間隔Dに滞留する潤滑油量を低減できる。このため、間隔D部分における潤滑油の攪拌抵抗が低下して軸受損失が低下する。この結果、回転軸14の回転効率が向上し、排気タービン過給機11の効率を向上することができる。しかも、ハウジング15側に潤滑油を受容する空間を設けることではないため、排気タービン過給機11の小型化を維持することができる。

【0073】

なお、図12に示すように、凹部22gは、ジャーナル軸受22の軸方向の両側の側面部に同様に形成されている。これにより、対称形状として、製造を容易にすると共に、組み立て時での向きの間違いをなくす組み立て性の向上に寄与する。

【0074】

また、図12および図13を参照した説明において、ジャーナル軸受22の側面部22dに凹部22gを形成した例を示したが、これに限らない。例えば、図には明示しないが、ジャーナル軸受21において軸方向でタービン12側に向く側面部21dに同様な凹部を形成してもよい。

【符号の説明】

【0075】

- 11 排気タービン過給機
- 12 タービン
- 13 コンプレッサ
- 14 回転軸
- 15 ハウジング
- 17 スラストリング
- 17a ボス部
- 17b フランジ部（円盤部材）
- 17ba 対面部
- 17bb 対面部
- 17bc 凹部
- 17bd 凹部
- 21 ジャーナル軸受
- 21a 通路
- 21b 外周面
- 21c 内周面
- 21d 側面部
- 22 ジャーナル軸受
- 22a 通路
- 22b 外周面
- 22c 内周面
- 22d 側面部

10

20

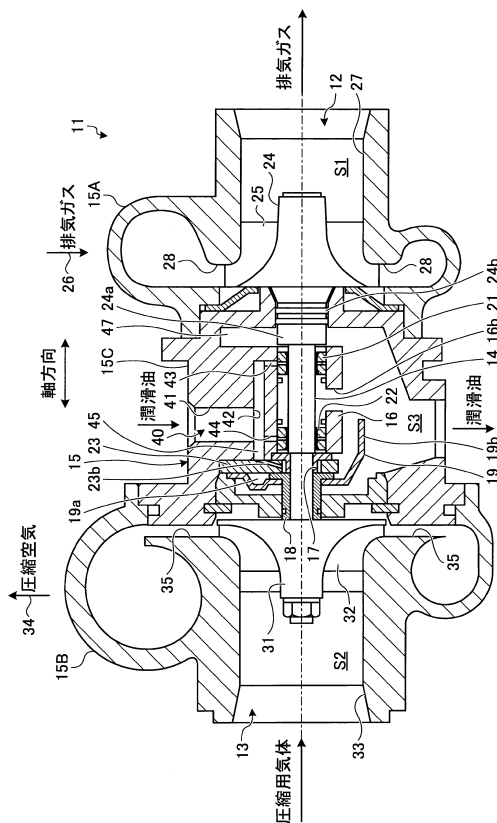
30

40

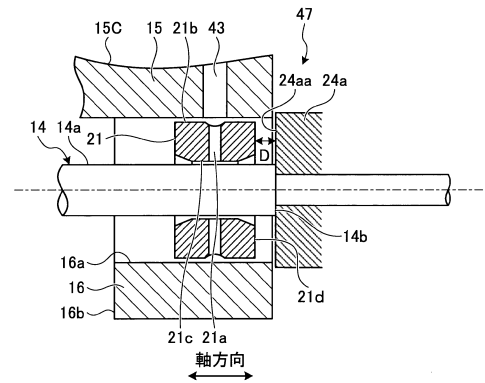
50

- 2 2 e 凹部
- 2 2 f 切欠
- 2 2 g 凹部
- 2 3 スラスト軸受
- 2 3 a 挿通穴
- 2 3 b 通路
- 2 3 c 板面
- 2 3 d 板面
- 2 4 タービンディスク
- 2 4 a ボス部（円盤部材）
- 2 4 a a 対面部
- D 間隔
- V 1 面積
- V 2 面積

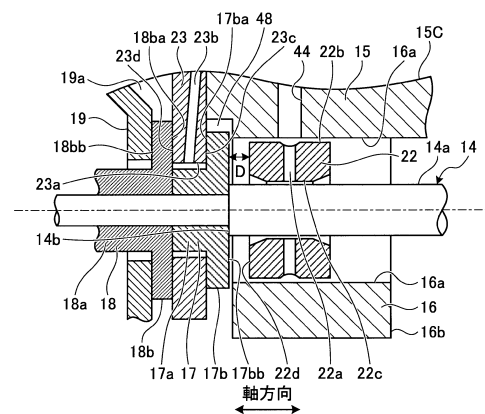
【図 1】



【図 2】



【図 3】



フロントページの続き

(72)発明者 矢野 正義
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 西藤 直人

(56)参考文献 特開2012-092811 (JP, A)
特開2014-080890 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16C 17/00-17/26
F16C 33/10
F02B 39/14
F02B 39/00