

(19)日本国特許庁(JP)

(12)特許公報(B2)

(11)特許番号
特許第7425005号
(P7425005)

(45)発行日 令和6年1月30日(2024.1.30)

(24)登録日 令和6年1月22日(2024.1.22)

(51)国際特許分類

H 02 K	5/10 (2006.01)	H 02 K	5/10	A
B 60 K	7/00 (2006.01)	B 60 K	7/00	
H 02 K	5/173(2006.01)	H 02 K	5/173	A

請求項の数 11 (全31頁)

(21)出願番号	特願2021-4910(P2021-4910)	(73)特許権者	000005108
(22)出願日	令和3年1月15日(2021.1.15)		株式会社日立製作所
(65)公開番号	特開2022-109530(P2022-109530)		東京都千代田区丸の内一丁目6番6号
	A)	(74)代理人	110001829
(43)公開日	令和4年7月28日(2022.7.28)		弁理士法人開知
審査請求日	令和5年6月27日(2023.6.27)	(72)発明者	須藤 哲也
			東京都千代田区丸の内一丁目6番6号
			株式会社日立製作所内
		(72)発明者	高橋 晓史
			東京都千代田区丸の内一丁目6番6号
			株式会社日立製作所内
		(72)発明者	伊藤 誠
			東京都千代田区丸の内一丁目6番6号
			株式会社日立製作所内
		審査官	若林 治男

最終頁に続く

(54)【発明の名称】 回転電機及び車両

(57)【特許請求の範囲】

【請求項1】

ロータコアを固定し、液状媒体が流れる流路が形成されるロータハウジングと、前記ロータコアの内周側に配置されるステータと、前記ロータハウジングと前記ステータとの間に配置されるオイルシールと、を備えるアウターロータ型の回転電機であって、前記ロータハウジングは、前記ステータの外周側に配置される外周部と、前記ステータの内周側に配置される内周部と、前記外周部と前記内周部とを接続する接続部と、を含み、前記オイルシールは、前記ステータの内周面に固定される固定部と、前記内周部に摺動接触する接触部と、を有し、前記外周部、前記接続部及び前記内周部によって形成される前記流路を密封するアウターロータ型の回転電機。

【請求項2】

請求項1に記載の回転電機において、前記ロータハウジングの外周部と前記ステータの間に軸受を有し、前記軸受は前記オイルシールで密封された前記流路内に設置され、前記軸受の径が前記オイルシールの前記固定部の径よりも大きい回転電機。

【請求項3】

請求項2に記載の回転電機において、前記ロータコアの径方向から見た時に、前記オイルシールが前記軸受と重なる位置に配

置される回転電機。

【請求項 4】

請求項 1 に記載の回転電機において、

前記ステータに前記内周部と径方向に隣接する円筒状の突起を備えた回転電機。

【請求項 5】

請求項 1 に記載の回転電機において、

前記ステータに前記内周部と径方向に隣接する円筒状の凹部を備えた回転電機。

【請求項 6】

請求項 1 に記載の回転電機において、

前記流路の液状媒体入口側の第 1 オイルシールの耐圧力よりも、前記流路の液状媒体出口側の第 2 オイルシールの耐圧力の方が低い回転電機。 10

【請求項 7】

請求項 1 に記載の回転電機において、

前記ロータコアを軸方向に挟み込むように、前記ロータハウジングの外周部と前記ステータの間に第 1 軸受及び第 2 軸受が配置され、

前記第 1 軸受よりも内周側に第 1 オイルシールが配置され、

前記第 2 軸受よりも内周側に第 2 オイルシールが配置され、

前記第 1 軸受の軸受内部と前記第 2 軸受の軸受内部は、前記第 1 オイルシールと前記第 2 オイルシールによって密封された前記流路の一部とされ、

前記流路の液状媒体入口が前記第 1 オイルシールと前記第 1 軸受の間の前記流路に配置され、 20

前記流路の液状媒体出口が前記第 2 オイルシールと前記第 2 軸受の間の前記流路に配置される回転電機。

【請求項 8】

請求項 7 に記載の回転電機において、

前記第 1 オイルシールの径よりも、前記第 2 オイルシールの径の方が大きい回転電機。

【請求項 9】

請求項 7 に記載の回転電機において、

回転軸から前記液状媒体出口までの距離が、前記回転軸から前記液状媒体入口までの距離以上である回転電機。 30

【請求項 10】

請求項 1 に記載の回転電機において、

前記ロータコアを軸方向に挟み込むように、前記ロータハウジングの外周部と前記ステータの間に第 1 軸受及び第 2 軸受が配置され、

前記第 1 軸受よりも内周側に第 1 オイルシールが配置され、

前記第 2 軸受よりも内周側に第 2 オイルシールが配置され、

前記第 1 軸受の軸受内部と前記第 2 軸受の軸受内部は、前記第 1 オイルシールと前記第 2 オイルシールで密封された前記流路の一部とされ、前記流路の液状媒体入口と前記流路の液状媒体出口の何れか一方、または両方が前記第 1 軸受と前記第 2 軸受の間の前記流路に配置された回転電機。 40

【請求項 11】

請求項 1 に記載の回転電機を備えた車両であって、

さらに、バッテリと、前記バッテリの直流電力を交流電力に変換して、前記交流電力を前記回転電機に供給する電力変換装置と、を備え、前記回転電機のトルクが車輪に直接伝達される車両。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、回転電機及び車両に関する。

【背景技術】

10

20

30

40

50

【0002】

一つのステータに対して、アウターロータとインナーロータを有し、軸受とインナーロータを冷却する油冷室が複数設けられた複軸多層型回転電機が知られている（特許文献1参照）。特許文献1では、ステータのコイルはステータ冷却水路によって冷却されている。また、ステータとインナーロータまたはアウターロータとの間のエアギャップはロータの回転に支障がないように大気圧に開放されている。

【0003】

そして、ステータに組付けられた水路蓋部品に、インナーロータ側部材とアウターロータ側部材との相対回転位置まで延長した延長部が形成されている。その延長部の内周面と外周面との間の、モータ軸に近い位置に第1オイルシールと第2オイルシールが設置されている。二つのオイルシールは油冷室の冷却油とステータ空気室の空気との連通を遮断するためのものである。

10

【先行技術文献】**【特許文献】****【0004】**

【文献】特開2004-215393

【発明の概要】**【発明が解決しようとする課題】****【0005】**

特許文献1に記載のシステムは、インナーロータとアウターロータが共に回転した場合、オイルシールが封じ込めてある冷却油は回転の影響を受けて内部圧力が高くなる。その結果、オイルシールの寿命が短くなってしまうおそれがある。

20

【0006】

本発明は、回転電機のオイルシールを長寿命化することを目的とする。

【課題を解決するための手段】**【0007】**

上記の課題を解決するために、本発明の一態様の回転電機は、ロータを固定し、液状媒体が流れる流路が形成されるロータハウジングと、前記ロータの内周側に配置されるステータと、前記ロータハウジングと前記ステータとの間に配置されるオイルシールと、を備えるアウターロータ型の回転電機であって、前記ロータハウジングは、前記ステータの外周側に配置される外周部と、前記ステータの内周側に配置される内周部と、前記外周部と前記内周部とを接続する接続部と、を含み、前記オイルシールは、前記ステータの内周面に固定される固定部と、前記内周部に摺動接觸する接觸部と、を有し、前記外周部、前記接続部及び前記内周部によって形成される前記流路を密封するアウターロータ型の回転電機である。

30

【発明の効果】**【0008】**

本発明によれば、回転電機のオイルシールを長寿命化させることができる。

【図面の簡単な説明】**【0009】**

40

【図1】第1実施形態に係る車両の構成を示す模式図。

【図2】第1実施形態に係る電動ホイールの構成を示す分解斜視図。

【図3】第1実施形態に係るインホイールモータの構成を示す模式的断面図。

【図4】第1実施形態の部分拡大斜視図。

【図5】本発明におけるロータ停止時の内部圧力の状態説明図。

【図6】本発明におけるロータ回転時の内部圧力の状態説明図。

【図7】本発明におけるロータ回転時の内部圧力変化の説明図。

【図8】本発明における水圧と重力加速度の関係を示す説明図。

【図9】本発明における接觸部とロータ回転数との関係を示す説明図。

【図10】本発明に用いる液状媒体路の環状流路の斜視図。

50

【図11】本発明に用いる液状媒体路の第1コイルエンド部付近の環状流路入口を側面から見た部分断面斜視図。

【図12】本発明に用いる液状媒体路の第1コイルエンド部付近の環状流路入口を上方から見た部分断面斜視図。

【図13】第2実施形態の構成を示す部分断面図。

【図14】軸受の運転隙間と疲れ寿命の関係を示すグラフ。

【図15】軸受の内径と軸受隙間の関係を示すグラフ。

【図16】第2実施形態に係るインホイールモータの構成を示す部分断面斜視図。

【図17】第3実施形態(突起構造)の部分断面図。

【図18】第4実施形態(凹部構造)の部分断面図。

【図19】第5実施形態の部分断面斜視図。

【図20】第6実施形態の部分断面斜視図。

【発明を実施するための形態】

【0010】

【第1実施形態】

以下に図1～図3を参照しながら本発明の第1実施形態に係る車両1000およびこの車両1000に搭載されるインホイールモータ51について説明する。図1は、本発明の第1実施形態に係る車両1000の構成を示す模式図である。図1に示すように、本実施形態の車両1000は、車体フレーム1010と、車体フレーム1010の内側に配置されるバッテリ台1020と、バッテリ台1020の上に搭載されるバッテリ1030と、車輪(前輪及び後輪)とを備える。各車輪(左右の前輪及び左右の後輪)は、電動ホイール200と電動ホイール200の外周に取り付けられるタイヤ800を有している。電動ホイール200には、インバータ150が搭載される。

【0011】

各電動ホイール200は、バッテリ1030と電源ケーブルPLによって接続される。インバータ150は、バッテリ1030から供給される直流電力を交流電力に変換し、電動ホイール200に搭載されるインホイールモータ51に供給する。

【0012】

本実施形態の電動ホイール200に搭載されるインホイールモータ51は、発生するトルク密度が高い。そのため、インホイールモータ51は、車両1000の車輪を直接駆動することができる。つまり、本実施形態では、車両1000の駆動におけるギアレス化、すなわち車輪のダイレクトドライブが可能となっている。

【0013】

本実施形態に係る車両1000は、ガソリンエンジン搭載車と同等の走行性能を有している。例えば、車両1000は市街地における50km/hの定速運転が可能である。また、加速性能に関しても、ガソリンエンジン搭載車と同等以上の性能を発揮する。

【0014】

次に本実施形態の電動ホイール200のサイズに関し説明する。現在、自動車に使用されるホイールのサイズは規格化されている。通常、ホイールのサイズはリム径で表される。リム径はインチで示される。電動ホイール200は、例えば、リム径が14インチ(355.6mm)、15インチ(381mm)、16インチ(406.4mm)、17インチ(431.8mm)、18インチ(457.2mm)、19インチ(482.6mm)、または、20インチ(508mm)のホイールに取り付けられる。

【0015】

以下では、リム径が19インチ(482.6mm)、リム幅が8.5インチ(21.6mm)のホイールを有する電動ホイール200について説明する。

【0016】

図2に電動ホイール200の分解斜視図を示す。図2に示すように、本実施形態の電動ホイール200は、タイヤが取り付けられるホイール100と、ホイール100に取り付けられるインホイールモータ51と、を備える。電動ホイール200には、車輪を制動さ

10

20

30

40

50

せる制動力を発生させるディスクブレーキ 106 が取り付けられる。電動ホイール 200 は、サスペンション装置 110 を介して車体フレーム 1010 (図 1 参照) に取り付けられる。サスペンション装置 110 は、インホイールモータ 51 に固定されるナックル 107 と、ナックル 107 に回転可能に取り付けられるロアアーム 108 を有する。さらに、サスペンション装置 110 は、ナックル 107 に回転可能に接続されるショックアブソーバ 109a と、ショックアブソーバ 109a と車体フレーム 1010 に設けられた支持部材との間に取り付けられるばね 109b と、を備える。

【0017】

ホイール 100 の車輪軸 AX 付近に、車輪を支持するハブベアリング HUB が配置される。ステータ 2 はハブベアリング HUB を介してホイール 100 と接合される。車体の重量の一部は、ホイール 100、ハブベアリング HUB、ステータ 2 を介して、ナックル 107 を含むサスペンション装置 110 によって支持される。ホイール 100 の内部には、電動ホイール 200 を駆動するための主要な部品、例えば、インバータ 150 等が収容されている。

10

【0018】

電動ホイール 200 に搭載されるインホイールモータ 51 には、ステータ 2 に対して自在に回転できるように取り付けられたロータ 4、第 1 オイルシール 20A、第 2 オイルシール 20B、第 1 軸受 11A、及び第 2 軸受 11B が配置されている。また、ロータカバーでもある内側接続部 4B がナックル 107 の近くに配置されている。インホイールモータ 51 を構成する各部品を冷却するための液状媒体は、電動ホイール 200 の外部に設けられるポンプ (不図示) によって、インホイールモータ 51 内に供給される。液状媒体が流れる配管は、電動ホイール 200 の車体側側面から取り出され、車体前部に配置された熱交換器 (不図示) に接続される。液状媒体は、空冷式または水冷式の熱交換器により冷却される。

20

【0019】

図 3 にインホイールモータ 51 の模式的断面図を示す。図 3 には、インホイールモータ 51 の主要構造部、例えば、ステータコア 2X、ロータコア 4X、隙間 7、第 1 軸受 11A、第 2 軸受 11B、第 1 オイルシール 20A 及び第 2 オイルシール 20B の配置関係を示している。インホイールモータ 51 のハブベアリング HUB の周辺構造などの図示は省略している。

30

【0020】

図 3 に示すように、インホイールモータ 51 は、ステータ 2 とロータ 4 を備える。ステータ 2 は、円筒状のステータコア 2X と、ステータコア 2X に巻回された複数のコイル 2Z と、ステータコア 2X を支持するステータハウジング 2W と、を備える。ロータ 4 は、ステータコア 2X に対して隙間 7 を介して回転可能に配置されるロータコア 4X と、ロータコア 4X を支持するロータハウジング 4W と、を備える。

【0021】

ステータコア 2X の外周部には、ステータコア 2X の中心軸方向に平行な複数のスロット (不図示) が形成される。複数のスロットは、ステータコア 2X の円周方向に等間隔で形成される。スロットには、コイル 2Z が収容される。スロット間ににはティース 2T が形成される (図 11、12 参照)。本実施形態では、複数のティース 2T が、環状のコアバック 2Q (図 11 参照) と一体となっている。つまり、ステータコア 2X は、複数のティース 2T とコアバック 2Q とが一体成形されたコアである。周方向については、分割型のコアを用いている。ティース 2T は、コイル 2Z によって発生した回転磁界をロータコア 4X に導き、ロータコア 4X に回転トルクを発生させる。

40

【0022】

コイル 2Z は、複数の導体片が接続されることにより形成される。導体片は、銅などの低抵抗導電体の板を打ち抜くことにより形成される。なお、コイル 2Z は、断面が矩形状の平角線により形成してもよい。コイル 2Z は、ステータコア 2X のスロットに、径方向に層状に収容される。本実施形態において、径方向とは円筒形状の回転電機の半径方向を

50

さす。軸方向とは回転電機のロータ4が回転する回転軸をさす。周方向とは円筒形状を有するステータ2またはロータ4の円周方向をさす。以下の実施形態において、回転電機とはホイール100内に組み込むことができるインホイールモータをさす。

【0023】

コイル2Zは、ステータコア2Xのスロット内に配置されるスロット内導体と、ステータコア2Xの両端からスロット外に突出するコイルエンド部と、を有する。ステータコア2Xの一端側（車外側）に配置されるコイルエンド部を第1コイルエンド部2ZAと記し、ステータコア2Xの他端側（車体側）に配置されるコイルエンド部を第2コイルエンド部2ZBと記す。第1コイルエンド部2ZAおよび第2コイルエンド部2ZBは、インホイールモータ51の動作時に発熱し、高温になる。後述するように、第1コイルエンド部2ZAおよび第2コイルエンド部2ZBは、液状媒体が収容されている液状媒体路15内に配置され、液状媒体によって冷却される。

10

【0024】

ステータハウジング2Wは、円筒状の本体2Cと、本体2Cの一端側の開口部に固定される第1エンドブラケット2Aと、本体2Cの他端側の開口部に固定される第2エンドブラケット2Bと、を備える。本体2Cの外周部には、ステータコア2Xが焼嵌め、圧入等により嵌合固定される。

【0025】

本体2Cは、例えば、アルミニウム、マグネシウム合金などの軽金属を用いたダイキャスト法により形成される。なお、本体2Cは、3Dプリンタ成型法などの積層造形法によって形成してもよい。積層造形法を採用することによって、本体2Cの形状の自由度が向上する。本体2Cの内側は空間になっており、インバータ150が収容される（図2参照）。これにより、インホイールモータ51とインバータ150（電力変換装置）とが一体化された機電一体構造のモータユニットが形成される。

20

【0026】

ロータコア4Xには、複数の永久磁石が固定される。永久磁石は、ロータ4の界磁極を形成する。ロータ4は、コイル2Zによって発生した回転磁界が導かれることにより、車輪軸AXを中心に回転する。

【0027】

ロータハウジング4Wは、内側蓋4BE、外周部4C、及び外側蓋4AEを備えている。内側蓋4BEは、内側内周部4SB、及び内側接続部4Bを含む。外側蓋4AEは、外側内周部4SA、及び外側接続部4Aを含む。外周部4Cと外側蓋4AEは一体成型で形成されることが多く、その場合は有底円筒状の形態となる。但し、許容できる寸法精度や剛性、用いる部品相互の組立性等との関係で、ロータハウジング4Wの外周部4Cと外側蓋4AEとは分割してもよい。分割されている外周部4Cと外側蓋4AEは、両者を一体として、ハウジング本体4CEという。同様に、一体成型で形成された外周部4Cと外側蓋4AEの場合も、ハウジング本体4CEという。ハウジング本体4CEのステータコア2Xに対向する中央内周部には、ロータコア4Xが焼嵌め、圧入等により嵌合固定される。つまり、ハウジング本体4CEを含むロータハウジング4Wは、ロータコア4Xと共に回転する。

30

【0028】

ハウジング本体4CEは、例えば、アルミダイキャストなどの軽金属、炭素繊維強化プラスチック（CFRP）などの軽量構造材により形成される。なお、ロータコア4Xとステータコア2Xとの間に狭小の隙間7を形成するために、ハウジング本体4CEは、桶型形状のダイキャスト法等の加工精度が高い一体成型法によって、一つの部品として形成することが好ましい。または、ハウジング本体4CEは、一つの材料から削り出して製作してもよい。

40

【0029】

第1軸受11A用の第1外輪固定部4MAから第2軸受11B用の第2外輪固定部4MBまでを一体成型することで、組立品に比べて第1軸受11Aと第2軸受11Bに対する

50

二つの外輪軸受固定部同士の寸法精度を確保しやすい。これにより狭小な隙間 7 を実現できる。

【 0 0 3 0 】

本体 2 C の外周部とハウジング本体 4 C E の中央内周部との間には、本体 2 C の外周部とハウジング本体 4 C E とを接続する第 1 軸受 1 1 A 及び第 2 軸受 1 1 B が配置されている。第 1 軸受 1 1 A 及び第 2 軸受 1 1 B は、口径サイズは異なるが構成は同じであるため、以下では、第 1 軸受 1 1 A 及び第 2 軸受 1 1 B を総称して軸受 1 1 とも記す。また、第 1 軸受 1 1 A の第 1 転動体 1 0 A と第 2 軸受 1 1 B の第 2 転動体 1 0 B を総称して、転動体 1 0 とも記す。

【 0 0 3 1 】

第 1 軸受 1 1 A は、ステータコア 2 X の軸方向一端側（図示右側）に配置され、第 2 軸受 1 1 B は、ステータコア 2 X の軸方向他端側（図示左側）に配置される。

【 0 0 3 2 】

図 3 に示すように、本体 2 C の軸方向一端側には、第 1 軸受 1 1 A の第 1 内輪が隙間嵌めされる第 1 内輪固定部 2 L A が形成され、本体 2 C の外周部の軸方他端側には、第 2 軸受 1 1 B の第 2 内輪が隙間嵌めされる第 2 内輪固定部 2 L B が形成される。

【 0 0 3 3 】

ハウジング本体 4 C E の軸方向一端側には、第 1 軸受 1 1 A の第 1 外輪が圧入固定される第 1 外輪固定部 4 M A が形成され、ハウジング本体 4 C E の軸方向他端側には、第 2 軸受 1 1 B の第 2 外輪が圧入固定される第 2 外輪固定部 4 M B が形成される。

【 0 0 3 4 】

このため、ロータ 4 自身に車重はかかるない。上記したように、車体の重量はハブベアリング H U B を介して車輪軸 A X に伝わり、最終的にサスペンション装置 1 1 0 によって支持されているからである。

【 0 0 3 5 】

したがって、ロータ 4 は、回転トルクによって変形しない剛性を有していればよい。

【 0 0 3 6 】

本実施形態に係るインホイールモータ 5 1 は、例えば、次のようにして組み立てられる。先ず、ロータハウジング 4 W のハウジング本体 4 C E の第 1 外輪固定部 4 M A に第 1 軸受 1 1 A が圧入固定される。その後、ステータ 2 がハウジング本体 4 C E 内に挿入され、本体 2 C の外周部の第 1 内輪固定部 2 L A が第 1 軸受 1 1 A の第 1 内輪に嵌め合わされる。

【 0 0 3 7 】

次に、第 2 軸受 1 1 B がハウジング本体 4 C E の第 2 外輪固定部 4 M B と本体 2 C の第 2 内輪固定部 2 L B との間に嵌め合わされる。内側蓋 4 B E をハウジング本体 4 C E の車体側の開口端部に固定することにより、ハウジング本体 4 C E 内にステータ 2 が配置されたインホイールモータ 5 1 が組付けられる。

【 0 0 3 8 】

- 液状媒体路 -

本実施形態の液状媒体路 1 5 について説明する。ステータ 2 と、アウターロータ型のロータ 4 とを嵌め合わせると、ステータ 2 とロータ 4 との間に、液状媒体路 1 5 が形成される。液状媒体路 1 5 は、ステータコア 2 X とロータコア 4 X との間の隙間 7 と、ロータハウジング 4 W のハウジング本体 4 C E の外側接続部 4 A と、ステータハウジング 2 W の軸方向端部との間に形成される外側内部流路 1 5 A を有する。さらに、液状媒体路 1 5 は、ロータハウジング 4 W の内側接続部 4 B と、ステータハウジング 2 W との間に形成される内側内部流路 1 5 B と、第 1 軸受 1 1 A の軸受内部 1 1 A S 、第 2 軸受 1 1 B の軸受内部 1 1 B S と、を有する。以下、液状媒体路 1 5 を流路 1 5 ともいう。

【 0 0 3 9 】

ロータハウジング 4 W が軸受 1 1 を介して、ステータ 2 の外側を覆うように配置され、両者の間に空間が設けられるからである。第 1 軸受 1 1 A 及び第 2 軸受 1 1 B の転動体 1 0 並びにコイル 2 Z のコイルエンド部は、液状媒体が収容される流路 1 5 内に配置される

10

20

30

40

50

。外側内部流路 15A と内側内部流路 15B の内部を液状媒体がロータ 4 の回転に伴って流動する。

【0040】

(1) 隙間

ステータコア 2X とロータコア 4X とが対向する狭小な空間が隙間 7 である。ステータコア 2X が発生する回転磁界が隙間 7 を介して、ロータコア 4X に電磁的に作用し、ロータ 4 にトルクを発生させる。本実施形態では、空気ではなく、液状媒体がインホイールモータ 51 の隙間 7 に収容され、隙間 7 の周辺を冷却する。

【0041】

液状媒体が隙間 7 に収容されると、ロータ 4 の回転軸または車輪軸 AX の回りを回転するロータコア 4X の少なくとも一部が液状媒体に直接接することになる。また、液状媒体が隙間 7 に収容されるため、ロータコア 4X、ステータコア 2X およびコイル 2Z の一部が液状媒体に接する。

10

【0042】

ロータハウジング 4W が回転すると、それに伴って、外側接続部 4A、内側接続部 4B に接している液状媒体の少なくとも一部がインホイールモータ 51 の内部を周方向に回転する。本実施形態では、液状媒体は外部から圧力を受けており、液状媒体入口 14A から液状媒体出口 14B に向けて、インホイールモータ 51 の軸方向に向かう液状媒体の流れが生ずる。そして、インホイールモータ 51 の内部に、隙間 7 を軸方向流路とする液状媒体流 15R が形成される。

20

【0043】

(2) 外側内部流路と内側内部流路

外側内部流路 15A は、ハウジング本体 4CE の外側（車外側）の外側蓋 4AE と第 1 エンドブラケット 2A との間に配置される。外側蓋 4AE と第 1 エンドブラケット 2A との間に第 1 オイルシール 20A が配置されている。内側内部流路 15B は、ロータハウジング 4W の内側（車体側）に位置する内側蓋 4BE とステータハウジング 2W との間の空間である。内側蓋 4BE と第 2 エンドブラケット 2B との間に第 2 オイルシール 20B が配置されている。外側内部流路 15A と内側内部流路 15B は、インホイールモータ 51 の車輪軸 AX を中心とした、薄いドーナツ状構造になっている。外側内部流路 15A と内側内部流路 15B の内部に液状媒体が収容される。次に、オイルシールについて説明する。

30

【0044】

(3) オイルシール

第 1 オイルシール 20A の位置と固定方法は以下の通りである。外側蓋 4AE の車外側の外側内周部 4SA は、外側接続部 4A の内径側末端部が車外側の表面から内径側に折り返されたかのように形成されている。この外側内周部 4SA は外側接続部 4A と一体連続的に繋がり、かつ車輪軸 AX を中心とした中空円筒軸として形成される。

【0045】

そして、被接触面に対して接触部が摺動接触する軸回転タイプの第 1 オイルシール 20A の第 1 固定部 20AT が、第 1 エンドブラケット 2A の第 1 シール取付部 2AK に固定され、その第 1 接触部 20AS が外側内周部 4SA の表面に摺動接触される。第 1 オイルシール 20A は、第 1 軸受 11A よりも内周側に配置されている。

40

【0046】

第 2 オイルシール 20B の位置と固定方法は以下の通りである。内側蓋 4BE の車体側の内側内周部 4SB は、内側接続部 4B の内径側末端部が車体側の表面から内径側に折り返されたかのように形成されている。この内側内周部 4SB は内側接続部 4B と一体連続的に繋がり、かつ車輪軸 AX を中心とした中空円筒軸として形成される。

【0047】

そして、被接触面に対して接触部が摺動接触する軸回転タイプの第 2 オイルシール 20B の第 2 固定部 20BT が、第 2 エンドブラケット 2B の第 2 シール取付部 2BK に固定され、その第 2 接触部 20BS が内側内周部 4SB の表面に摺動接触される。第 2 オイル

50

シール 20 B も、第 1 オイルシール 20 A と同様に、第 2 軸受 11 B より内周側に配置されている。

【 0 0 4 8 】

また、オイルシールの型式は、日本工業規格 (JIS B 2402)、日本自動車技術会規格 (JASO F 401)、若しくは国際標準化機構規格 (ISO 6194) に規定されている。例えば、軸回転タイプのオイルシールとして、ISO の Type 1 から Type 6 の 6 種類が知られている。また、軸受メーカーから、形態の異なる軸回転タイプの製品が販売されており、本発明に適用することができる。

【 0 0 4 9 】

なお、外側内周部 4 SA の第 1 オイルシール 20 A と接触する回転摺動部、または内側内周部 4 SB の第 2 オイルシール 20 B と接触する回転摺動部には、硬質アルマイドや硬質クロムメッキ等の表面処理を施すことが好ましい。

10

【 0 0 5 0 】

この第 1 オイルシール 20 A によって、外気からインホイルモータ (回転電機) 51 の流路 15 が遮断され、外側接続部 4 A と第 1 エンドブラケット 2 A との間に密閉された外側内部流路 15 A が形成される。

【 0 0 5 1 】

図 4 に、第 1 オイルシール 20 A 付近の構造の部分拡大図を示す。第 1 オイルシール 20 A は、車輪軸 AX の近傍の内周側の、第 1 エンドブラケット 2 A の第 1 シール取付部 2 AK に第 1 オイルシール 20 A の第 1 固定部 20 AT が取り付けられている。

20

【 0 0 5 2 】

第 1 オイルシール 20 A は、外周部 4 C (不図示)、外側接続部 4 A 及び外側内周部 4 SA に囲まれた外側内部流路 15 A 内の液状媒体の圧力で第 1 接触部 20 AS が外側内周部 4 SA の内表面に押し付けられることによってシール耐圧が高くなる構造のものである。つまり、周辺の液状媒体が低圧であれば第 1 接触部 20 AS での押付力は小さくなり、周辺の液状媒体が高圧であれば押付力は相対的に大きくなる。また、車輪軸 AX の回りを、外側内周部 4 SA や外側接続部 4 A を含むロータ 4 (図 3 参照) が回転すると、外側内部流路 15 A の液状媒体に遠心力 15 CF が発生する。

【 0 0 5 3 】

図 5 は、ロータ 4 が停止した場合の、外側内部流路 15 A における内部圧力分布を示す模式図である。外側内部流路 15 A を含む流路 15 は、ハブベアリング HUB と固定されているステータハウジング 2 W を内側にして、外周部 4 C、外側接続部 4 A 及び外側内周部 4 SA に囲まれている。車輪軸 AX の回りを回転するロータ 4 (図 3 参照) が停止している場合にも、流路 15 の液状媒体入口 14 A に対して、外部から所定の圧力で液状媒体が流路 15 に供給されている。そのため、外側内部流路 15 A は流路 15 の上流側に位置しているので、流路圧損分だけの内圧が、外側内部流路 15 A の内表面に対して、ほぼ均等に発生する。つまり、第 1 オイルシール 20 A の近傍の内圧と、外側内部流路 15 A の外周側の内圧は同一となる。

30

【 0 0 5 4 】

これに対して、図 6 は、ロータ 4 がハブベアリング HUB を通る車輪軸 AX の回りに回転した場合の、外側内部流路 15 A における内部圧力分布を示す模式図である。外周部 4 C、外側接続部 4 A 及び外側内周部 4 SA を含むロータ 4 (図 3 参照) が回転すると、液状媒体に対して遠心力 15 CF が発生する。

40

【 0 0 5 5 】

この場合、外側内部流路 15 A の内表面の各部において、流路圧損分の内圧と遠心力 15 CF による圧力とが合算されることになる。従って、外側内部流路 15 A において、相対的に内周側は低圧になり、外周側は高圧となる。

【 0 0 5 6 】

その結果、図 5 に示す模式図のように、ロータ 4 の回転停止時においては、第 1 オイルシール 20 A の第 1 接触部 20 AS での押付力 20 RZF は高くなる。そして、図 6 に示

50

す模式図のように、ロータ4の回転時においては、第1オイルシール20Aの第1接触部20ASでの押付力20RZFは低くなる。

【0057】

図7は、ロータ4(図3参照)が、ハブペアリングHUBを通る車輪軸AXの回りを回転することによって、外側内部流路15Aに発生する内圧の変化の様子を示す模式図である。

【0058】

外側内部流路15Aに収容されている液状媒体は、ハウジング本体4CEとステータハウジング2Wの表面に接している。液状媒体は、ステータハウジング2Wよりも、ハウジング本体4CEに接する表面積の方が大きいので、結果として、液状媒体はハウジング本体4CEの動きに連動し、最終的に液状媒体はロータ4と同じ方向に回転する(図3参照)。

【0059】

図7のグラフの破線は、上側の分図の車輪軸AXから外周方向に向かう破線部の平均圧力を示している。液状媒体の平均圧力は、車輪軸AXから径方向に離れるにしたがって大きくなっている。その作用は以下の通りである。

【0060】

液状媒体にかかる遠心力15CF(図4、図6参照)は、次の式(1)で定められる。以下の式における変数の表記と単位は以下の通りである。F: 遠心力(N)、m: 質量(kg)、r: 回転半径(m)、: 回転角速度(rad/s)、N: 回転数(min⁻¹)、a: 遠心加速度(m/s²)、g: 重力加速度(m/s²)。

【0061】

【数1】

$$F = mr\omega^2 = mr \left(\frac{2\pi N}{60} \right)^2 \quad \dots(1)$$

【0062】

この式(1)と、運動方程式から、次式(2)のように、遠心加速度を算出する。

【0063】

【数2】

$$ma = F$$

$$\therefore a = r \left(\frac{2\pi N}{60} \right)^2 \quad \dots(2)$$

【0064】

次に、相対遠心加速度RCF(Relative Centrifugal Force)を、式(2)の遠心加速度aを次式(3)のように、重力加速度gで除算して算出する。

【0065】

【数3】

$$RCF = \frac{a}{g} = r \left(\frac{2\pi N}{60} \right)^2 \frac{1}{g} = 1.118rN^2 \times 10^{-3}G = 322G \quad \dots(3)$$

【0066】

水圧差は、水の比重と水深差から、次式(4)により、算出することができる(静水圧の関係を示す図8参照、本式の算出にあたり、液状媒体の比重を水とほぼ同程度と仮定している。)。ここで、P:圧力(Pa)、:水の密度(kg/m³)である。

【0067】

10

20

30

40

50

【数4】

$$\Delta P = \rho \cdot \Delta h \cdot RCF \quad \cdots(4)$$

【0068】

本実施形態において、外側接続部4Aを含むロータ4が車輪軸AXを中心に回転すると、外側内部流路15Aに封入されている液状媒体はロータ4に含まれる外側蓋4AEの内側表面との摩擦力によって運動し、最終的にロータ4の回転方向と同じ方向に回転する。

【0069】

すると、液状媒体は遠心力15CFにより外周側に押される。そのため、外側内部流路15Aの内周側に配置された第1オイルシール20Aの第1接触部20AS付近の内圧は低くなり、その押付力が低減される。図7のグラフの斜めの破線はロータ4の回転時における平均圧力の変化を示している。

【0070】

つまり、ロータ4の回転数の上昇に伴って発生する遠心加速度によって圧力勾配が発生する。そして、その破線の内周側（半径Rが小さい方向）の位置では、ロータ4の回転に伴って、外側内部流路15Aにおける平均圧力が、停止時における一定した平均圧力よりも減少する。

【0071】

このように、外側内部流路15Aの最内周部は内圧が低下し、第1オイルシール20Aの第1接触部20ASの押付力は低下する。

【0072】

本実施形態において、第1オイルシール20Aの材質・形態はゴム一体型のものでもよいし、内部圧力が高い場合には金属環のものでもよい。第1オイルシール20Aの第1接触部20ASの材質はゴム、PTFE等を用いることができる。第1オイルシール20Aは、外側内部流路15A側に、その開口側を向けて装着されている。この第1オイルシール20Aは、内部に封入される液状媒体の飛散防止や、ダストをシールするだけの機能のものではなく、第1オイルシール20A付近で液状媒体を流すことができ、かつ内部圧力によって第1接触部20ASの押付力が上がる構造のものを用いることが好ましい。

【0073】

但し、外側内部流路15Aにおいて、液状媒体が循環する必要はなく、第1オイルシール20Aの付近で液状媒体が滞留していてもよい。但し、液状媒体が循環すれば、第1接触部20ASの冷却効率が向上することは言うまでもない。

【0074】

車輪軸AXに対して、ほぼ同じ径方向位置に設けられた第2オイルシール20Bと内側内部流路15Bとの関係も同様であり、ロータ4の回転に伴って第2オイルシール20Bの第2接触部20BS付近の内圧が低下する傾向を示す。但し、第2オイルシール20Bが接する内側内部流路15Bにおける圧力は、内部の圧損の関係から外側内部流路15Aよりも相対的に低い状態となっている。

【0075】

図9は、第1オイルシール20Aの第1接触部20ASにおける押付力と、ハウジング本体4CEを含むロータ4（図3参照）の回転数との関係を示す模式図である。第1オイルシール20Aの第1接触部20ASにおける押付力は、円環バネによる機械的な緊縛力と液状媒体による内圧による押付力との和となる（図9の式（5）を参照）。

【0076】

上述したように、ロータハウジング4W（外側蓋4AE、外周部4C、内側蓋4BE）がハブベアリングHUBを通る車輪軸AXの回りを回転することにより、液状媒体に遠心力15CFが発生し（図4、図6参照）、第1オイルシール20A付近の内圧が下がる。

【0077】

上記の式（3）、式（4）、及び式（5）から、第1接触部20ASにおける圧力は、

10

20

30

40

50

ロータ4の回転数の二乗で低下するので、第1接触部20ASにかかる全体の圧力Pはロータ4の回転数の上昇に伴って、低下する傾向を示す(図9の下側の分図のグラフを参照)。

【0078】

(4) 軸受内部

上述したように、ステータ2とハウジング本体4CEとの間に軸受11が配置される。軸受内部11AS、11BSは、軸受の内輪と外輪との間に形成される空間である(図3、図13参照)。転動体10は、軸受内部11AS、11BSの中に配置される。第1軸受11Aの軸受内部11AS、隙間7、及び外側内部流路15Aとは相互に連通されている。第2軸受11Bの軸受内部11BS、隙間7、及び内側内部流路15Bとは相互に連通されている。

10

【0079】

このように、軸受11の軸受内部11AS、11BSを通して、外側内部流路15A、隙間7及び内側内部流路15Bが全て連通されている。

【0080】

また、軸受11の転動体10と外輪10AOR、10BORは、ハウジング本体4CEの回転に伴って、車体フレーム1010に固定されたステータ2に対して回転する(図1、図2、図13参照)。軸受11の軸受内部11AS、11BSは流路15の一部であるので、軸受内部11AS、11BSの転動体10は液状媒体に接している。そのため、液状媒体によって転動体10は直接冷却される。一部の液状媒体は、軸受11の回転動作に伴って周方向に回転する。このように軸受内部11AS、11BSは流路15の一部として構成される。このようにして、上記の複数の空間、即ち、隙間7、外側内部流路15A、内側内部流路15B、軸受内部11AS、11BSを含む流路15に液状媒体が収容される。

20

【0081】

上述したように、液状媒体入口14A、隙間7、液状媒体出口14B、及び外部のポンプ等との間で定常的な循環流が形成される。しかし、軸受11の軸受内部11AS、11BSと転動体10は流路15の液状媒体に接する状態にあり、液状媒体の軸方向流路の中に配置されていない。そのため二つの軸受11の軸方向の内部空間においては軸方向の液状媒体の流れが余り発生しない。このように、第1軸受11A、第2軸受11Bが流路15の循環流の外に設置されることで、軸受内部11AS、11BSを軸方向に通過する液状媒体が少なくなる。つまり、軸受内部11AS、11BSが液状媒体で満たされているだけである。しかし、液状媒体は少なくとも、転動体10の潤滑と冷却を行う。同時に、液状媒体の流れが少ないので、異物混入の可能性が低くなるので好ましい。

30

【0082】

(5) 液状媒体入口と液状媒体出口

図3に示すように、本実施形態において、液状媒体をインホイールモータ51の内部に供給するための供給貫通孔が、第1コイルエンド部2ZAの直下に一か所設けられている。その供給貫通孔の外側が外部取入口13Aであり、内側が流路15の液状媒体入口14Aである。液状媒体入口14Aは流路15の第1コイルエンド部2ZA付近に配置されている。

40

【0083】

また、液状媒体入口14Aからインホイールモータ51の内部に供給された液状媒体を外部に排出するための排出貫通孔が、第2コイルエンド部2ZBの直下に一か所設けられている。その排出貫通孔の外側が外部取出口13Bであり、内側が流路15の液状媒体出口14Bである。

【0084】

本実施形態では、第1軸受11Aと第1コイルエンド部2ZA間の距離が、液状媒体入口14Aと第1コイルエンド部2ZA間の距離よりも長く、第2軸受11Bと第2コイルエンド部2ZB間の距離が、液状媒体出口14Bと第2コイルエンド部2ZB間の距離よ

50

りも長くなるように設定されている。本実施形態の構成の場合、液状媒体に接する軸受 1 1 に、外部から不要な異物が混入する可能性が低くなるので好ましい。

【 0 0 8 5 】

また、本実施形態において、外部取入口 1 3 A と外部取出口 1 3 B は、周方向で約 180 度ずれた位置に設けられている。コイル 2 Z 付近の液状媒体の流れの状態によっては、周方向に液状媒体の入口と出口がそれぞれ複数箇所あってもよい。液状媒体出口 1 4 B と液状媒体入口 1 4 A の位置関係は周方向で略同一位置（約 0 度）とするか、または略反対位置（約 180 度）にするなど、配置構成の変形例が考えられる（図 1 3 参照）。

【 0 0 8 6 】

- 液状媒体の注入 -

インホイールモータ 5 1 を組立てた後、その内部で連通している隙間 7、軸受内部 1 1 A S、1 1 B S（図 8 参照）、外側内部流路 1 5 A、及び内側内部流路 1 5 B 等に液状媒体が収容される。

【 0 0 8 7 】

外側内部流路 1 5 A の内部に、第 1 オイルシール 2 0 A が配置されている。また、内側内部流路 1 5 B の内部に、第 2 オイルシール 2 0 B が配置されている。

【 0 0 8 8 】

液状媒体を流路 1 5 に収容するには、外部取入口 1 3 A に配管を接続し、外部取出口 1 3 B を開放し、液状媒体が内部に充満するまで供給すればよい。その後、外部取出口 1 3 B に配管またはホースを接続し、熱交換器等との循環路を形成する。ポンプによって液状媒体に圧力が印加され、流路 1 5 に供給される。このことにより、液状媒体は流路 1 5 の中を流れ、さらに液状媒体出口 1 4 B、外部取出口 1 3 B から外部に出て、外部の熱交換器との間を循環する。液状媒体入口 1 4 A からインホイールモータ 5 1 の内部に供給された液状媒体は、第 1 コイルエンド部 2 Z A から第 2 コイルエンド部 2 Z B に向かって液状媒体流 1 5 R となって隙間 7 の内部を流れる。液状媒体が軸方向に向かって流れる隙間 7 の空間は流路 1 5 の一部となっている。

【 0 0 8 9 】

本実施形態において、流路 1 5 に対して、外部取入口 1 3 A と外部取出口 1 3 B は、それぞれ第 1 コイルエンド部 2 Z A と第 2 コイルエンド部 2 Z B の直下付近に設けられている。つまり、本体 2 C の内周側の空間に、外部取入口 1 3 A と外部取出口 1 3 B とが設けられている。外部の熱交換器（不図示）と外部接続口 1 3 とを配管またはホースで接続する。

【 0 0 9 0 】

- 液状媒体の循環 -

本実施形態では、ステータ 2 とロータハウジング 4 W との間に配置される二つの軸受 1 1 の各転動体（ボール）1 0 が液状媒体に接するように、流路 1 5 が形成されている。軸受 1 1 の転動体 1 0 は、ハウジング本体 4 C E の回転に伴って、その回転方向に沿って、軸受内部 1 1 A S、1 1 B S で回転しながら周方向に移動する。そのため軸受内部 1 1 A S、1 1 B S で転動体 1 0 の付近にある液状媒体は、転動体 1 0 と同様に周方向に移動する。軸受内部 1 1 A S、1 1 B S にある液状媒体は、転動体 1 0 自身による摩擦熱などを吸収する。

【 0 0 9 1 】

本実施形態において、外側内部流路 1 5 A と内側内部流路 1 5 B に収容された液状媒体はインホイールモータ 5 1 の内部で軸方向に大きく移動することがほとんどない。但し、インホイールモータ 5 1 の回転動作に伴い、液状媒体は、液状媒体が接している内側接続部 4 B または外側接続部 4 A に引き連られる。そのことによって、外側内部流路 1 5 A と内側内部流路 1 5 B に収容された液状媒体は、周方向にある程度回転する。その場合、外側接続部 4 A と内側接続部 4 B を介して、液状媒体から外部への放熱がおこる。このように、流路 1 5 は、高出力化されたインホイールモータ 5 1 の冷却を効率良く行う機能を有している。

【0092】

また、本実施形態では、第1コイルエンド部2ZAから第2コイルエンド部2ZBに向かって、液状媒体が薄い円筒状の隙間7を一定方向に流れる。液状媒体がステータコア2Xとロータコア4X等を冷却する。本実施形態のインホイールモータ51は、コイル2Zに大きな電流を流すことで高トルクを出力する。そのため、コイル2Zはジュール損によって発熱するので、コイル2Zとステータコア2Xは、ロータコア4Xに比べて温度が上昇しやすい。本実施形態では、ステータコア2Xとロータコア4Xとの間の隙間7に、液状媒体を定的に流し続ける。液状媒体は、外部取入口13Aから取り入れられ、液状媒体入口14Aから流路15の内部に供給される。液状媒体は外部に置かれたポンプで送液されるので、液状媒体入口14Aの位置においては、液状媒体出口14B側よりも、相対的に高い圧力を有している。

10

【0093】

そのため円筒状の隙間7には、軸方向に液状媒体が連続的に流れることになる。このような構成をとることによって、上記のステータコア2Xやコイル2Z付近で発生する熱を液状媒体が連続的に吸収し、外部に排熱することができる。本実施形態では、液状媒体が第1コイルエンド部2ZAから第2コイルエンド部2ZBに向けて、円筒状の隙間7を流れる。この液状媒体の流れによって、液状媒体がステータコア2X等の発熱を吸収し、液状媒体の温度が上昇し、第2軸受11B付近の液状媒体の温度が上昇し、それによって第2軸受11Bの温度が第1軸受11Aの温度よりも高くなる。

20

【0094】

例えば、第2軸受11Bの口径が第1軸受11Aの口径と同一である場合には、第2軸受11Bの内部隙間が熱膨張によって、第1軸受11Aの内部隙間より相対的に小さくなる。

【0095】

そうすると、第2軸受11Bの内部隙間が熱膨張で狭くなることに起因して、第2軸受11Bの寿命が第1軸受11Aの寿命に比べて短くなってしまうおそれがある。本実施形態では、第2軸受11Bの口径は第1軸受11Aの口径よりも大きく設定されている。その結果、第2軸受11Bの寿命の向上を図っている。このように、本実施形態において隙間7は、液状媒体が軸方向に流れる第1軸方向流路とされている。

30

【0096】

第1軸受11Aは、この第1軸方向流路の液状媒体入口14A側に配置され、第2軸受11Bは、この第1軸方向流路の液状媒体出口14B側に配置され、第2軸受11Bの内径は、第1軸受11Aの内径よりも大きく設定されている。

【0097】

- 軸受 -

本実施形態において、ハウジング本体4CEと本体2Cとの間に配置される第1軸受11Aと第2軸受11Bには、ラジアル型の軸受を用いることが好ましい。上述した第1オイルシール20Aよりも第1軸受11Aの口径が大きくなるので周速が速くなり、発熱が大きくなる傾向となる。そのため、第1軸受11Aは液状媒体で潤滑し、かつ冷却を行うようにする。第2オイルシール20Bと第2軸受11Bについても同様である。そのため、第1軸受11Aと第2軸受11Bには大口径・薄型の軸受を用いることが好ましい。薄型軸受は、一般的な軸受に比べて、軸受の幅が小さく軽量になるなどのメリットがある。一般的に軸受は口径が大きくなるほど、転動体10の断面も大きくなる。

40

【0098】

しかし、薄型軸受は転動体の断面積が小さい状態を保持したまま、軸受の口径を大きくした設計となっている。そのため、薄型軸受は転動体の断面が、その口径に比べて小さいので、許容荷重及び許容周速も一般的な軸受に比べて小さくなる。しかし、薄型軸受は、軸受の全体が小さく軽量になるなどのメリットがある。本実施形態に適用し得る薄型軸受は、およそ軸受の内径が20cm以上で、転動体の直径が数mm程度のものである。

【0099】

50

本実施形態において、車体の重量は別途ハブベアリングHUB(図2、図3参照)が支持する。つまり、本実施形態に用いる第1軸受11Aと第2軸受11Bには車重が直接かかることがない。これらの二つの軸受11は、軸受11が接続されるロータ4の自重を支持する。軸方向の荷重が第1軸受11Aと第2軸受11Bに掛からないことを前提として、本実施形態の軸受として深溝玉軸受を選定することが好ましい。深溝玉軸受は、スラスト荷重を受けることができないが、摩擦係数が小さく、回転トルクが低いので、低損失のインホイールモータを構成することができる。軸受11の構造と特性については後述する。

【0100】

また、軸受11にラジアル荷重やスラスト荷重が掛からなければ、または、ラジアル荷重やスラスト荷重が掛けたとしても、その荷重が小さい範囲であれば、転動体10の断面積が小さい軸受11を選定し用いることができる。本実施形態のインホイールモータ51では、小型化と軽量化が重要な技術要素であるため、転動体10の最小断面積ができるだけ小さい軸受11を選定することが重要となる。

【0101】

ここで、軸受の隙間に関する定義を説明する。ラジアル軸受の内部隙間とは、内輪または外輪の一方を固定し、他方を動かした場合の移動量を指す。半径方向に内輪または外輪を動かした場合の移動量をラジアル内部隙間という。また、軸受の有効隙間とは、軸受を取り付ける前の隙間(真の隙間)から、軸受を嵌め合いしたことによる隙間の減少量、さらに、内輪と外輪の温度差による隙間の減少量を減算したものである。その有効隙間にに対して、荷重が軸受にかかることによる隙間の増加量を加えたものが運転隙間である。

【0102】

本実施形態の第1軸受11Aは、第2軸受11Bよりも、液状媒体入口14Aに近い位置に配置される。第1軸受11Aの第1転動体10Aのおおよそのサイズは、断面が1.27cm(1/2インチ)角、内径35.6cm(14インチ)である。そして、軸受11の転動体10などを含む軸受内部11AS、11BSは、液状媒体によって冷却される(図13参照)。二つの軸受11の転動体10は流路15の液状媒体に接するように配置されている。軸受11の軸方向に対して液状媒体を通過させる強制的な液状媒体潤滑方式については後述する。

【0103】

本実施形態において、第1軸受11Aと第2軸受11Bは、冷却油シール部をそれぞれ別に設けているが、シールタイプの軸受でもよい。また、ステータ2とロータ4との間の隙間7の狭小化のために、第1軸受11Aと第2軸受11Bは、ステータコア2Xとロータコア4Xになるべく近い位置に配置することが好ましい。シールタイプの軸受を採用すると、軸受の他にシールを別途設置する必要がなくなるので部品点数を削減することができる。

【0104】

しかし、シールタイプの軸受は、軸受の軸長が長くなり、その耐圧力はシール別置型の軸受より低くなる。また、軸受11の転動体10の回転による発熱と、シール部の摩擦による発熱が同一箇所で発生するので、全体を比較した場合、シール別置型の軸受とシールを組み合わせて構成した方が好ましい。軸受11の冷却方法としてグリス潤滑もあるが、本実施形態において、グリス潤滑を積極的に用いることはない。

【0105】

本実施形態で用いる軸受の材質は、軸受鋼SUJ2を使用することが好ましい。SUJ2の代わりにSUSでもよい。転動体10にはSUSなどの金属を用いる。セラミックの転動体であると、金属の場合よりも熱膨張係数が小さいので、温度上昇の影響を受けにくいか、適用できないわけではない。

【0106】

第1軸受11Aは、アウターロータ型インホイールモータのホイールの近くに配置されるので、第1軸受11Aの径はホイールのリム径に近いサイズとなる。軸受11の組立前のラジアル内部の真の隙間は、80~130μm程度の範囲から選定することができる。

10

20

30

40

50

しかし、本体 2 C の材質や、液状媒体の温度設定によっては、内径のサイズが異なる別シリーズの軸受を選定することもできる。

【 0 1 0 7 】

インホイールモータ 5 1 を連続的に使用すると、転動体 1 0 に接している液状媒体の温度上昇、及び転動体 1 0 自身による発熱により、転動体 1 0 が熱膨張を起こして内部隙間が小さくなる。本実施形態で採用する第 2 軸受 1 1 B は、大口径であり軸受隙間（取付前の真の隙間）が予め大きく設定されている。そのため、第 2 軸受 1 1 B で発生する局部的な熱発生に基づく第 2 軸受 1 1 B の第 2 転動体 1 0 B などの熱膨張を吸収しやすい。

【 0 1 0 8 】

図 1 4 を参照して運転隙間の設定について説明する。一般的には、図 1 4 に示す疲れ寿命 - 運転隙間曲線のように、疲れ寿命曲線がピークとなる条件は運転隙間がマイナスの場合である。即ち、運転隙間を 0 よりやや狭くした条件に設定して用いられることが多い。図 1 4 の曲線 (a) と曲線 (b) は、同一の軸受に対する荷重条件が約 6 倍異なる場合のものであるが、寿命は運転隙間が - 3 ~ - 8 μm 程度で最大値を示している。

10

【 0 1 0 9 】

しかし、軸受の長寿命化を狙って、運転隙間を 0 以下の領域であって疲れ寿命曲線の極大値に合わせて設定しようとすると、部品の寸法ばらつきや組立精度等によって、疲れ寿命曲線の極大値より、実際の運転隙間がマイナス側にシフトしてしまう場合がある。そうすると軸受の寿命は急激に悪化する。本実施形態においては、第 2 軸受 1 1 B は、(c) の矢印の範囲のように、あらかじめ運転隙間が 0 以上となるように設定されている。

20

【 0 1 1 0 】

次に図 1 5 を参照して軸受の公差について説明する。図 1 5 に示すように、軸受の外径・内径のサイズが大きいものほど公差幅が大きくなる。本実施形態では、軸受の運転隙間の設定は、プラスマイナス公差ではなく、運転隙間の設定の下限を 0 に設定している。用いる軸受の公差を考慮し運転隙間を設定する。その結果、軸受の運転隙間の設定の狙い値は一般的な数値よりも大きくなっている。

【 0 1 1 1 】

また、本実施形態では、二つの軸受 1 1 の転動体 1 0 を含む軸受内部 1 1 A S 、 1 1 B S は流路 1 5 の中に配置され、液状媒体に接している。液状媒体は、インホイールモータ 5 1 の内部で温度上昇が顕著なステータコア 2 X 付近の発熱を吸収し液状媒体出口 1 4 B を通り、外部取出口 1 3 B から外部に出る。その際、ステータコア 2 X 付近で発生した熱を吸収する液状媒体は、隙間 7 を通過するにしたがって、入口側よりも出口側に進行するに従って相対的に高温になっていく。

30

【 0 1 1 2 】

相対的に液状媒体入口 1 4 A 側よりも高温になった液状媒体に接する第 2 軸受 1 1 B は、第 2 軸受 1 1 B 自身の回転動作による発熱以外に、第 2 軸受 1 1 B が接する液状媒体の温度に曝されることになる。つまり、本実施形態では、運転中に第 1 軸受 1 1 A よりも第 2 軸受 1 1 B の温度が高くなる傾向にある。

【 0 1 1 3 】

図 1 3 に示すように、第 2 軸受 1 1 B は本体 2 C に隙間嵌めされているので、第 2 軸受 1 1 B の第 2 内輪 1 0 B I R は本体 2 C に直接接している。つまり、第 2 軸受 1 1 B の第 2 内輪 1 0 B I R は本体 2 C からの熱伝導の影響を直接受けやすい。その結果、第 2 軸受 1 1 B の内径は、インホイールモータ 5 1 の運転時に、第 1 軸受 1 1 A の内径よりも、温度上昇によって相対的に大口径化する。

40

【 0 1 1 4 】

本実施形態では、ステータ 2 の本体 2 C からの熱伝導の影響を遮断するために、第 2 エンドブラケット 2 B の円周方向に、穴 2 H を同心円状に数個から 3 0 個設けて、ステータコア 2 X からの熱伝導を受けにくくしている（図 1 6 参照）。この穴 2 H は、ステータコア 2 X と第 2 軸受 1 1 B との径方向の間に位置している。穴 2 H は、部品の強度、剛性に影響の出ない範囲で、第 2 エンドブラケット 2 B の側面に軸方向に貫通する穴として設け

50

られている。

【0115】

穴2Hにより、本体2Cの熱伝導面積が小さくなるので、コイル2Zの熱が第2軸受11Bに伝わりにくくなる。また、穴2Hが複数設けられることにより、内側内部流路15Bと隙間7側とが連通され、内部で液状媒体の対流が起こる。この対流によって第2軸受11Bに液状媒体がより接するので、第2軸受11Bが冷却されやすくなる。このように穴2Hの内部は流路15の一部となる。穴2Hの形状は丸穴でもよいし、長穴でもよい。また、隙間7が見える位置に穴を設ければ、ステータ・ロータの組立時に隙間7に保護板を差し込む穴として利用することもできる。

【0116】

本実施形態において、第2軸受11Bに関し、運転状態における温度上昇を予測し、第2軸受11Bの軸受隙間は予め大きく設定されている。第2軸受11Bには、第1軸受11Aと同シリーズ（転動体の断面積が同一サイズ）の製品であって、口径が少なくとも一回り大きいものが用いられている。例えば、内径が35.6cm（14インチ）の第1軸受11Aに対して、内径が40.6cm（16インチ）の部品が第2軸受11Bとして用いられている。

10

【0117】

第2軸受11Bの組立前のラジアル軸受の内部隙間は90～140μm程度に設定されるので、この内部隙間の数値に見合う寸法を有する軸受が市販品の品番の中から選定され用いられる。本実施形態に用いる軸受は特注品ではなく、一般的な標準品として生産され、市場に供給されている部品から選定されることが好ましい。つまり、ラジアル軸受の内部隙間がカタログ値として推奨されている数値範囲から選定されることが好ましい。

20

【0118】

そうすると、一般市販品の軸受の同シリーズの中の口径違いの部品を、第1軸受11Aと第2軸受11Bとして組み合わせて選定されることが好ましい。一般的に市場で入手できる軸受の寸法値の事例を表1に示す。

【0119】

このように、本実施形態のインホイールモータ（回転電機）51において、第1軸受11A及び第2軸受11Bの転動体10並びにコイル2Zのコイルエンド部、即ち、第1コイルエンド部2ZA及び第2コイルエンド部2ZBは、液状媒体が収容される流路15内に配置される。

30

【0120】

隙間7は、液状媒体が軸方向に流れる第1軸方向流路とされ、第1軸受11Aは、第1軸方向流路の液状媒体入口14A側に配置され、第2軸受11Bは、第1軸方向流路の液状媒体出口14B側に配置されている。また、第2軸受11Bの内径は、第1軸受11Aの内径よりも大きい、という構成を備えたものである。

【0121】

最小限の構成であっても、軸受11、転動体10、ステータコア2X等の構成部材を効率よく冷却することができる。本実施形態は、軸受11に外来の異物が混入する可能性が低く、これらのことにより、軸受11をも長寿命化させることができる。

40

【0122】

50

【表1】

軸受番号	内径 (d) (mm)	外径 (D) (mm)	L ₁ (mm)	L ₂ (mm)
1	203	229	213	219
2	229	254	238	245
3	254	279	263	270
4	279	305	289	295
5	305	330	314	321
6	356	381	365	372
7	406	432	416	422
8	457	483	467	473
9	508	533	517	524
10	533	559	543	549
11	635	660	644	651
12	762	787	771	771

【0123】

上述したように、本実施形態は、ロータコア4Xを固定し、液状媒体が流れる流路15が形成されるロータハウジング4Wと、ロータコア4Xの内周側に配置されるステータ2と、ロータハウジング4Wとステータ2との間に配置される第1オイルシール20A、及び第2オイルシール20Bと、を備えるアウターロータ型のインホイールモータ51である。

【0124】

そして、ロータハウジング4Wは、ステータ2の外周側に配置される外周部4Cと、ステータ2の内周側に配置される外側内周部4SAと内側内周部4SBと、外周部4Cと外側内周部4SAとを接続する外側接続部4A、外周部4Cと内側内周部4SBとを接続する内側接続部4Bと、を含む。さらに、第1オイルシール20Aは、ステータ2の内周面（第1シール取付部2AK）に固定される第1固定部20ATと、外側内周部4SAに摺動接触する第1接触部20ASを有する。また、第2オイルシール20Bは、ステータ2の内周面（第2シール取付部2BK）に固定される第2固定部20BTと内側内周部4SBに摺動接触する第2接触部20BSと、を有する。

【0125】

そのため、本実施形態において、ロータ4の回転に伴って、第1オイルシール20A及び第2オイルシール20B付近の液状媒体の内圧が下がるので、第1オイルシール20A及び第2オイルシール20Bの摺動抵抗が緩和され、寿命が長くなる。また、遠心力によって、第1オイルシール20A、第2オイルシール20B付近から異物が離れて外周側に流されるので、異物に起因するシール故障の発生を抑止することができる。

【0126】

上述したように、本実施形態のインホイールモータ51は、ロータハウジング4Wの外周部4Cとステータ2の間に軸受11を有し、軸受11は第1オイルシール20A及び第2オイルシール20Bで密封された流路15内に設置されている。また、軸受11の径が第1オイルシール20Aの第1固定部20ATの径よりも大きいものである。

【0127】

10

20

30

40

50

これによって、第1オイルシール20Aの第1接触部20ASが流路の最内周になることで、軸受11の摩耗粉等が遠心力で外側に飛ばされ、第1接触部20ASに混入しにくく、第1オイルシール20Aの長寿命化を図ることができる。また、相対的にオイルシール径を小さくすることで、摺動周速を下げて、第1オイルシール20Aの回転抵抗を低減することができる。

【0128】

[第2実施形態]

本実施形態においては、外側内部流路15A、液状媒体流15R、内側内部流路15B以外に、ステータコア2Xの内周側に環状流路18が設けられることによって、全体の冷却効率の向上が図られている。また、本実施形態においては、第1軸受11Aと第2軸受11Bに、異径サイズであって扁平薄型の軸受が用いられる。また、第1実施形態と同様に、第1軸受11Aは第1オイルシール20Aよりも大きく、第2軸受11Bは第2オイルシール20Bよりも口径が大きいものが用いられている。図13、16に本実施形態に係るインホイールモータ52の部分断面斜視図を示す。

-軸方向の循環流路-

液状媒体流15Rと環状流路18は、外部で冷却された液状媒体が供給される液状媒体入口14Aから、液状媒体出口14Bに向かって、専ら軸方向に流れることによって、内部で発生する熱を吸収し排熱する働きを有している。

【0129】

外側内部流路15Aと内側内部流路15Bに収容されている液状媒体は、上述したように、ロータ4の回転に伴ってオイルシール付近の内圧を下げる働きがある。また、液状媒体は第1オイルシール20Aと第2オイルシール20Bに対する潤滑と冷却の機能を有している。

【0130】

図10～12に本実施形態における環状流路18の構造を示す。まず、図10に示すように、液状媒体流15R以外に、ステータコア2Xの内周側表面と本体2Cの外周側表面との間の円筒状空間によって取り囲まれた環状流路18が設けられている。ステータコア2Xの外周側の隙間7に液状媒体流15Rが配置され、ステータコア2Xの下側に環状流路18が配置されている。

【0131】

図10に示すように、環状流路18は、軸方向に3段配置された周方向通路17a、17b、17cと、各周方向通路を直列に接続する斜交通路17ab、17bcと、により構成される。環状流路18は、本体2Cの表面に、径方向に高さを有する複数の壁によって流路が区分されることによって形成されている。環状流路18の1段目の周方向通路17aの上流側端は、環状流路入口16Aに接続され、下流側端は斜交通路17abに接続される。斜交通路17abは中段の周方向通路17b、2段目の斜交通路17bc、3段目の周方向通路17c、及び環状流路出口16Bへと連続的につながっている。

【0132】

本実施形態における環状流路18は、環状流路入口16Aから環状流路出口16Bに至る途中に一つ以上の斜交通路17ab、17bcを含んでいる。液状媒体が周方向通路17a、17b、17cと斜交通路17ab、17bcを通過する際、通過損失を低減するために、それぞれの通路の進行方向の通過断面積はほぼ同一に設定されている。また、液状媒体の通過抵抗を低減するために、斜交通路と周方向通路との交差角度は余り大きくならないことが好ましい。

【0133】

このような構造の環状流路18を液状媒体が進行するので、液状媒体はステータコア2Xの内表面に接しながら、周方向に複数回流れる。そのため液状媒体は環状流路18を通過する際、ステータコア2Xとの接触時間が長くなり、ステータコア2X付近の熱を吸収しやすくなる。この環状流路18を通過する液状媒体による熱の吸収効率が上がると、液状媒体入口14A付近の液状媒体の温度と、液状媒体出口14B付近における液状媒体の

温度の差がより大きくなる。この環状流路 1 8 が、隙間 7 を通る第 1 軸方向流路となる液状媒体流 1 5 R に対して、併存することができる第 2 軸方向流路に相当する。

【 0 1 3 4 】

本実施形態における液状媒体の通過経路は以下の通りである。熱交換器（不図示）に接続された配管は本体 2 C の内周側に位置する外部取入口 1 3 A に取り付けられる。液状媒体は外部取入口 1 3 A からインホイールモータ 5 2 の内部に供給される。液状媒体は、液状媒体入口 1 4 A から流路 1 5 の第 1 コイルエンド部 2 Z A の直下付近の空間にはいる。その際、液状媒体はポンプによって送液されているので、液状媒体入口 1 4 A に供給された時点の液状媒体は、流路 1 5 の他の部分に比べて高い圧力を有している。

【 0 1 3 5 】

その後、本実施形態において、インホイールモータ 5 2 の内部に供給された液状媒体は大きく分けて二つの流路に分流する。まず、第 1 の流路は、第 1 実施形態の場合と同様に液状媒体流 1 5 R である。液状媒体は第 1 コイルエンド部 2 Z A 付近の液状媒体入口 1 4 A から第 1 コイルエンド空間 9 A にはいる。第 1 コイルエンド空間 9 A の最外周側は隙間 7 に直接つながっているので、液状媒体は第 1 コイルエンド空間 9 A を周方向に流れると共に、円筒状空間である隙間 7 を横断するように第 2 コイルエンド部 2 Z B に向かって流れれる。

【 0 1 3 6 】

次に、図 1 1、1 2 に第 1 コイルエンド空間 9 A 付近の構造と液状媒体の流れる様子を模式的に示す。液状媒体は、第 1 コイルエンド部 2 Z A の付近から第 1 コイルエンド空間 9 A に入り、さらに周方向に対して左右二つの方向に分流される。その一方は第 1 コイルエンド空間 9 A を第 1 の方向に流れる第 1 回転流 9 F 1 である。他方は、第 1 コイルエンド空間 9 A を反対方向に流れる第 2 回転流 9 F 2 である。液状媒体入口 1 4 A 付近で分流した第 1 回転流 9 F 1 と第 2 回転流 9 F 2 とが、それぞれ第 1 コイルエンド空間 9 A を半周し、液状媒体入口 1 4 A と 1 8 0 度対向する位置で、合流する様子を示している。

【 0 1 3 7 】

その合流地点の近くに、環状流路入口 1 6 A が設けられている。この環状流路入口 1 6 A はステータコア 2 X の一部が凹状に加工されたものである。第 1 コイルエンド空間 9 A から、ステータコア 2 X の背面側の環状流路 1 8 に連通している。そのため、液状媒体は環状流路入口 1 6 A から環状流路 1 8 に進入することができる。

【 0 1 3 8 】

第 1 回転流 9 F 1 と第 2 回転流 9 F 2 は、周方向をそれぞれ半周した後、合流して下方流 9 F 3 となる。この下方流 9 F 3 は、環状流路入口 1 6 A の入口底部で、流れる方向が下向きから軸方向に方向転換され、環状流路 1 8 へ向かう導入流 9 F 4 となる。

【 0 1 3 9 】

導入流 9 F 4 となった液状媒体は環状流路 1 8 にはいると、1 段目の周方向通路 1 7 a に進入する。図 1 0 に環状流路 1 8 における液状媒体の通路の構成を示す。液状媒体は 1 段目の周方向通路 1 7 a に進入した後、約一周した後に斜交通路 1 7 a b に進入する。さらに液状媒体は周方向通路 1 7 b、斜交通路 1 7 b c、周方向通路 1 7 c の順に通過して、環状流路出口 1 6 B に到達する。

【 0 1 4 0 】

液状媒体は環状流路出口 1 6 B の付近で、周方向の流れから軸方向に向かう導出流 9 F 5 となる。導出流 9 F 5 は環状流路出口 1 6 B の内部で上方流 9 F 6 になる。最後に、液状媒体は、第 2 コイルエンド部 2 Z B 付近の第 2 コイルエンド空間 9 B にはいる。液状媒体は、第 2 コイルエンド空間 9 B で再び二つの方向に分流される。上述した第 1 コイルエンド空間 9 A の場合における最初の分流と同様であり、第 2 コイルエンド空間 9 B を流れる、第 3 回転流 9 F 7 と第 4 回転流 9 F 8 とに分流される。

【 0 1 4 1 】

これらの第 3 回転流 9 F 7 と第 4 回転流 9 F 8 は、第 2 コイルエンド空間 9 B の周方向をそれぞれ逆向きに約半周流れた後、1 8 0 度対向する位置で再び合流する。液状媒体は

10

20

30

40

50

、その合流地点付近に置かれた液状媒体出口 14 B を通り、外部取出口 13 B からインホイールモータ 51 の外部に出て液状媒体槽に戻る。

【0142】

本実施形態において、液状媒体のごく一部は軸受 11 の転動体 10 を軸方向に横切るよう通過する場合もある。さらに、軸受 11 の軸受内部 11 AS、11 BS (図 8 参照) を横切った液状媒体の一部は、第 1 エンドブラケット 2A とハウジング本体 4CE との隙間空間である外側内部流路 15A に到達することがある。または、液状媒体は、ステータハウジング 2W と内側接続部 4B との隙間空間である内側内部流路 15B に到達する場合もある。

【0143】

外側内部流路 15A と内側内部流路 15B の内部空間において、液状媒体はオイルシールを潤滑し冷却する。インホイールモータ 51 のロータ 4 の回転に伴って、オイルシール付近の内部圧力は低減されている。

【0144】

このように本実施形態のインホイールモータ 52 は、ステータハウジング 2W とロータハウジング 4W との隙間空間に、外側内部流路 15A、内側内部流路 15B、液状媒体流 15R、及び環状流路 18 が設けられている。液状媒体は対象となる部品を冷却し潤滑すると共に、液状媒体が軸方向に多く流れることによって、全体として排熱の機能が高められている。

【0145】

本実施形態においては、ステータコア 2X に巻回されたコイル 2Z、第 1 コイルエンド部 2ZA、第 2 コイルエンド部 2ZB の何れも液状媒体で覆われることになる。本実施形態では、液状媒体流 15R 以外に、液状媒体が第 1 コイルエンド空間 9A を通る第 1 コイルエンド流、及び第 2 コイルエンド空間 9B を通る第 2 コイルエンド流が設けられている。さらに、ステータコア 2X の背面に、液状媒体が周方向に流れ、かつ軸方向にも進む環状流路 18 が設けられている。そのためインホイールモータ 51 の冷却効率がさらに向上する。

【0146】

- 内部圧力損失 -

本実施形態では、軸方向に液状媒体が流れる液状媒体流 15R と環状流路 18 の二つが存在する。インホイールモータ 52 の隙間 7 は、ステータコア 2X とロータコア 4X との間の狭小な空間である。この狭小な空間を液状媒体が通過する。そのため、環状流路 18 に対して相対的に圧損が小さいと、液状媒体は、環状流路 18 に流れずに隙間 7 の方を流れてしまう。多くの液状媒体が隙間 7 を流れると、インホイールモータ全体としての冷却効率が落ちる。隙間 7 を狭くすることは、インホイールモータとしてのトルクの向上にも繋がる。従って、隙間 7 を狭小化すると、液状媒体路における圧損が十分に小さくなり、且つ必要なトルクを発生できる。例えば、隙間 7 の設計値の一例として 0.5 mm があげられる。

【0147】

ここで本実施形態における第 1 軸受 11A と第 2 軸受 11B の構成について説明する。図 13 に、インホイールモータ 51 の軸受 11 の部分拡大図を示す。第 1 軸受 11A と第 2 軸受 11B は同系統の薄型扁平の軸受である。第 2 軸受 11B に、第 1 軸受 11A よりも口径が少なくとも一回り大きいものが用いられている。

【0148】

第 1 軸受 11A は、第 1 外輪 10AOR と第 1 内輪 10AIR を有している。第 1 外輪 10AOR と第 1 内輪 10AIR との間の空間が軸受内部 11AS である。第 1 外輪 10AOR と第 1 転動体 10A との隙間が 10AGPH である。第 1 内輪 10AIR と第 1 転動体 10A との隙間が 10AGPL である。

【0149】

第 1 外輪 10AOR の外径が D1-1、内径が L1-2 である。第 1 内輪 10AIR の外

10

20

30

40

50

径が L_{1-1} 、内径が d_1 である。第 1 外輪 10AOR の幅が W_1 である。

【0150】

第 2 軸受 11B は、第 2 外輪 10BOR と第 2 内輪 10BIR を有している。第 2 外輪 10BOR と第 2 内輪 10BIR との間の空間が軸受内部 11BS である。第 2 外輪 10BOR と第 2 転動体 10B との隙間が 10BGPH である。第 2 内輪 10BIR と第 2 転動体 10B との隙間が 10BGPL である。

【0151】

第 2 外輪 10BOR の外径が D_{2-1} 、内径が L_{2-2} である。第 2 内輪 10BIR の外径が L_{2-1} 、内径が d_2 である。第 2 外輪 10BOR との幅が W_2 である

上記の各部の寸法は軸受メーカーによって規格化されており、所望のサイズの品番を選定できることが多い。インチ系とメートル系の部品が用意されていることもある。

10

【0152】

第 2 軸受 11B は、第 1 軸受 11A よりも一回り大きな口径の薄型扁平軸受から選定される。上述した第 1 実施形態と同様に、本実施形態においても、第 2 軸受 11B に第 1 軸受 11A よりも大口径の軸受を用いることによって、第 2 軸受 11B の長寿命化を図っている。そのため、第 2 軸受 11B の設定では、その運転隙間が 0 以上となるように条件が設定されている。

【0153】

本実施形態のインホイールモータ 52 は、環状流路 18 を備えていることにより、内部の冷却効率が優れている。また、液状媒体入口 14A と液状媒体出口 14B がそれぞれ第 1 コイルエンド部 2ZA、第 2 コイルエンド部 2ZB の直下にあることから、第 1 軸受 11A と第 2 軸受 11B への異物の混入を抑止することができる。

20

【0154】

また、本実施形態のインホイールモータ 52 は、ロータハウジング 4W の外周部 4C と本体 2C との間に第 1 軸受 11A 及び第 2 軸受 11B を有し、第 1 軸受 11A 及び第 2 軸受 11B は、第 1 オイルシール 20A と第 2 オイルシール 20B で密封された流路 15 内に設置され、第 1 軸受 11A の径が第 1 オイルシール 20A の第 1 固定部 20AT の径よりも大きく、第 2 軸受 11B の径が第 2 オイルシール 20B の第 2 固定部 20BT の径よりも大きく設けられている。

【0155】

そのため、第 1 オイルシール 20A と第 2 オイルシール 20B の長寿命化を図ることができると共に、第 1 軸受 11A と第 2 軸受 11B についても、その安定した動作と長寿命化を図ることができる。

30

【0156】

[第 3 実施形態]

図 17 に第 3 実施形態に係るインホイールモータ 53 の部分断面図を示す。ステータハウジング 2W に第 1 オイルシール 20A の第 1 固定部 20AT が固定されている。また、外側内部流路 15A を含む流路 15 は、外周部 4C、外側接続部 4A、及び外側内周部 4SA に囲まれている。外側内周部 4SA の近傍に、第 1 エンドブラケット 2A から、突起 2CN が車体外側に向かって設けられている。外側内周部 4SA とわずかな隙間を介して、径方向に隣接している。

40

【0157】

このように、本実施形態は、ステータハウジング 2W に含まれる第 1 エンドブラケット 2A に外側内周部 4SA と径方向に隣接する円筒状の突起 2CN を備えたものである。外側内周部 4SA と突起 2CN によって、ラビリンスを構成することで第 1 オイルシール 20A の第 1 接触部 20AS 付近に異物が進入することを防止するものである。

【0158】

この突起 2CN も、ハブベアリング HUB を通る車輪軸 AX の回転方向に連続して設けられている。突起 2CN の全体は中空の円筒状の形態を有している。突起 2CN と外側内周部 4SA との隙間が小さいほど、かつ重なりが長いほど、外部から異物が混入すること

50

を抑止する効果が大きい。

【0159】

図17では、ロータ4(ハウジング本体4CE)に含まれる外側内周部4SAの内周側(外側内周部4SAとハブペアリングHUBとの間の位置)に、突起2CNが設けられている。これとは逆側の位置として、外側内周部4SAの僅か外周側に設けてもよい。さらに、外側内周部4SAを両側から挟むように、内周側と外周側の両方に突起2CNがあつてもよい。

【0160】

従って、本実施形態のインホイールモータ53において、外側内周部4SA付近から異物が外側内部流路15Aを含む流路15の内部に進入することが抑止される。

10

【0161】

[第4実施形態]

図18に第4実施形態に係るインホイールモータ54の部分断面図を示す。本実施形態における第1オイルシール20A等の構成は上述した第3実施形態と同様である。本実施形態では、外側内周部4SAに対向する、第1エンドブラケット2Aの表面に円筒状の凹部2CVが、車体外側に向かって設けられている。外側内周部4SAの先端の一部が、この凹部2CVの中にはいるように配置されている。

【0162】

本実施形態は、ステータハウジング2Wに含まれる第1エンドブラケット2Aに外側内周部4SAと径方向に隣接する円筒状の凹部2CVを備えたものである。外側内周部4SAと凹部2CVによって、ラビリンスを構成することで第1オイルシール20Aの第1接触部20AS付近に異物が進入することを防止するものである。

20

【0163】

この凹部2CVは、回転方向に連続して設けられているので、全体としては円形溝部の形態を有している。凹部2CVと外側内周部4SAとの隙間が小さいほど、かつ重なりが長いほど、外部から異物が混入することを抑止する効果が大きい。

【0164】

従って、本実施形態のインホイールモータ54において、外側内周部4SA付近から異物が外側内部流路15Aを含む流路15の内部に進入することが抑止される。

【0165】

30

[第5実施形態]

図19に本実施形態のインホイールモータ55の部分断面斜視図を示す。液状媒体入口14Aが第1オイルシール20Aと第1軸受11Aの間の流路15内に配置されている。また、液状媒体出口14Bが第2オイルシール20Bと第2軸受11Bの間の流路15内に配置されている。

【0166】

従って、本実施形態のインホイールモータ55において、この構成によって、液状媒体が第1軸受11Aと第2軸受11Bの内部を必ず通過する。また、外側内部流路15Aと内側内部流路15Bの内部に、圧力が掛かった液状媒体が流れこむことになる。そのため、第1軸受11Aと第2軸受11Bの冷却効率と潤滑効率がそれぞれ向上する。

40

【0167】

[第6実施形態]

図20に本実施形態に係るインホイールモータ56の部分断面斜視図を示す。液状媒体入口14A側の第1オイルシール20Aの径よりも、液状媒体出口14B側の第2オイルシール20Bの径の方が大きく設けられている。そのため、第2オイルシール20Bは、本体2Cの第2シール取付部2CKに取り付けられている。

【0168】

従って、本実施形態のインホイールモータ56において、この構成をとることによって、インホイールモータ56の内部に接続すべき配線や冷却配管(ホース)などの引き出し、ステータ2をホイール100のフレームに固定すること等、インホイールモータ56の

50

組立や調整、検査、維持等の作業が容易となる。

【0169】

現在、利用することができる軸回転タイプのオイルシールの周速度の上限とインホイールモータ56の回転数とを考慮して、第2オイルシール20Bの直径は、例えば、10~25cm、好ましくは10~20cm程度の範囲に設定することができる。

【0170】

[変形例1]

上記の第1実施形態において、インホイールモータ51の径方向から見た時に第1オイルシール20Aまたは第2オイルシール20Bが軸受11と重なる位置に配置されが好ましい。少なくとも、第1軸受11Aと第1オイルシール20Aが重なっていることが好ましい。

10

【0171】

この構成をとることにより、インホイールモータ51の軸受11と第1オイルシール20Aまたは第2オイルシール20Bを軸方向の同じ位置に配置することで、モータの軸長を短くすることができる。

【0172】

[変形例2]

上記の実施形態において、液状媒体入口14A側の第1オイルシール20Aに対して、液状媒体出口14B側の第2オイルシール20Bに、インホイールモータ内部の圧損による圧力降下分に応じた低耐圧タイプを選定することが好ましい。

20

【0173】

つまり、第1オイルシール20Aの耐圧力よりも、第2オイルシール20Bの耐圧力を低く設定することが好ましい。第2オイルシール20Bに低耐圧タイプのオイルシールを用いるので、その回転接触部の緊縛力（押付力）が弱く設定されることになり、さらに第2オイルシール20Bの第2接触部20BSにおける回転抵抗が小さくなり、第2オイルシール20Bの寿命が長くなる。

【0174】

[変形例3]

上記の実施形態において、車輪軸AXから液状媒体出口14Bまでの距離が、車輪軸AXから液状媒体入口14Aまでの距離以上であることが好ましい。

30

【0175】

ロータ4が回転することによって、液状媒体に遠心力15CFが掛かった際に（図4参照）、流路15における内周側より外周側の圧力が相対的に高くなるので、液状媒体を液状媒体出口14Bから排出しやすくなるので好ましい。

【0176】

以上、本発明の幾つかの実施形態や変形例を説明したが、本発明はこれらの例に限定されるものではなく、さらなる変形が考えられる。例えば、オイルシールの位置は第1軸受11Aの内周側から車輪軸AXとの間の空間内に、他の部材との関係を考慮した上で配置を変更することができる。

【0177】

また、上記の環状流路18の周回数を変形することができ、また、液状媒体入口14Aと液状媒体出口14Bの位置を、冷却効率の向上や部品寸法、内部容積の低減等との関係で自由に組み合わせて構成することができる。上記の実施形態や例示した部品を使用する以外に種々の態様が考えられる。

40

【符号の説明】

【0178】

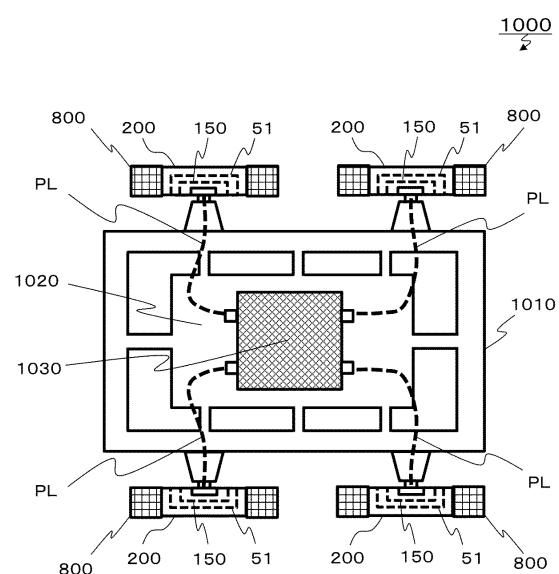
2...ステータ、2X...ステータコア、2Z...コイル、2ZA...第1コイルエンド部、2ZB...第2コイルエンド部、2W...ステータハウジング、2A...第1エンドブラケット、2B...第2エンドブラケット、2CN...突起、2CV...凹部、4...ロータ、4X...ロータコア、4A...外側接続部、4B...内側接続部、4AE...外側蓋、

50

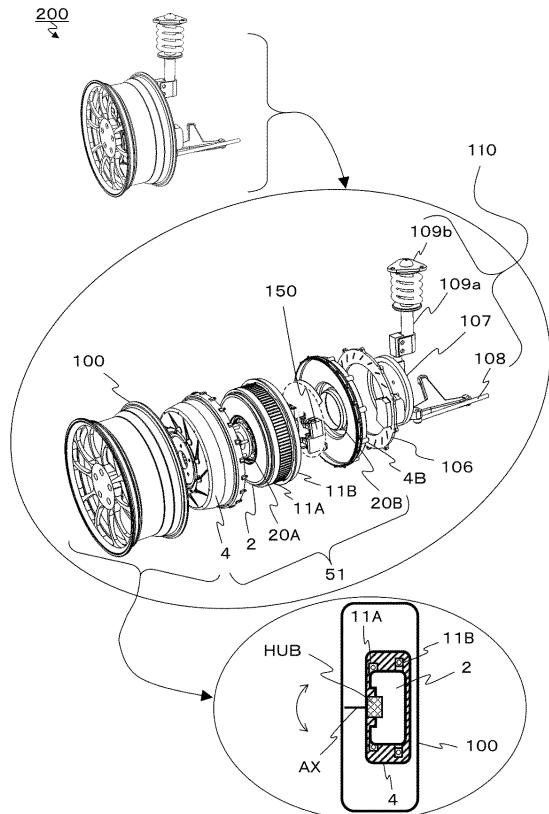
4 B E ... 内側蓋、 4 C E ... ハウジング本体、 4 C ... 外周部、 4 S A ... 外側内周部、
 4 S B ... 内側内周部、 4 W ... ロータハウジング、 7 ... 隙間、 9 A ... 第1コイルエンド
 空間、 9 B ... 第2コイルエンド空間、 10 ... 転動体、 11 A ... 第1軸受、 11 B ...
 第2軸受、 13 A ... 外部取入口、 13 B ... 外部取出口、 14 A ... 液状媒体入口、 1
 4 B ... 液状媒体出口、 15 ... 液状媒体路(流路)、 15 A ... 外側内部流路、 15 B ...
 内側内部流路、 15 R ... 液状媒体流、 16 A ... 環状流路入口、 16 B ... 環状流路出口
 、 18 ... 環状流路、 20 A ... 第1オイルシール、 20 A S ... 第1接触部、 20 A T
 ... 第1固定部、 20 B ... 第2オイルシール、 20 B S ... 第2接触部、 20 B T ... 第2
 固定部、 51、 52、 53、 54、 55、 56 ... インホイールモータ(回転電機)、 1
 00 ... ホイール、 150 ... インバータ(電力変換装置)、 200 ... 電動ホイール、 1
 000 ... 車両、 バッテリ ... 1030、 AX ... 車輪軸

【図面】

【図1】



【図2】



10

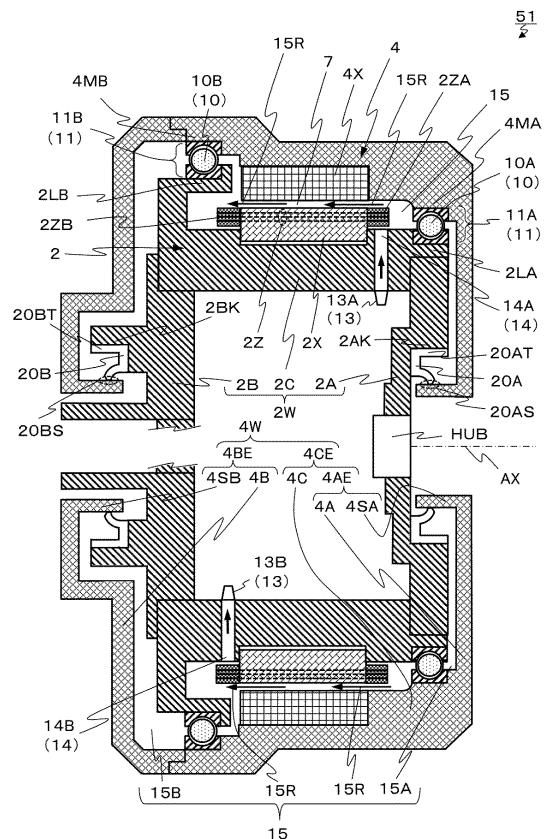
20

30

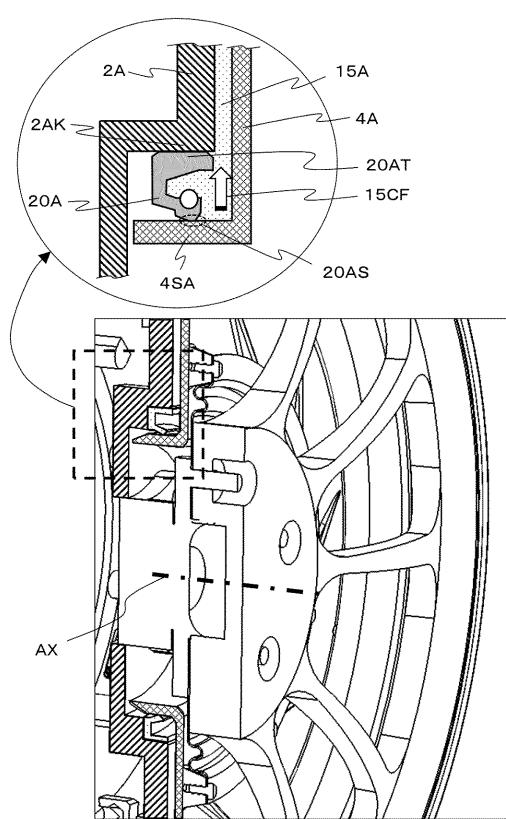
40

50

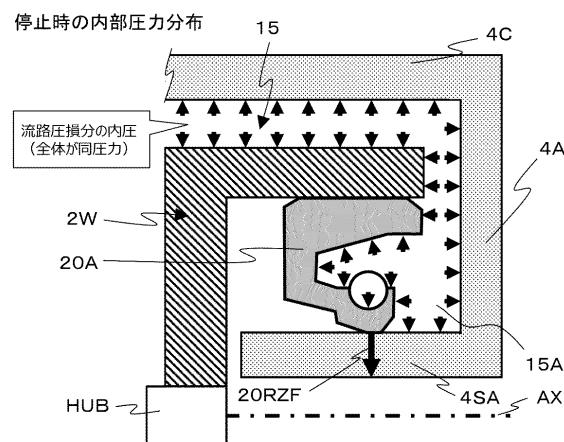
【図3】



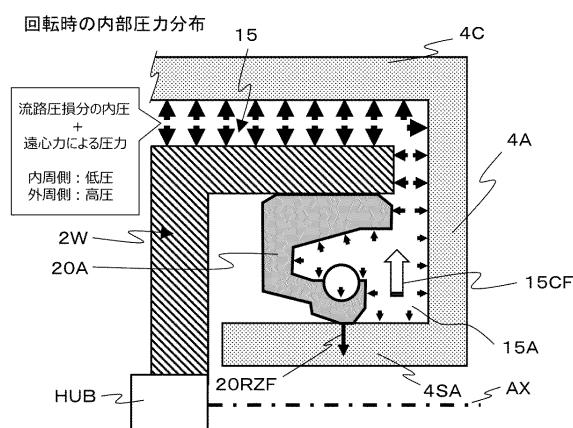
【 図 4 】



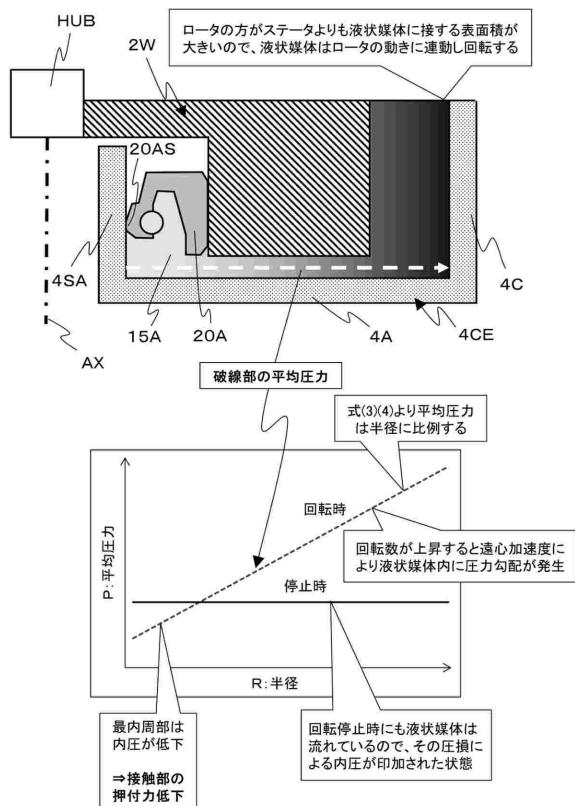
【図5】



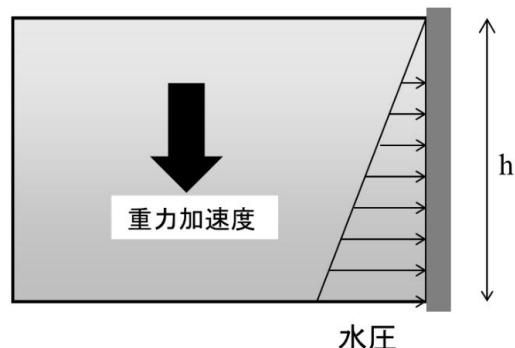
【 四 6 】



【図 7】



【図 8】



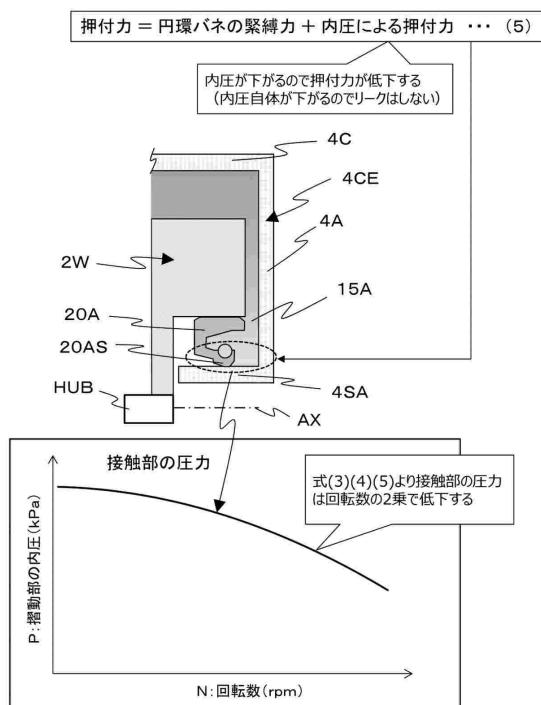
10

20

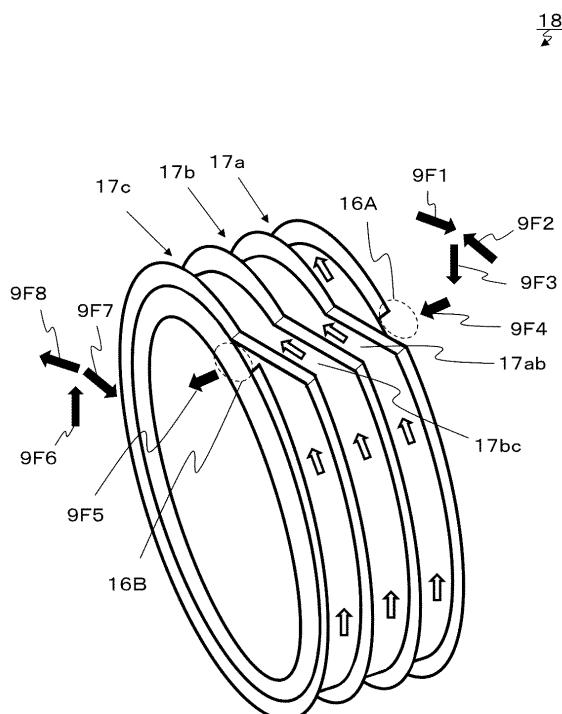
30

40

【図 9】

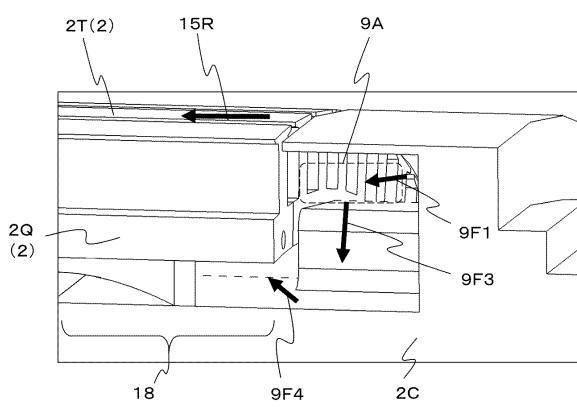


【図 10】

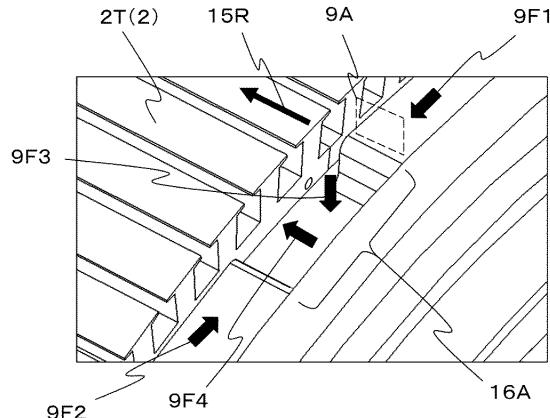
18
kg

50

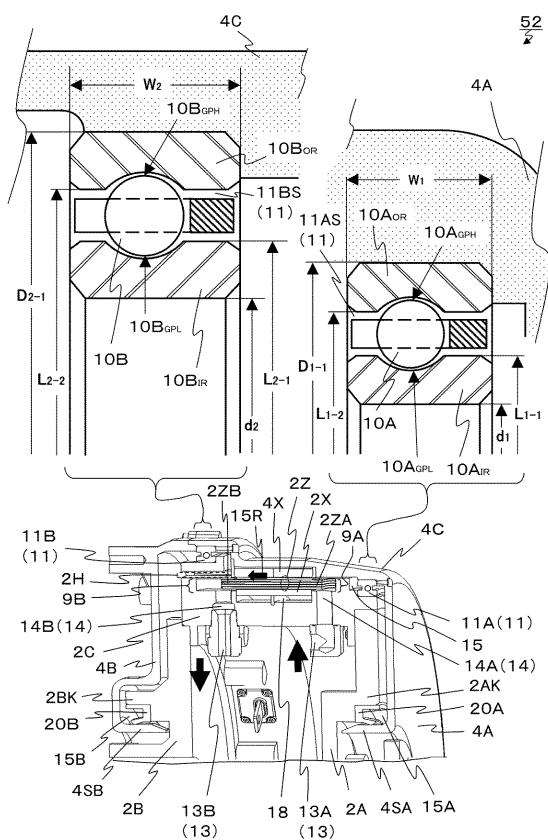
【図 1 1】



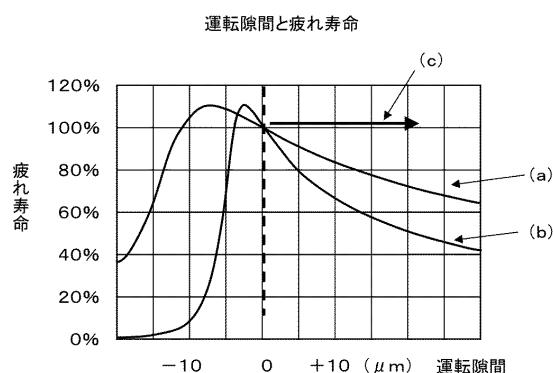
【図 1 2】



【図 1 3】



【図 1 4】



10

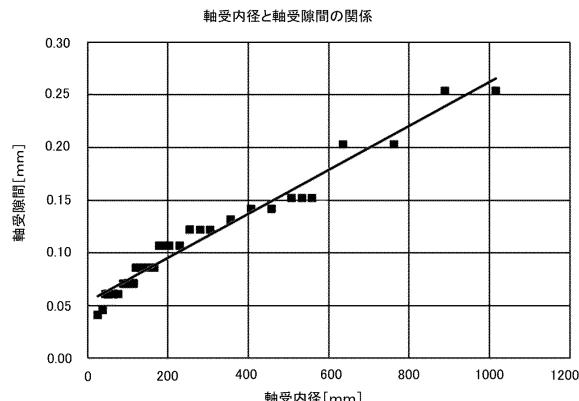
20

30

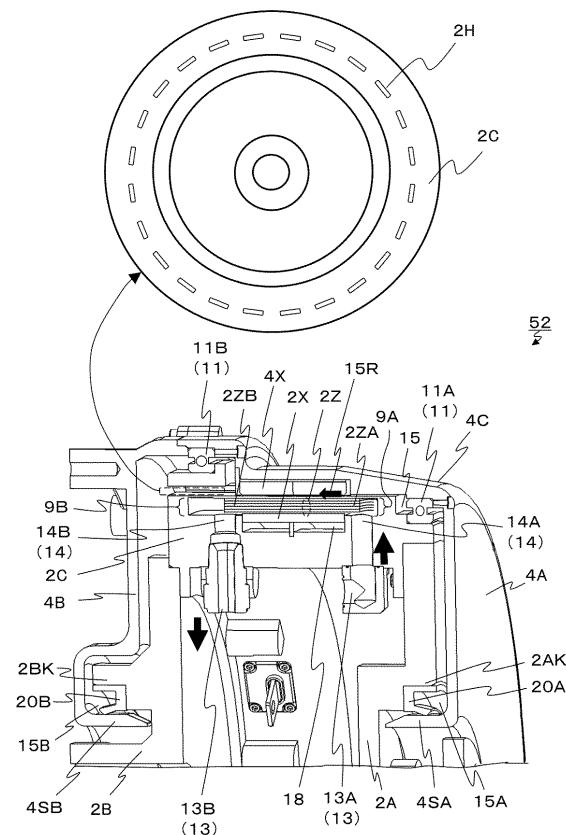
40

50

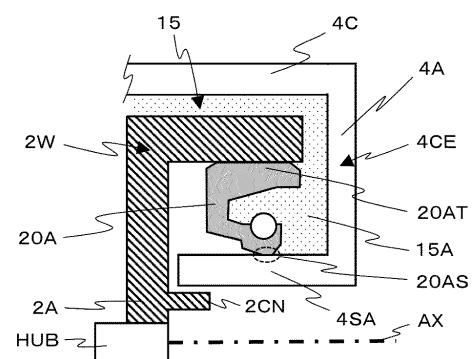
【図15】



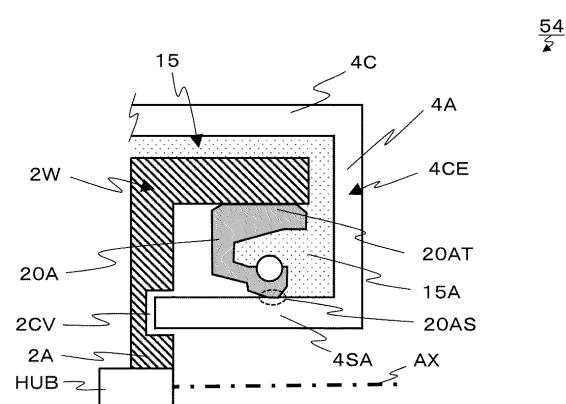
【図16】



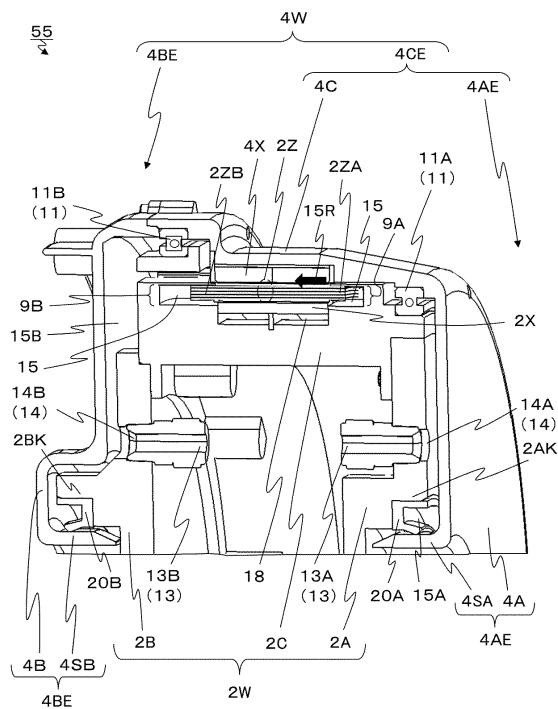
【図17】



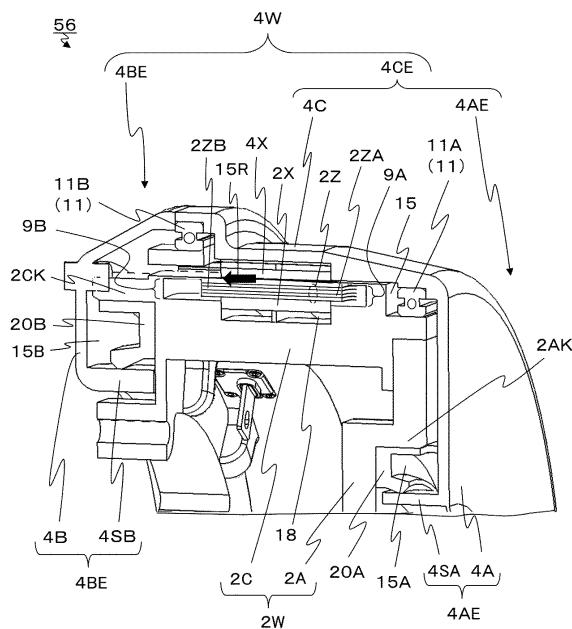
【 図 1 8 】



【図19】



【図20】



10

20

30

40

50

フロントページの続き

(56)参考文献 特開2014-075879 (JP, A)
 中国特許出願公開第110289720 (CN, A)
 特開2010-041853 (JP, A)

(58)調査した分野 (Int.Cl. , DB名)
H02K 5 / 10
B60K 7 / 00
H02K 5 / 173