

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第4958889号
(P4958889)

(45) 発行日 平成24年6月20日 (2012. 6. 20)

(24) 登録日 平成24年3月30日 (2012. 3. 30)

(51) Int. Cl. F 1
F 1 6 H 57/04 (2010. 01) F 1 6 H 57/04 J
F 1 6 H 1/14 (2006. 01) F 1 6 H 1/14

請求項の数 3 (全 12 頁)

(21) 出願番号	特願2008-310705 (P2008-310705)	(73) 特許権者	000000974
(22) 出願日	平成20年12月5日 (2008. 12. 5)		川崎重工業株式会社
(65) 公開番号	特開2010-133504 (P2010-133504A)		兵庫県神戸市中央区東川崎町 3 丁目 1 番 1 号
(43) 公開日	平成22年6月17日 (2010. 6. 17)	(74) 代理人	100087941
審査請求日	平成20年12月5日 (2008. 12. 5)		弁理士 杉本 修司
(出願人による申告) 平成19年度、経済産業省、次世代航空機等開発調査 (低損失ギアボックスシステム) 委託研究、産業再生法第30条の適用を受ける特許出願		(72) 発明者	今井 秀幸
			兵庫県明石市川崎町 1 番 1 号 川崎重工業株式会社内
		(72) 発明者	五井 龍彦
			兵庫県明石市川崎町 1 番 1 号 川崎重工業株式会社内
		(72) 発明者	有澤 秀則
			兵庫県明石市川崎町 1 番 1 号 川崎重工業株式会社内
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 歯車列の潤滑装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

互いに噛み合う一対の歯車における噛み合い部に前記両歯車の軸心と直交する方向へ潤滑油を供給する潤滑油供給口と、前記両歯車の少なくとも歯を覆って前記潤滑油の流路を形成するシュラウドとを備え、

前記シュラウドにおける前記噛み合い部と前記各歯車の軸心を挟んで対向する部分に、前記潤滑油の排出口が形成され、

前記一対の歯車はかさ歯車であり、

前記各かさ歯車の歯とこの歯が形成された環状のリムとからなる歯付き部に対し、その径方向外方に対向する位置に前記排出口が配置され、

前記シュラウドは前記両歯車の前面を覆う端壁と、前記歯付き部の外周面を径方向外方から覆う部分円筒壁と、歯先を径方向斜め外方から覆う部分円錐壁とを有し、

前記部分円筒壁に前記排出口が形成され、

前記排出口の軸心方向の幅が前記部分円筒壁の内面の軸心方向高さに合致しており、

前記排出口は、前記噛み合い部から前記歯車の軸心まわりに180°±15°離間した位置にあり、周方向の長さが前記軸心まわりの30°±7°の角度幅に等しい歯車列の潤滑装置。

【請求項 2】

請求項 1 において、前記一対の歯車は水平な軸心を有し、前記潤滑油が前記噛み合い部に向けて下方から上方へ供給されている歯車列の潤滑装置。

【請求項 3】

請求項 1 または 2 において、前記シュラウドは前記両歯車の前面を覆う端壁を有し、この端壁に、前記両歯車のうち外径が小さい方の歯車の前面に対向する位置で、外部の空気をシュラウド内に流入させる流入孔が設けられている歯車列の潤滑装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、ガスタービンエンジンもしくはジェットエンジンに使用されるギヤボックス、または高速歯車機構のような歯車装置における歯車列の潤滑装置に関するものである。

【背景技術】

10

【0002】

この種の歯車装置は、歯車の潤滑および冷却を行うために、潤滑油を歯車に向け吹き付けるための潤滑油供給口および潤滑・冷却後の潤滑油を排油ポンプで回収するための潤滑油排出口を有している。この歯車装置に生じる動力損失としては、歯車の回転に伴う空気抵抗、および潤滑油攪拌抵抗が主なものである。特に、航空機エンジンの場合には、歯車列が比較的高速度で回転されることから、空気抵抗が大きい。また、近年の航空機では、機体側の様々な電氣化が著しく促進されていることから、近い将来において必要となる発電容量が飛躍的に増大することが予想されるが、その場合には、歯車装置で生じる空気抵抗および潤滑油攪拌抵抗による動力損失も増大するので、ジェットエンジン、ガスタービンエンジンなどの航空機エンジンの燃費に及ぼす悪影響も大きくなる。

20

【0003】

そこで、歯車装置の上述した動力損失の低減を図るために、歯車列の互いに噛み合う複数の歯車を囲い板で覆うことにより、歯車の回転に伴って歯車の前面により引きずられてこの前面側に発生しようとする、逆トルネード形の渦巻状の空気流を抑制して、空気抵抗を減少させる歯車囲い板システムが提案されている（特許文献 1 参照）。この囲い板は、各歯車の側部に対向し、かつ歯車の外径面に近接して配置された一対の側壁と、この一対の側壁に直交して歯車の前面に平行に配置された端部壁とを有していることにより、側壁および端部壁が歯車列の複数の各歯車の前面を囲む配置で設けられる。また、端部壁に、各歯車に潤滑油を噴射するための第 1 の開口と、潤滑油を囲い板から排出するための第 2 の開口とが設けられている。この囲い板システムは、囲い板を歯車の歯に近接して配置していることにより、前述した各歯車の前面側に渦巻状の空気流が生じるのを抑制して、空気抵抗を低減することができる。

30

【0004】

【特許文献 1】特開平 4-503558 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

上述の歯車列の各歯車を覆う囲い板は、空気抵抗および潤滑油攪拌抵抗を効果的に低減するために、潤滑油を滞留することなく円滑に排出口に導いたのち、その排出口から効率的に潤滑油を排出することができる好適な形状とする必要がある。もしも、排出口が囲い板の不適切な位置に設けられていると、過剰の潤滑油が囲い板の内部に滞留して、囲い板を設けながらも動力損失が逆に増大する結果を招いてしまう。しかしながら、前記特許文献 1 の囲い板は、前記渦巻状の空気流が発生するのを抑制するが、囲い板によって潤滑油による冷却効果の向上を狙った技術内容であって、潤滑油を排出口に円滑に導いて排出口から効率的に排出することについて、何ら考察されていない。

40

【0006】

本発明は、潤滑油を排出口に円滑に導いてその排出口から効率的に排出することにより、空気抵抗および潤滑油攪拌抵抗を効果的に低減して動力損失を抑制できる歯車列の潤滑装置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】

50

【0007】

上記目的を達成するために、本発明に係る歯車列の潤滑装置は、互いに噛み合う一對の歯車における噛み合い部に前記両歯車の軸心と直交する方向へ潤滑油を供給する潤滑油供給口と、前記両歯車の少なくとも歯を覆って前記潤滑油の流路を形成するシュラウドとを備え、前記シュラウドにおける前記噛み合い部と前記各歯車の軸心を挟んで対向する部分に、前記潤滑油の排出口が形成されている。前記一對の歯車はかさ歯車であり、前記各かさ歯車の歯とこの歯が形成された環状のリムとからなる歯付き部に対し、その径方向外方に対向する位置に前記排出口が配置されている。前記シュラウドは前記両歯車の前面を覆う端壁と、前記歯付き部の外周面を径方向外方から覆う部分円筒壁と、歯先を径方向斜め外方から覆う部分円錐壁とを有し、前記部分円筒壁に前記排出口が形成されている。前記排出口の軸心方向の幅は前記部分円筒壁の内面の軸心方向高さに合致しており、前記排出口は、前記噛み合い部から前記歯車の軸心まわりに $180^{\circ} \pm 15^{\circ}$ 離間した位置にあり、周方向の長さが前記軸心まわりのほぼ $30^{\circ} \pm 7^{\circ}$ の角度幅に等しい。

10

【0008】

この歯車列の潤滑装置によれば、シュラウドにおける歯車の噛み合い部と各歯車の軸心を挟んで対向する部分では、潤滑油がシュラウドの内面に沿って適度な流速で旋回していると同時に、旋回している潤滑油に対し遠心力が排出方向に最も効果的に作用するので、この箇所には設ける排出口を、空気抵抗の抑制に有利な小さな開口面積としながらも、その排出口から設定排出量だけの潤滑油を排出できる。これにより、歯車の空気抵抗を低減すると同時に、シュラウド内での過剰な潤滑油の滞留による潤滑油攪拌抵抗の増大を抑制することができる。

20

【0009】

また、かさ歯車の歯は円錐台形状を有しているので、この円錐台形状の歯とリムとからなる歯付き部には、歯車の回転に伴って旋回する潤滑油が、旋回の遠心力を受けて集められるので、この歯付き部の径方向外方に排出口を設けたことにより、潤滑油を効率良く排出することができる。

【0010】

さらに、歯付き部の外周面を径方向外方から覆う部分円筒壁に排出口を設けたことにより、排出口が歯付き部の径方向外方に対向する、旋回の遠心力が最も大きく作用する位置に設けられるので、潤滑油の排出が一層効果的になされる。

30

【0011】

しかも、かさ歯車では、潤滑油が歯車の回転による遠心力を受けて部分円筒壁の内周面付近に集められるので、この部分円筒壁の軸心方向の高さ全体にわたって設けた排出口から潤滑油を効率的に排出することができる。

前記排出口は、前記噛み合い部から前記歯車の軸心まわりに $180^{\circ} \pm 15^{\circ}$ 離間した位置にあり、周方向の長さが前記軸心まわりのほぼ $30^{\circ} \pm 7^{\circ}$ の角度幅に等しいが、この $180^{\circ} \pm 15^{\circ}$ 離間した位置では、潤滑油が歯車を十分潤滑した後であり、しかも、潤滑油が適度な流速で旋回して遠心力を受けているので、排出口を、角度幅 $30^{\circ} \pm 7^{\circ}$ 程度の、空気抵抗を抑制できる小さな開口面積としながらも、この排出口から設定排出量だけの潤滑油を円滑に排出できるので、潤滑油攪拌抵抗を低減することができる。すなわち、排出口をシュラウドにおける $180^{\circ} \pm 15^{\circ}$ よりも小さい角度の箇所に配設すると、潤滑油が両歯車に接触する領域が小さくなる結果、両歯車に対する潤滑が不十分となる。一方、排出口を前記 $180^{\circ} \pm 15^{\circ}$ よりも大きい角度の箇所に配設すると、比較的遅い流速で旋回している潤滑油が排出口から必要排出量だけ排出されない結果、シュラウド内部に過剰な潤滑油が滞留して、この滞留した潤滑油を両歯車が攪拌することによる潤滑油攪拌抵抗が増大する。

40

また、排出口の周方向の長さが $30^{\circ} \pm 7^{\circ}$ の角度幅よりも短い場合には、潤滑油の排出量が設定値よりも少なくなつて、シュラウド内に過剰な潤滑油が滞留する。一方、長さが $30^{\circ} \pm 7^{\circ}$ の角度幅よりも長い場合には、潤滑油の排出量が多くなり過ぎて歯車の潤滑が不十分となると同時に、排出口からの流入空気によって空気抵抗が増大する。

50

【0012】

本発明において、前記一对の歯車は水平な軸心を有し、前記潤滑油が前記噛み合い部に向けて下方から上方へ供給されていることが好ましい。この構成によれば、水平な軸心を有する一对の歯車の噛み合い部に対し、その下方位置を、両歯車の回転方向後ろ側、つまりギヤポンプ作用の吸引側とすることにより、この下方位置から噛み合い部に向けて潤滑油が円滑に供給されるから、潤滑油を両歯車の前面側から軸心と平行な方向へ向け噴射して噛み合い部に供給する場合と比較して、より多くの潤滑油を両歯車の各歯に効率的に給することができる。

【0015】

本発明において、前記シュラウドが前記両歯車の前面を覆う端壁を有し、この端壁に、前記両歯車のうち外径が小さい方の歯車の前面に対向する位置で、外部の空気をシュラウド内に流入させる空気の流入孔が設けられているのが好ましい。この構成によれば、外径が小さい方の歯車の外周面に作用する遠心力は外径が大きい方の歯車よりも小さいので、それだけポンプ作用が小さくなる結果、潤滑油の流れがシュラウドの内面に沿いにくくなって、排出口からの排出が不十分になろうとするが、このとき、流入孔から流入した空気によりポンプ作用が補強され、潤滑油の排出が円滑化される。

【発明の効果】

【0016】

本発明の歯車列の潤滑装置によれば、排出口を、シュラウドにおける歯車の噛み合い部と各歯車の軸心を挟んで対向する部分に形成したので、この部分では、潤滑油が適度な流速で円滑に旋回しているとともに、旋回している潤滑油に対し遠心力が排出方向に最も効果的に作用するので、この箇所に設ける排出口を、空気抵抗を抑制するために小さな開口面積としながらも、その排出口から設定排出量だけの潤滑油を排出できる。これによって、空気抵抗および潤滑油攪拌抵抗を低減することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0017】

以下、本発明の好ましい実施形態について図面を参照しながら詳細に説明する。

図1は、本発明の一実施形態に係る潤滑装置を備えた歯車装置を示す水平断面図であり、この実施形態では、歯車装置の一例である歯車ボックス1に適用した場合を例示してある。この歯車ボックス1は、軸受ハウジング部2に、入力軸7が軸受3、4を介して回転自在に支持され、出力軸10が軸受8、9を介して回転自在に支持されている。入力軸7の軸心P1と出力軸10の軸心P2とは、同一平面上、この例では水平面上で互いに直交して配置されている。

【0018】

入力軸7の一端部7aに、かさ歯車からなる入力歯車11が一体的に設けられ、軸受ハウジング部2の一側方に突出して、歯車ボックス1内の歯車空間S内に臨んでいる。入力軸7の他端部7bは、図示しない歯車減速装置を介して、ジェットエンジンのような動力源に接続される。出力軸10の一端部には、かさ歯車からなる出力歯車12が一体的に設けられ、軸受ハウジング部2の一側方に突出して、歯車ボックス1内の歯車空間S内に臨んでいる。出力軸12の他端部10bは、図示しない歯車減速装置を介して、発電機のような補機に接続される。

【0019】

図2に示すように、共にかさ歯車からなる入力歯車11と出力歯車12は、水平な同一平面上で互いに直交する軸心P1、P2を有し、90°の相対配置で互いに噛み合っている。したがって、両歯車11、12の噛み合い部13は、軸心P1、P2を含む水平面上に位置する。また、両歯車11、12は、噛み合い部13を介して、それぞれR1、R2方向に回転する。したがって、噛み合い部13の下方が両歯車11、12のギヤポンプ作用の吸引側となる。

【0020】

両歯車11、12は、図1に示すように、軸受ハウジング部2に複数のボルト（図示せ

10

20

30

40

50

ず)により取り付けられたシュラウド14によって覆われている。シュラウド14および両歯車11, 12を拡大した図3において、両歯車11, 12はそれぞれ、かさ歯からなる歯18, 19とこの歯18, 19が形成された環状のリム20, 21とからなる歯付き部22, 23が、ディスク24, 27の外周部に一体形成されている。両歯車11, 12の軸方向外側となる前面11a, 12a、つまり、ディスク24, 27における、円錐台形状の歯18, 19の円錐頂点側となる面は、それぞれ径方向r1, r2に沿った平坦面であり、歯付き部22, 23の前端部22a, 23aが各歯車前面11a, 12aよりも前方に突出している。歯付き部22, 23の背面は径方向内方へ向かって軸方向内方へ傾斜する傾斜面22b, 23bとなっている。

【0021】

シュラウド14は、両歯車11, 12の間の空間に、後述するノズルからシュラウド14の内部に供給される潤滑油OLの流路17を形成するものである。このシュラウド14は、両歯車11, 12の各歯車前面11a, 12aをそれぞれ覆う第1および第2の端壁28, 29と、両歯車11, 12の各々の歯付き部22, 23の最大径部分22c, 23cを含む外周面22d, 23dを径方向外方から覆う円筒形の第1および第2の部分円筒壁30, 31と、両歯車11, 12の歯先を径方向r1, r2の斜め外方から覆う第1および第2の部分円錐壁32, 33と、両部分円筒壁30, 31の軸方向両端部から対応する歯車11, 12の径方向r1, r2内方に延びて各歯付き部22, 23を径方向から覆う第1および第2の背壁34, 37とを有している。

【0022】

シュラウド14の一对の端壁28, 29には、対応する歯車11, 12の歯付き部22, 23の内周面形状に沿った段部28a, 29aが形成されており、これにより、各端壁28, 29と歯車前面11a, 12aとの間隔を小さくしている。前記部分円筒壁30, 31および背壁34, 37と、歯付き部22, 23の各傾斜面22b, 23bとの間に、比較的広い空間からなる油集合部41, 42が設けられている。

【0023】

図4に示すように、シュラウド14の外周部である一对の部分円筒壁30, 31は、両歯車11, 12の噛み合い部13を覆う上下の非円筒部分43, 44を介して互いに連結されており、この連結箇所を除く大部分が円筒形状となっている。一对の部分円錐壁32, 33も同様に、両歯車11, 12の噛み合い部13を覆う非円錐台部分47, 48を介して互いに連結されており、この連結箇所を除く大部分が円錐台形状となっている。

【0024】

図5の背面斜視図に示すように、シュラウド14の環状の背壁34, 37も、噛み合い部13を背面から覆う非環状部分49を介して互いに連結されている。また、図4のシュラウド14における出力歯車12の前面を覆う端壁29の中心部分、つまり出力歯車12の前面に対向する部分の中央部には、空気Aの流入孔29bが形成されている。

【0025】

シュラウド14における両歯車11, 12の噛み合い部13に下方から対向する箇所には、潤滑油OLを供給するノズル38が、鉛直上向きの姿勢でシュラウド14を貫通して固定されている。したがって、ノズル38の先端の潤滑油供給口38aは、両歯車11, 12の噛み合い部13に真下位置で対向しており、ノズル38は、下方から噛み合い部13に向けて上方へ潤滑油OLを供給する。噛み合い部13の下方は、前述のとおり、両歯車11, 12の回転方向R1, R2により定まるギャポンプ作用の吸引側となり、この吸引側にノズル38の潤滑油供給口38aが配置されている。

【0026】

前記シュラウド14には、両歯車11, 12の噛み合い部13と各歯車11, 12の軸心P1, P2を挟んで対向する部分、つまり、噛み合い部13から各歯車11, 12の各々の軸心P1, P2回りに回転方向R1, R2に沿ってほぼ180°の配置角度αだけ離間した位置に、潤滑油OLの第1および第2の排出口39, 40が形成されている。各排出口39, 40の位置とは、各排出口39, 40の軸方向および周方向の中心位置をいう

10

20

30

40

50

。前記配置角度 α は、後述する抵抗低減のために、 $180^\circ \pm 15^\circ$ の範囲内であるのがよく、 $180^\circ \pm 10^\circ$ がより好ましく、 $180^\circ \pm 5^\circ$ がさらに好ましい。

【0027】

各排出口39, 40は径方向から見て矩形であり、その周方向の長さLは、軸心P1, P2を中心としたほぼ 30° の角度幅 β に等しくなるよう設定されている。この角度幅 β は、 $30^\circ \pm 7^\circ$ であればよく、 $30^\circ \pm 5^\circ$ がより好ましく、 $30^\circ \pm 3^\circ$ がさらに好ましい。さらに、図3に示すように、前記排出口39, 40の軸心P1, P2方向の幅Wは、歯付き部22, 23の外周面22d, 23dの軸心P1, P2方向の高さhにほぼ合致するよう設定されている。この幅Wは $0.9 \sim 1.1h$ の範囲内が好ましい。

【0028】

つぎに、歯車列11, 12の潤滑装置の作用について説明する。図6は、代表として、入力歯車11の潤滑作用を示す。ノズル38の潤滑油供給口38aから上方へ向け噴射された潤滑油OLが両歯車11, 12の噛み合い部13に供給されて、その潤滑油OLにより噛み合い部13が潤滑される。噛み合い部13に供給された潤滑油OLは、シュラウド14の内部で両歯車11, 12が回転することによって生じる一種のギャポンプ作用により、上方に向けて流動したのち、シュラウド14にガイドされながら、両歯車11, 12に向け二方向に分かれて入力歯車11の上部に導かれ、さらに、入力歯車11の歯付き部22とシュラウド14の第1の部分円筒部30との間の流路17を通ったのち、第1の排出口39からシュラウド14の外部に排出される。

【0029】

ここで、前記ギャポンプ作用の吸引側に潤滑油供給口38aが配置されているから、潤滑油OLを入力歯車11の前面側から水平な方向へ向け噴射して噛み合い部13に供給する場合と比較して、図示しない潤滑油ポンプにより僅かな吐出圧を付加するだけで、より多くの潤滑油OLを入力歯車11に効率的に供給して、噛み合い部13を十分に潤滑することができる。また、シュラウド14内には、図3に示す第1の背壁34と歯付き部22の傾斜面22bとの隙間G1から遠心力によって空気が吸引され、図6に示す潤滑油OLとともに第1の排出口39から外部に排出される。

【0030】

この実施形態のシュラウド14は、図3の第1の端壁28に、入力歯車11の歯付き部22の内周部に沿う形状の段部28aを設けて、歯車前面11aと第1の端壁28との隙間を小さくしているから、歯車前面11aによって引きずられて、その前方に発生しようとする渦巻状の空気流ASを抑制できるので、入力歯車11の空気抵抗が減少する。

【0031】

入力歯車11の回転方向R1に沿った潤滑油OLの旋回流は、噛み合い部13から回転方向R1に沿って徐々に整流される。これに対し、シュラウド14に設けた第1の排出口39は、噛み合い部13から回転方向R1に沿って入力歯車11の軸心P1まわりの配置角度 α がほぼ 180° の位置に設けたので、潤滑油OLの旋回流がシュラウド14内で十分に円滑化されたのち、第1の排出口39から効率的に排出される。

【0032】

すなわち、第1の排出口39を 180° よりも小さい配置角度 α の箇所、つまり軸心P1よりも上方の箇所に配設した場合には、潤滑油OLが十分に整流されていないことから、潤滑油OLが円滑に排出されない。一方、第1の排出口39を 180° よりも大きい配置角度 α の箇所、つまり軸心P1よりも下方の箇所に配設した場合、シュラウド14の内部に潤滑油OLが滞留する時間が長くなり、その結果、この滞留した潤滑油OLを入力歯車11が攪拌することによる潤滑油攪拌抵抗が増大し、動力損失が大きくなる。

【0033】

これに対し、この実施形態のように、噛み合い部13から配置角度 α がほぼ 180° の位置に第1の排出口39を配設すれば、この第1の排出口39の配設箇所では、潤滑油OLが十分に整流された後であり、しかも、潤滑油OLが適度な流速で旋回しているとともに、旋回している潤滑油OLに対し遠心力が大きく作用するので、第1の排出口39を、

10

20

30

40

50

この排出口 39 から流入する空気による空気抵抗の増大を抑制できる小さな開口面積としながらも、その第 1 の排出口 39 から設定排出量だけの潤滑油 OL を適切に排出できる。したがって、空気抵抗および潤滑油攪拌抵抗を低減する効果が得られる。

【0034】

また、図 4 に示すように、第 1 の排出口 39 の周方向の長さ L は、軸心 P1 を中心としたほぼ 30° の角度幅 β に等しく設定されている。この長さ L を有する第 1 の排出口 39 により、適量の潤滑油 OL を効率的に排出して、動力損失を低減することができる。すなわち、第 1 の排出口 39 の周方向の長さ L が前記 30° の角度幅 β よりも短い場合には、潤滑油 OL の排出量が設定値よりも少なくなると、シュラウド 14 内の底部 14a に過剰な潤滑油 OL が滞留する。一方、長さ L が前記 30° の角度幅 β より長い場合には、この排出口 39 からの潤滑油 OL の排出量増大に伴って、図 3 の入力歯車 11 とシュラウド 14 の背壁 34 との隙間 G1 からシュラウド 14 内への空気導入量が増加し、空気抵抗が増大する。

【0035】

さらに、図 3 に明示するように、かさ歯車からなる入力歯車 11 の歯 18 は円錐台形状を有しているので、この円錐台形状の歯 18 とリム 20 とからなる歯付き部 22 には、図 6 に示すように、入力歯車 11 の回転に伴って旋回する潤滑油 OL が、旋回の遠心力を受けて導かれる。また、第 1 の部分円筒壁 30 は、入力歯車 11 の最大径部分 22c を径方向外方から覆っているため、潤滑油 OL の旋回の遠心力が最も大きく作用する箇所であり、この部分円筒壁 30 に排出口 39 を設けたことにより、大きな遠心力を利用して潤滑油 OL を一層効率良く排出することができる。

【0036】

また、図 3 に示す第 1 の排出口 39 の軸心方向の幅 W は、第 1 の部分円筒壁 30 の軸心方向高さ h にほぼ合致するように設定されている。この軸心方向高さ h は、油集合部 41 の軸心方向の幅にほぼ合致しているため、油集合部 41 に集められた潤滑油 OL を第 1 の排出口 39 から効率的に排出できる。つまり、油集合部 41 内の潤滑油 OL は、入力歯車 11 の回転による大きな遠心力を受ける第 1 の部分円筒壁 30 の内面によってガイドされたのち、その軸心方向高さ h にほぼ合致する大きな幅 W を有する第 1 の排出口 39 から効率的に排出される。なお、シュラウド 14 の背壁 34 は、入力歯車 11 のディスク 24 の背面全体を覆うように延出させることもできるが、この実施形態では、油集合部 41 を構成できる程度の短い径方向寸法に設定されている。また、シュラウド 14 は、入力歯車 11 における少なくとも歯 18 を覆うことができる形状を有していればよく、したがって、背壁 34 を削除しても支障がない。

【0037】

出力歯車 12 についても上記と同一の効果が得られる。この出力歯車 12 は入力歯車 11 よりも若干外径が小さく、そのために、図 4 のノズル 38 から供給された潤滑油 OL は、出力歯車 12 の方により多く供給されることが判明した。そこで、シュラウド 14 における出力歯車 12 の前方の第 2 の端壁 29 に流入孔 29b を設け、図 3 に示す背壁 37 と歯付き部 23 の傾斜面 23b との隙間 G2 に加えて、図 4 の流入孔 29b からシュラウド 14 内に外部の空気を導入して潤滑油 OL に混入することにより、潤滑油 OL の流動を円滑化している。つまり、出力歯車 12 の方が外径が小さい分だけ、その外周面に作用する遠心力が小さいので、ポンプ作用が入力歯車 11 よりも小さいから、潤滑油 OL の流れがシュラウド 14 の内面に沿いにくくなって、第 2 の排出口 40 からの排出が不十分になる。ここで、流入孔 29b から流入した空気によりポンプ作用が補強され、潤滑油 OL の排出が円滑化される。したがって、入力歯車 11 の方が外径が小さい場合、入力歯車 11 の前方の端壁 28 に空気の流入口を設けるのが好ましい。

【0038】

図 7 は、シュラウド 14 における排出口 39、40 の配置角度 α に対する動力損失の関係を示す実験結果である。図 4 の両排出口 39、40 は、噛み合い部 13 から歯車軸心 P1、P2 まわりに 180° 離間した（配置角度 $\alpha = 180^\circ$ ）位置にあり、周方向の長さ

Lが軸心P1, P2まわりに30°の角度幅に等しい長さに設定された。図7から明らかなように、配置角度 α を180°に設定すれば、上述した理由により、動力損失が最小になることが確認された。配置角度 $\alpha = 180^\circ \pm 15^\circ$ 、周方向の長さ $L = 30^\circ \pm 7^\circ$ 、軸心方向の幅 $W = 0.9 \sim 1.1h$ の範囲内であれば、十分な動力損失の低減が達成される。

【0039】

図8は、シュラウドの有無および排出口形状と動力損失との関係を示す実験結果である。図8のAはシュラウドを設けない第1比較例の潤滑装置、Bは前記実施形態の潤滑装置、Cは、図4のシュラウド14に二点鎖線で示すように、第1の部分円筒壁30, 31と、第1および第2の部分円錐壁32, 33とにわたってU字形状の比較的大きな排出口61, 62を設けた第2比較例の潤滑装置における各々の動力損失をそれぞれ示したものである。この図8の実験結果から明らかなように、第1の部分円筒壁30, 31にのみ排出口39, 40を設けた本発明の実施形態の潤滑装置は、動力損失を格段に低減できることが実証できた。

【0040】

なお、図4に示した第1および第2の排出口39, 40の周方向の長さLの好適な大きさは、30°程度の角度幅に限られるものではなく、潤滑油の必要排出量によって変動する。

【0041】

本発明は、前記実施形態で示した複数のかさ歯車の歯車列の他に、複数の平歯車やほぼ歯車の歯車列にも適用することができる。さらに、本発明の要旨を逸脱しない範囲内で、種々の追加、変更または削除が可能であり、そのようなものも本発明の範囲内に含まれる。

【図面の簡単な説明】

【0042】

【図1】本発明の一実施形態に係る歯車列の潤滑装置を備えた歯車装置を示す水平断面図である。

【図2】同上の歯車装置の歯車列を示す前方斜視図である。

【図3】図1の要部の拡大図である。

【図4】同上の潤滑装置を示す前方斜視図である。

【図5】同上の潤滑装置を示す後方斜視図である。

【図6】同上の潤滑装置におけるシュラウドの横断面図である。

【図7】排出口の配置角度と動力損失との関係を示す実験結果である。

【図8】本発明の一実施形態の潤滑装置および比較例の潤滑装置と動力損失との関係を示す実験結果である。

【符号の説明】

【0043】

11 入力歯車

12 出力歯車

13 噛み合い部

14 シュラウド

18, 19 歯(かさ歯)

20, 21 リム

22, 23 歯付き部

28, 29 端壁

29b 流入孔

30, 31 部分円筒壁

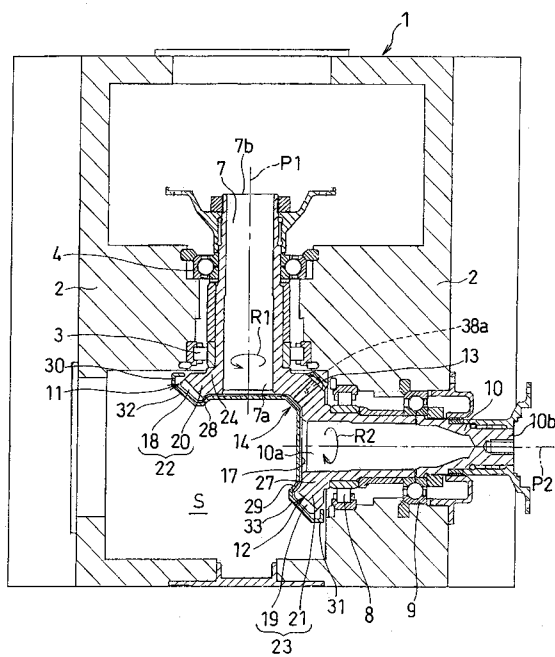
32, 33 部分円錐壁

38a 潤滑油供給口

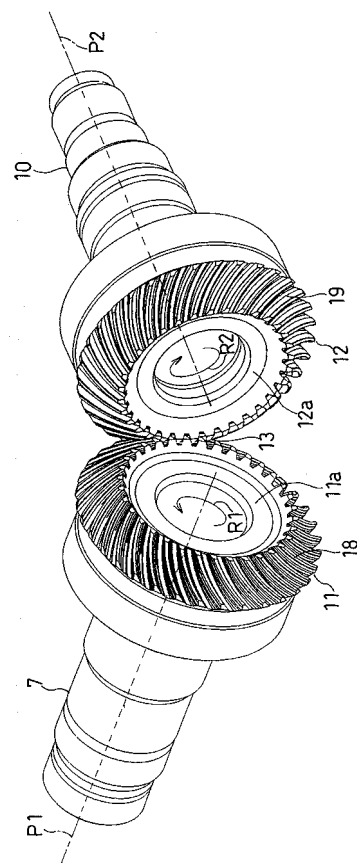
39, 40 排出口

O L 潤滑油
 P 1, P 2 軸心
 r 1, r 2 径方向
 L 周方向の長さ
 W 軸心方向の幅
 h 軸心方向高さ

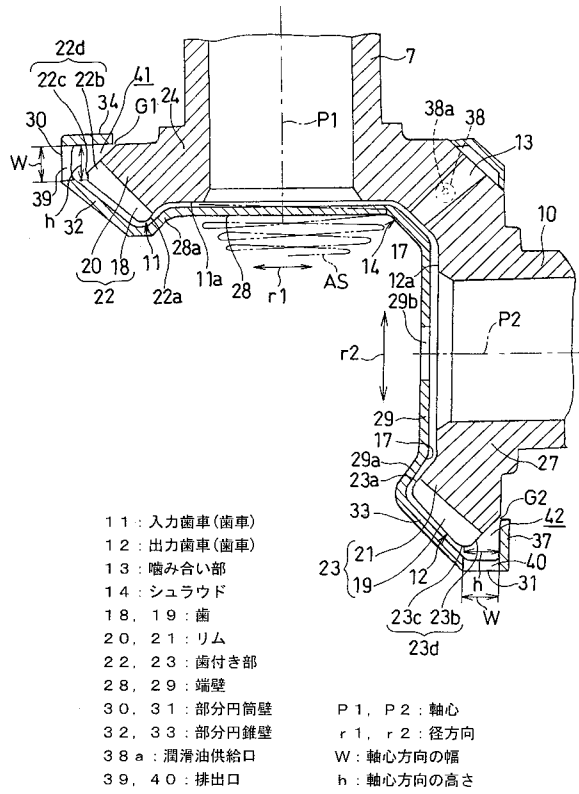
【図 1】



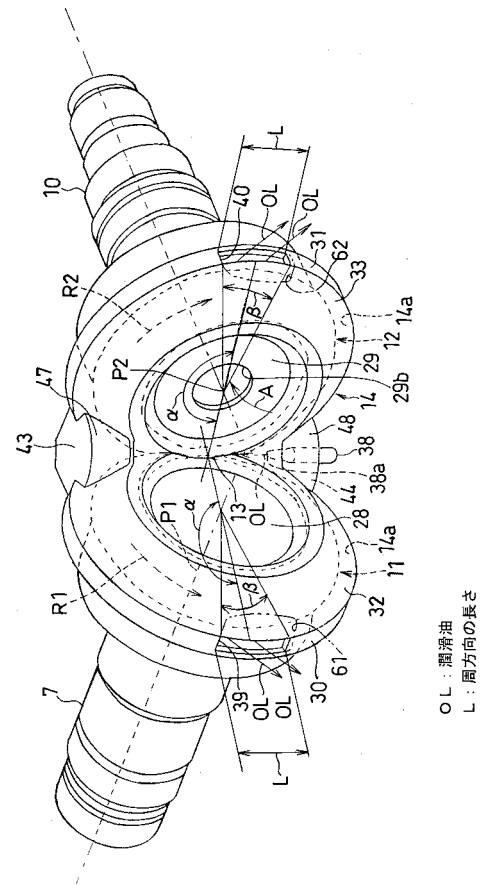
【図 2】



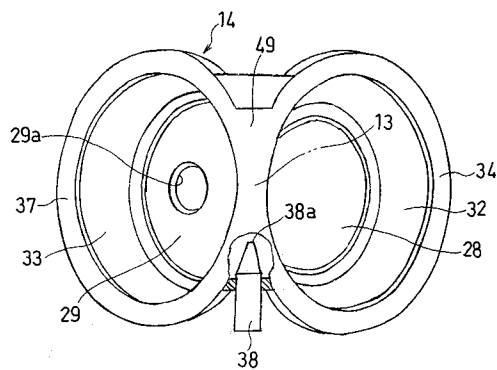
【図 3】



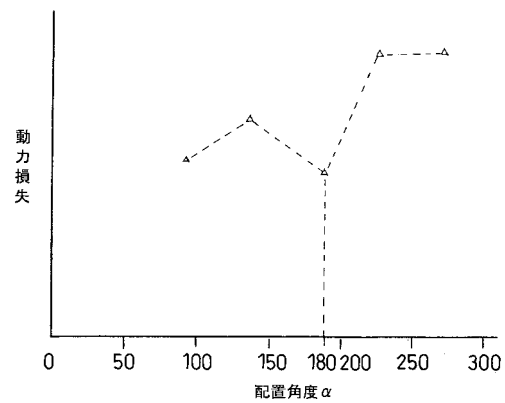
【図 4】



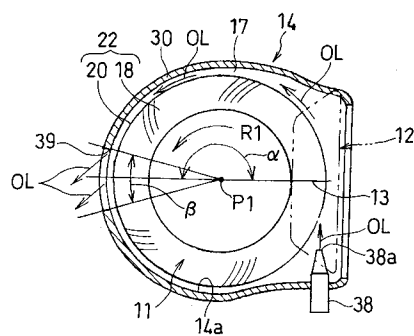
【図 5】



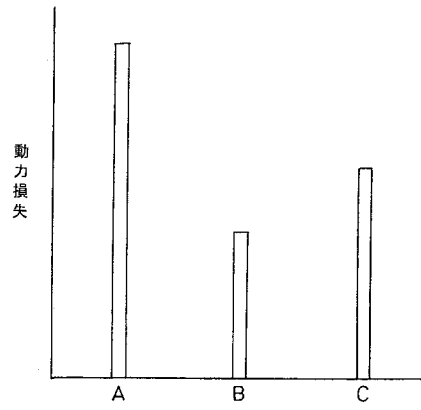
【図 7】



【図 6】



【図 8】



フロントページの続き

(72)発明者 西村 元彦
兵庫県明石市川崎町1番1号 川崎重工業株式会社内

審査官 小林 忠志

(56)参考文献 特開2008-025832 (JP, A)
実開昭58-177692 (JP, U)
特公昭48-030097 (JP, B1)
実開平04-094176 (JP, U)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16H 57/00-57/12
F16H 1/00- 1/26