

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5064886号  
(P5064886)

(45) 発行日 平成24年10月31日(2012.10.31)

(24) 登録日 平成24年8月17日(2012.8.17)

(51) Int.Cl.

F I

F O 4 C 14/20 (2006.01)

F O 4 C 14/20 B

F O 4 C 2/18 (2006.01)

F O 4 C 2/18 3 1 1 D

請求項の数 3 (全 13 頁)

(21) 出願番号 特願2007-133683 (P2007-133683)  
 (22) 出願日 平成19年5月21日(2007.5.21)  
 (65) 公開番号 特開2008-286147 (P2008-286147A)  
 (43) 公開日 平成20年11月27日(2008.11.27)  
 審査請求日 平成22年4月26日(2010.4.26)

(73) 特許権者 000220712  
 株式会社 T B K  
 東京都町田市南成瀬4丁目2番地1  
 (74) 代理人 100092897  
 弁理士 大西 正悟  
 (72) 発明者 篠崎 啓介  
 東京都町田市南成瀬4-21-1 株式会  
 社 T B K 内

審査官 笹木 俊男

(56) 参考文献 米国特許第2262331 (US, A)  
 特開2000-120559 (JP, A)  
 )

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ギヤポンプ

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

左右に延びた第1支持軸に固定されて前記第1支持軸とともに回転する第1ギヤと、  
 前記第1支持軸と平行に配設された第2支持軸に回転自在に支持されて前記第1ギヤと  
 噛合する第2ギヤと、

前記第1支持軸を回転自在に支持し前記第2支持軸を支持するとともに、前記第1ギヤ  
 および前記第2ギヤを收容する配設空間を備えたケーシングとからなり、

前記ケーシングに、前記配設空間と連通する吸込ポートおよび前記配設空間と連通する  
 吐出ポートが形成されて、

前記第1支持軸が回転して前記第1ギヤと前記第2ギヤとが噛合した状態で回転すること  
 とで、流体が前記吸込ポートに吸い込まれて前記吐出ポートから吐出されるギヤポンプに  
 おいて、

前記配設空間に、前記第2ギヤを回転自在に支持するとともに前記第2ギヤの両側面を  
 挟持して、前記第2支持軸に支持されて支持軸方向に移動自在に設けられたギヤホルダを  
 有し、

前記ギヤホルダは、支持軸方向の一端側に付勢する付勢部材からの付勢力を受けるとと  
 もに、前記付勢力に抗して支持軸方向の他端側に押圧する押圧力を受けて、前記第2ギヤ  
 を保持した状態で支持軸方向に移動することを特徴とするギヤポンプ。

【請求項2】

前記ギヤホルダは、リング状の軸部と円柱状の側壁部とを備えた一方側壁および円柱状

10

20

の他方側壁から構成され、

前記軸部に前記第 2 ギヤが回転自在に支持されて、前記一方側壁の一側面が前記第 2 ギヤの一側面と近接するとともに、前記他方側壁の一側面が前記第 2 ギヤの他側面と近接し、

前記一方側壁の他側面もしくは前記他方側壁の他側面に、前記押圧力を受けるピストンが形成されていることを特徴とする請求項 1 に記載のギヤポンプ。

【請求項 3】

前記ギヤホルダに、前記吐出ポートと、前記ピストンの背面側で形成された閉塞空間とを連通する内部流路が形成されており、

前記ピストンは、前記内部流路を介して前記閉塞空間に供給された流体圧により前記押圧力を受けるように構成されることを特徴とする請求項 2 に記載のギヤポンプ。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、互いに噛合する 2 つのギヤを使って流体を輸送するギヤポンプに関し、詳細には、2 つのギヤの噛み合い幅が可変となるように構成されたギヤポンプに関する。

【背景技術】

【0002】

一般にギヤポンプは、歯丈や歯幅等によりその容量が決まり、容量と歯車の回転速度（ポンプ回転数）により吐出流量が決まる。このギヤポンプを、例えば車両用エンジン内部に潤滑油を供給するオイルポンプとして用いる場合、このオイルポンプの容量は、駆動源となるエンジンの出力が低くポンプ回転数が小さくても、潤滑に必要な量のオイルを供給できるように設定される。一方、エンジンの出力が高くなってポンプ回転数が大きくなると、必要量に対して過剰な量のオイルがエンジン内部に供給されるとともに、高い駆動力がオイルポンプにより消費され、エンジンの出力損失を招くおそれがある。

【0003】

この問題を解決するギヤポンプとして、ポンプ回転数が大きくなるに従って、駆動ギヤおよび従動ギヤの双方あるいは一方を軸方向に移動させることで、噛み合い幅を短くしてポンプ容量を小さくする、可変容量型のギヤポンプが知られている（例えば、特許文献 1、特許文献 2 参照）。特許文献 1 に開示のギヤポンプにおいて、従動ギヤを軸方向に挟む 2 つの側板を設け、従動ギヤの支持軸を両側板に支持させ、一方の側板の背面に付勢力を作用させ、他方の側板の背面に吐出流体圧に応じた押圧力を付勢力に抗して作用させるように構成されている。これにより、両側板に挟まれた従動ギヤは、押圧力と付勢力が釣り合う位置に軸方向に移動し、駆動ギヤとの噛み合い幅が吐出流体圧に応じて変更される。

【0004】

【特許文献 1】特開 2000 - 120559 号公報

【特許文献 2】特開昭 57 - 73880 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

特許文献 1 に開示のギヤポンプにおいて、他方の側板の背面全体で吐出流体圧を受けて、押圧力を作用させる構成となっているので、両側板および従動ギヤを軸方向に移動させるために、大きな吐出流体圧を消費することとなり、よって、ポンプ容量を変化させることによって吐出流体圧が低下し、ギヤポンプのオイル吐出供給量に影響を及ぼすという課題があった。

【0006】

本発明は、このような課題に鑑みてなされたものであり、オイル吐出供給量に影響を及ぼすことなく、効率よくポンプ容量を変化させることのできる可変容量型ギヤポンプ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 7 】

本発明に係るギヤポンプは、左右に延びた第 1 支持軸に固定されて、前記第 1 支持軸とともに回転する第 1 ギヤと、前記第 1 支持軸と平行に配設された第 2 支持軸に回転自在に支持されて、前記第 1 ギヤと噛合する第 2 ギヤと、前記第 1 支持軸を回転自在に支持し、前記第 2 支持軸を支持するとともに、前記第 1 ギヤおよび前記第 2 ギヤを収容する配設空間を備えた、ケーシングとを有している。さらに、ギヤポンプは、前記ケーシングに、前記配設空間と連通する吸込ポート、および前記配設空間と連通する吐出ポートが形成されて、前記第 1 支持軸が回転して、前記第 1 ギヤと前記第 2 ギヤとが噛合した状態で回転することで、流体が前記吸込ポートに吸い込まれて、前記吐出ポートから吐出されるように構成されている。このとき、前記配設空間に、前記第 2 ギヤを回転自在に支持するとともに、前記第 2 ギヤの両側面を挟持して、前記第 2 支持軸に支持されて支持軸方向に、移動自在に設けられたギヤホルダを有し、前記ギヤホルダは、支持軸方向の一端側に付勢する付勢部材からの付勢力を受けるとともに、前記付勢力に抗して支持軸方向の他端側に押圧する押圧力を受けて、前記第 2 ギヤを保持した状態で、支持軸方向に移動する。

10

## 【 0 0 0 8 】

上記構成のギヤポンプにおいて、前記ギヤホルダは、リング状の軸部と円柱状の側壁部とを備えた一方側壁および円柱状の他方側壁から構成されている。このとき、前記軸部に前記第 2 ギヤが回転自在に支持されて、前記一方側壁の一側面が前記第 2 ギヤの一側面と近接するとともに、前記他方側壁の一側面が前記第 2 ギヤの他側面と近接し、前記一方側壁の他側面もしくは前記他方側壁の他側面に、前記押圧力を受けるピストンが形成されていることが好ましい。

20

## 【 0 0 0 9 】

また、上記構成のギヤポンプにおいて、前記ギヤホルダに、前記吐出ポートと、前記ピストンの背面側で形成された閉塞空間とを連通する内部流路が形成されている。このとき、前記ピストンは、前記内部流路を介して前記閉塞空間に供給された流体圧により、前記押圧力を受けるように構成されていることが好ましい。

## 【 発明の効果 】

## 【 0 0 1 0 】

本発明に係るギヤポンプによれば、ギヤホルダは、第 2 ギヤを回転自在に保持するとともに、第 2 ギヤを保持した状態で、第 2 支持軸に支持されて軸方向に移動自在に構成されているので、ギヤホルダの第 2 ギヤを支持している部分には、第 2 ギヤの回転に伴い円弧方向に摺動抵抗が発生し、一方、第 2 支持軸表面には、ギヤホルダの軸方向への移動に伴い軸方向への摺動抵抗が発生する。よって、それぞれ異なった部分に摺動抵抗が発生するので、これらの抵抗が互いに干渉することがなく、第 2 ギヤの回転およびギヤホルダの軸方向への移動が確実に行われるので、ギヤポンプの作動信頼性が向上するとともに、効率よくポンプ容量を変化させることが可能となる。

30

## 【 0 0 1 1 】

また、ギヤホルダは、一方側壁の他側面もしくは他方側壁の他側面に、押圧力を受けるピストンが形成されていることで、押圧力を直接ギヤホルダに作用させることが可能となり、よって、押圧力の伝達損失を抑えることができ、ギヤホルダが軸方向へ移動時に消費される押圧力を低減できるので、ギヤホルダの作動効率を高めることが可能となる。

40

## 【 0 0 1 2 】

さらに、ギヤホルダ内に、吐出ポートと、ピストンの背面側における第 2 支持軸の外周部で形成された、閉塞空間とを連通する内部流路を形成している。よって、この閉塞空間に流体を導くことでピストンに押圧力を作用させることができるので、構成部品点数を増やすことなく押圧力を発生させることができ、よって、ギヤポンプの製作コストを低減することが可能となる。

## 【 発明を実施するための最良の形態 】

## 【 0 0 1 3 】

以下、図面を参照して本発明の実施形態について説明する。図 1 ~ 図 8 に、本発明に係

50

るギヤポンプの一例としての、オイルポンプ 1 を示している。説明の便宜上、図 1 に示す矢印方向を前後、左右および上下方向と定義する。このオイルポンプ 1 は、図示しない車両に備えられてエンジンを駆動源としており、車両に設けられたタンク（例えば、エンジンオイルパン）に溜められた潤滑油を吸い込んで、エンジン各部に繋がる潤滑油路に吐出する。

【 0 0 1 4 】

オイルポンプ 1 は、ケーシング 3、戻しバネ 6、駆動歯車 3 1、従動歯車 6 1、駆動側支持軸 3 0、伝達軸 3 0 c、従動側支持軸 6 0、ギヤホルダ 1 1 0 とを主体に構成された、外接噛合型ギヤポンプである。

【 0 0 1 5 】

ケーシング 3 は、オイルポンプ 1 の外周部を形成しており、その内部には、後述する各構成部材が配置されている。また、ケーシング 3 は、図 1 および図 2 に示すように、その前後中央付近で分割された前ケーシング 1 0 および後ケーシング 2 0 から構成され、これらは接合面 1 0 a、2 0 a で接合しており、ボルト等で前後方向に締結されている。

【 0 0 1 6 】

前ケーシング 1 0 の上方には、図 2 に示すように、円形で前後方向に貫通した駆動軸支持孔 1 1 が形成されている。一方、前ケーシング 1 0 の下方には、接合面 1 0 a から前方に向けて円柱状の中空部である前側空間 1 3 が形成されており、この前側空間 1 3 は、前方側で形成された前端面 1 3 b と、円柱状の中空部の側面に相当する内周面 1 3 a とによって囲まれた領域である。また、前端面 1 3 b において、円形で前後方向に貫通した従動軸支持孔 1 2 が形成されている。ここで、前側空間 1 3 の中心軸と従動軸支持孔 1 2 の中心軸とは同一直線上にあり、さらに、前側空間 1 3 および従動軸支持孔 1 2 の左右方向中心軸と、駆動軸支持孔 1 1 の左右方向中心軸とが、同一直線上にあるように形成されている。さらに、前側空間 1 3 に連通して、前端面 1 3 b から前方側に延びて、底面 7 a を有するとともに、内周面 1 3 a と同一側面を有した、リング状の中空部であるバネ保持空間 7 が形成されている。

【 0 0 1 7 】

後ケーシング 2 0 の上方には、図 5 に示すように、接合面 2 0 a から半円状で後方へ延びた中空部が形成されており、この中空部は、下方および左右方向に開口している。また、この中空部は、その上部が半円面の駆動側内周面 2 b で囲まれて、後方は駆動側第 1 側面 2 c で囲まれて形成されている。さらに、駆動側第 1 側面 2 c には、円形で前後方向に貫通した伝達軸支持孔 2 1 が形成され、また、伝達軸支持孔 2 1 の前端部近傍には、伝達軸支持孔 2 1 より大きな径で開口した逃がし 2 1 a が形成されている。ここで、伝達軸支持孔 2 1 は駆動軸支持孔 1 1 よりも大きな径を有している。

【 0 0 1 8 】

後ケーシング 2 0 の下方には、図 5 に示すように、接合面 2 0 a から半円状で、後方へ駆動側第 1 側面 2 c と同一面まで開口して延びた中空部である、後側空間 1 4 が形成されており、さらにこの後側空間 1 4 は、上方および左右方向に開口している。また、後側空間 1 4 は、その下部が半円面の従動側内周面 2 f で囲まれており、ここで、従動側内周面 2 f と前ケーシング 1 0 の内周面 1 3 a とは、同一径である。さらに、後側空間 1 4 の後方側に連通した略リング状の中空部で、円形部分の外側内周面 1 5 a および下方に湾曲した湾曲面 1 5 b によって外周面が形成され、円形の円筒内周面 1 3 2 a で内周面が形成された、ピストン空間 1 5 が設けられている。ここで、円筒内周面 1 3 2 a の径は、後述するリング部 1 2 1 の外周面と略同一径となっており、また、従動側内周面 2 f と外側内周面 1 5 a とは略同一径を有して、同一面をなしている。なお、ピストン空間 1 5 は、後端部にリング状の底面 2 4 を形成している。

【 0 0 1 9 】

さらに、後ケーシング 2 0 の下方には、略リング状のピストン空間 1 5 の中心部において、断面視円形の側面 2 3 b を外周面として、前後に延びる円柱である、円筒部 2 3 が形成されており、前端部である前端面 2 3 a は、駆動側第 1 側面 2 c よりも後方側で形成さ

10

20

30

40

50

れている。さらに、円筒部 2 3 の中央部には、前端面 2 3 a から後方に向けて、円形の従動軸支持孔 2 2 が開口している。ここで、ピストン空間 1 5、従動軸支持孔 2 2 および円筒部 2 3 は、同一直線上に中心軸を有しており、つまり、図 7 に示すように、断面視においてこれらは同心円状となっている。さらに、これらの左右方向中心軸と、伝達軸支持孔 2 1 の左右方向中心軸とは、同一直線上にある。

#### 【 0 0 2 0 】

駆動側支持軸 3 0 は、円柱状で前後方向に延びた軸で、その前端部 3 0 a は前ケーシング 1 0 の外周面とほぼ同一面をなし、一方、後端部は駆動側第 1 側面 2 c まで延びている。伝達軸 3 0 c は、円柱状で前後方向に延びた軸で、駆動側支持軸 3 0 よりも大きな径を有しており、その前端部は、駆動側第 1 側面 2 c まで延び、一方、後端は後ケーシング 2 0 の外周面よりも、後方に突出して延びている。従動側支持軸 6 0 は、円柱状で前後方向に延びた軸で、回転軸 3 0 と略同一径を有しており、その前方部は、従動軸支持孔 1 2 の中央付近まで延び、一方、後方部は、従動軸支持孔 2 2 の後方底面まで延びている。駆動歯車 3 1 は、図 5 に示すように、その歯先 3 2 が前後方向に延びており、また同様に、従動歯車 6 1 は、その歯先 6 2 が前後方向に延びている。

10

#### 【 0 0 2 1 】

ギヤホルダ 1 1 0 は、前方壁 1 1 1 およびリング後方壁 1 2 0 を主体に構成されている。前方壁 1 1 1 は、その中心部に円形の開口部 1 1 2 を有した略円筒状で、前後方向に延びて形成されており、円筒状の外周面 1 1 3 は内周面 1 3 a と略同一径を有し、また、前方壁 1 1 1 の前端面から後方に向けて外周部に、リング状のバネ保持空間 1 1 4 が形成され、バネ保持空間 1 1 4 の後方部は底面 1 1 4 a で形成されている。さらに、前方壁 1 1 1 は、前端面から後方に向けて開口部 1 1 2 と同一中心軸を有した、円柱状の中空部である前面中空部 1 1 5 が形成されている。なお、前方壁 1 1 1 の前方先端部には、リング状の先端部 1 1 6 が形成されているとともに、後方端面には、リング状の後端面 1 1 1 a が形成されている。

20

#### 【 0 0 2 2 】

リング後方壁 1 2 0 は、リング部 1 2 1 とピストン部 1 3 0 とから構成された、1 つの構成部品である。リング部 1 2 1 は、円筒状で前後方向に延びて形成されており、図 2 に示す状態で、前後方向において、前端部は前方壁 1 1 1 の前面中空部 1 1 5 の後端面に位置し、後端部は駆動側第 1 側面 2 c と略同一面に位置している。また、リング部 1 2 1 の内周部は、従動側支持軸 6 0 と略同一径の円形開口部が形成され、リング部 1 2 1 の外周部は、前方壁 1 1 1 の開口部 1 1 2 と略同一径となっている。

30

#### 【 0 0 2 3 】

ピストン部 1 3 0 は、前後方向に延びた略円柱状に形成されており、図 2 に示す状態で、その前端部である前底面 1 3 1 a は駆動側第 1 側面 2 c と略同一面に位置し、後端部はリング状の後底面 1 3 2 c で形成されている。また、その中心部には、リング部 1 2 1 の内周部と連通した、従動側支持軸 6 0 と略同一径の円形開口部を有し、また、ピストン部 1 3 0 の断面視略円形の外周面 1 3 0 a は、ピストン空間 1 5 の外側内周面 1 5 a と略同一径となっている。さらに、ピストン部 1 3 0 の上方外周部では、下方に向けて湾曲した湾曲面 1 3 2 d が形成されており、この湾曲形状は、後ケーシング 2 0 の湾曲面 1 5 b と略同一形状となっている。

40

#### 【 0 0 2 4 】

さらに、ピストン部 1 3 0 は、断面視中心付近において後底面 1 3 2 c から前方に向かって、円柱状に中空部が形成されており、この中空部は、その外周が断面視略円形の円筒外周面 1 3 2 a、前方がリング状の後底面 1 3 1 b で形成されている。ここで、円筒部 2 3 の側面 2 3 b と円筒外周面 1 3 2 a とは、略同一径となっている。

#### 【 0 0 2 5 】

ピストン部 1 3 0 の内部には、前底面 1 3 1 a と後底面 1 3 1 b とに連通する内部流路 1 3 3 が形成されている。この内部流路 1 3 3 は、図 2 に示すように、右方向からの側面視において、前方上側から後方下側へと傾斜して形成されるとともに、図 6 に示すよう前

50

方からの断面視において、上方左側から下方右側へと傾斜して開口している。さらに、内部流路 1 3 3 は、後底面 1 3 1 b の上方端部近傍で開口した先端孔 1 3 3 a と連通している。なお、戻しバネ 6 は、細長い金属線を螺旋状に巻いて形成されており、金属などの弾性体の復元力を利用し、弾性エネルギーを蓄積する構成となっている。

【 0 0 2 6 】

以上、ここまでは、オイルポンプ 1 の各構成部材について説明したが、以下において、これらの構成部材の組立状態について、図 2 を参照しながら説明する。

【 0 0 2 7 】

駆動側支持軸 3 0 は、駆動軸支持孔 1 1 に挿入されて回転自在に支持されており、また、伝達軸 3 0 c は、伝達軸支持孔 2 1 に挿入されて回転自在に支持され、逃がし 2 1 a によって、伝達軸 3 0 c と伝達軸支持孔 2 1 との摺動面積を減らすことができ、よって、摺動抵抗を小さくできる。さらに、これらの軸 3 0、3 0 c の中心軸は同一直線上にあり、駆動側支持軸 3 0 の後端部と、伝達軸 3 0 c の前端部とは連結されて一体回転する。

【 0 0 2 8 】

駆動歯車 3 1 は、後ケーシング 2 0 の上方で形成された中空部に收容されており、このとき、歯先 3 2 が前後方向に直線状に延びるように向けられて、駆動側支持軸 3 0 に支持されて固定されており、よって、駆動側支持軸 3 0 と一体回転する。また、駆動歯車 3 1 は、この状態において、前ケーシング 1 0 の接合面 1 0 a の一部で、駆動歯車 3 1 の前方側面である他側面 3 4 と対向する部分に形成された駆動側第 2 側面 2 d は、他側面 3 4 と略同一平面をなして近接している。同様に、駆動側内周面 2 b と歯先 3 2 とは近接しており、さらに、駆動歯車 3 1 の後方側面である一側面 3 3 と駆動側第 1 側面 2 c とは近接している。ここで、駆動側第 2 側面 2 d、駆動側内周面 2 b および駆動側第 1 側面 2 c によって囲まれた、半円状の駆動側ポンプ室 2 a が形成される。なお、駆動側内周面 2 b と歯先 3 2 とは、前後方向に略同一長さで形成されているので、駆動歯車 3 1 は、駆動側ポンプ室 2 a 内において、前ケーシング 1 0 および後ケーシング 2 0 によって前後方向の移動が規制されている。

【 0 0 2 9 】

従動側支持軸 6 0 は、その前端部 6 0 a が従動軸支持孔 1 2 に挿入されており、一方、後端部 6 0 b が、後ケーシング 2 0 に設けられた従動軸支持孔 2 2 に圧入されて固定されている。ここで、前ケーシング 1 0 と後ケーシング 2 0 とを、互いの接合面 1 0 a、2 0 a を合わせて組み立てる時に、2 箇所位置決めを設けて、その位置決め同士を合わせるようにして組み立てることで、上下左右方向に正確な位置で接合されるように構成されている。このとき一方の位置決めは、接合面 1 0 a、2 0 a のそれぞれ対向する位置にロックピン穴（図示せず）を開けて、そこにロックピンを挿入して構成されている。また、他方の位置決めは、従動軸支持孔 1 2 に従動側支持軸 6 0 を挿入することで位置決めとなるように構成されている。つまり、従動軸支持孔 1 2 は、従動側支持軸 6 0 に対してわずかに大きく形成されており、前ケーシング 1 0 と後ケーシング 2 0 との組み立て時には、従動側支持軸 6 0 の前端部 6 0 a を挿入することで位置決めとなり、また組み立て後には、挿入された従動側支持軸 6 0 の前端部 6 0 a を支持している。ギヤホルダ 1 1 0 は、リング部 1 2 1 の外周部に、従動歯車 6 1 を回転自在に支持させた状態で、前方壁 1 1 1 の開口部 1 1 2 に、リング部 1 2 1 の前端部を後方から圧入して固定することで、前方壁 1 1 1、リング後方壁 1 2 0 および従動歯車 6 1 が、一体となることによって形成されている。また、ギヤホルダ 1 1 0 の中心開口部には、従動側支持軸 6 0 が摺動自在に挿入されている。

【 0 0 3 0 】

このとき、従動歯車 6 1 の前方側面である他側面 6 4 と、前方壁 1 1 1 の後端面 1 1 1 a とは、略同一平面をなして近接している。また、同様に、従動歯車 6 1 の前後方向に直線状に延びた歯先 6 2 と従動側内周面 2 f とは近接しており、従動歯車 6 1 の後方側面である一側面 6 3 と前底面 1 3 1 a とは近接している。また、従動歯車 6 1 と駆動歯車 3 1 とは、上下中央付近で噛合している。ここで、後端面 1 1 1 a、従動側内周面 2 f および

10

20

30

40

50

前底面 1 3 1 a によって囲まれた、半円状の従動側ポンプ室 2 e が形成され、さらに、従動側ポンプ室 2 e 上方は、駆動側ポンプ室 2 a と連通しており、これら従動側ポンプ室 2 e と駆動側ポンプ室 2 a とをまとめてポンプ室 2 と呼ぶ。ここで、ポンプ室 2 は、左右方向に開口しており、図 1 に示すように右側に連通した吸込ポート 4、左側に連通した吐出ポート 5 が形成されている。

#### 【 0 0 3 1 】

ピストン部 1 3 0 は、そのピストン部 1 3 0 の湾曲面 1 3 2 d と後ケーシング 2 0 の湾曲面 1 5 b とを合わせて、ピストン空間 1 5 に対して、前方から後方へと挿入されている。このとき、湾曲面 1 3 2 d と湾曲面 1 5 b、外周面 1 3 0 a と外側内周面 1 5 a とは、それぞれ近接しており、よって、ピストン部 1 3 0 は、ピストン空間 1 5 内を軸方向に摺動自在となっている。ここで、湾曲面 1 3 2 d は、駆動歯車 3 1 が回転したときの歯先 3 2 の回転軌道と略同一となっている。さらに、前方壁 1 1 1 は、前ケーシング 1 0 の前側空間 1 3 に後方から前方へと挿入され、外周面 1 1 3 と内周面 1 3 a とが近接しており、よって、前方壁 1 1 1 は、前側空間 1 3 内を軸方向に摺動自在となっている。なお、内周面 1 3 a と従動側内周面 2 f とは、同一面なしており、よって、従動歯車 6 1 の歯先 6 2 と内周面 1 3 a とは近接する。

10

#### 【 0 0 3 2 】

ギヤホルダ 1 1 0 は、湾曲面 1 3 2 d と湾曲面 1 5 b とが嵌合状態となっているために、従動側支持軸 6 0 を中心とした回転が規制された状態で、軸方向に摺動自在となっている。さらにこのとき、従動側支持軸 6 0 の中心軸は、駆動側支持軸 3 0 および伝達軸 3 0 c の中心軸と平行で、かつこれらの左右位置は一致している。また、従動側支持軸 6 0 の中心軸は、ギヤホルダ 1 1 0 および円筒部 2 3 の各中心軸と、同一直線上にある。

20

#### 【 0 0 3 3 】

また、戻しバネ 6 が、ギヤホルダ 1 1 0 よりも前方の前側空間 1 3 において、前後方向に伸縮可能となる向きに設置されている。戻しバネ 6 の後端 6 a は、バネ保持空間 1 1 4 に収容保持されて、底面 1 1 4 a と当接しており、一方、戻しバネ 6 の前端 6 b は、バネ保持空間 7 に収容保持されて、底面 7 a と当接している。ここで、戻しバネ 6 は、ギヤホルダ 1 1 0 に対して、後方側へ付勢力を作用させており、よって、ギヤホルダ 1 1 0 は後方軸方向へ摺動し、後底面 1 3 2 c が底面 2 4 に当接した位置で静止し、このとき、後底面 1 3 1 b、円筒外周面 1 3 2 a および前端面 2 3 a によって囲まれた、リング状の閉塞空間 2 5 が形成される。なお、この静止状態においても、戻しバネ 6 は、ギヤホルダ 1 1 0 に対して、後方側へ一定の付勢力を作用させている。

30

#### 【 0 0 3 4 】

以上、各構成部材の組立状態について説明してきたが、以下においては、オイルポンプ 1 が稼働を開始したときの、各構成部材の動作について、図 1 から図 9 を参照しながら説明する。なお、図 2 に示す状態を初期状態と定義する。

#### 【 0 0 3 5 】

エンジンが始動してアイドルリング状態となると、図 2 に示すように、伝達軸 3 0 c および伝達軸 3 0 c に連結された駆動側支持軸 3 0 が回転駆動し、噛合した両歯車 3 1、6 1 が回転することで、タンクに溜められたオイルが、吸入口 4 a から吸込ポート 4 に吸い込まれ、ポンプ室 2 を経由して吐出ポート 5 に送られて、吐出口 5 a から潤滑油路に圧送される。なお、潤滑油路は、エンジンケースに形成されており、供給油量の増加に応じて供給油圧を上昇させる構成となっている。

40

#### 【 0 0 3 6 】

このとき、図 1 に示すように、駆動歯車 3 1 は方向 A の向きに回転することによって、駆動側ポンプ室 2 a と駆動歯車 3 1 との隙間に流入したオイルが、吸込ポート 4 から吐出ポート 5 に搬送される。一方、従動歯車 6 1 は方向 B の向きに回転することによって、従動側ポンプ室 2 e と従動歯車 6 1 との隙間に流入したオイルが、吸込ポート 4 から吐出ポート 5 に搬送される。なお、吐出ポート 5 においては、オイルは高圧となっているため、吐出ポート 5 で駆動歯車 3 1 と従動歯車 6 1 とが噛合することで、互いの歯と歯との間に

50

挟まれたオイルを吐出ポート 5 に排出し、オイルを吸入ポート 4 から吐出ポート 5 に搬送可能となる。

【 0 0 3 7 】

また、このとき、吐出ポート 5 に吐出されたオイルの一部は、内部流路 1 3 3 を介して、閉塞空間 2 5 に供給される。そして、閉塞空間 2 5 に供給されたオイルの油圧が、後底面 1 3 1 b に対して前方に作用し、ギヤホルダ 1 1 0 は、付勢力に抗する押圧力を前方軸方向に受ける。ここで、初期状態においては、付勢力を上回る押圧力が発生しておらず、押圧力は付勢力によって打ち消され、ギヤホルダ 1 1 0 は、付勢力によってその後底面 1 3 2 c が底面 2 4 に当接した状態で静止している。

【 0 0 3 8 】

図 9 には、エンジンがアイドル時の、ポンプ回転数  $N_i$  を示しているが、オイルポンプ 1 の作動時には、この回転数  $N_i$  を下回することはほとんどなく、このときの吐出流量  $Q_i$  は、潤滑に必要とされる供給油量を確保可能になっている。このアイドル時の、駆動歯車 3 1 および従動歯車 6 1 の噛み合い幅を、最大噛み合い幅  $M$  と称し、図 2 に示す初期状態においては、両歯車 3 1, 6 1 が最大噛み合い幅  $M$  で噛合している。

【 0 0 3 9 】

次に、エンジンの出力が高くなって、ポンプ回転数  $N$  が第 1 回転数  $N_A$  に達すると、吐出ポート 5 での油圧が高まり、それに伴って、閉塞空間 2 5 に供給されるオイルの油圧も高まって、よって、アイドル時よりも大きな押圧力が、ギヤホルダ 1 1 0 に作用する。そして、ギヤホルダ 1 1 0 に作用する押圧力と付勢力とが、軸方向において、ほぼ釣り合う状態になる。

【 0 0 4 0 】

そして、ポンプ回転数  $N$  が第 1 回転数  $N_A$  を越えると、押圧力が付勢力を上回り、ギヤホルダ 1 1 0 は、付勢力に抗して前方軸方向に摺動してバネ 6 を圧縮させて、押圧力が付勢力と釣り合う位置まで摺動し、両歯車 3 1, 6 1 の噛み合い幅は短くなる。このとき、ピストン部 1 3 0 の上部は、駆動歯車 3 1 の回転軌道領域内に移動してくるが、湾曲面 1 3 2 d は、歯先 3 2 の回転軌道と略同一となるように下方に湾曲しているので、湾曲面 1 3 2 d と歯先 3 2 とは干渉しない。この状態において、駆動歯車 3 1 と従動歯車 6 1 とが、噛み合っていない領域が形成されるが、この領域に流入したオイルは、吐出ポート 5 で排出されず、歯と歯との間に留まったままの状態となり、よって、アイドル時と比較してポンプ容量は低下する。

【 0 0 4 1 】

しかし、図 9 に示すように、ポンプ回転数  $N$  の増加と、ポンプ回転数  $N$  が増加して噛み合い幅が短くなって生じるポンプ容量の低下とのバランスにより、結果として、ポンプ回転数  $N$  の増減に関わらず吐出流量  $Q$  が、安定するように構成されている。これにより、エンジンの出力が高くなっても、オイルポンプ 1 から過剰なオイルが吐出されない。

【 0 0 4 2 】

次に、ポンプ回転数  $N$  が、第 2 回転数  $N_B$  に達すると、押圧力がさらに大きくなり、ギヤホルダ 1 1 0 は、付勢力に抗してさらに前方軸方向に摺動してバネ 6 を圧縮させて、図 8 に示すように、ギヤホルダ 1 1 0 の前端部 1 1 6 が、前側空間 1 3 の前端面 1 3 b に当接して静止する。ここで、ポンプ回転数  $N$  が第 2 回転数  $N_B$  を越えても、ギヤホルダ 1 1 0 は、前方軸方向への移動が規制されるため、噛み合い幅が、このときの噛み合い幅  $m$  よりも短くなることはない。よって、このときの噛み合い幅  $m$  を最小噛み合い幅と呼ぶ。

【 0 0 4 3 】

よって、ポンプ回転数  $N$  が、第 1 回転数  $N_A$  および第 2 回転数  $N_B$  の間にあるとき、ギヤホルダ 1 1 0 は、軸方向の移動が規制されることなく、前側空間 1 3 内において、押圧力および付勢力の釣り合いによって、所定位置に移動して停止する。このとき、付勢力および押圧力は、ギヤホルダ 1 1 0 に対して、互いに反対方向から作用することで打ち消し合うため、従動側支持軸 6 0 には、付勢力や押圧力に応じた負荷が作用せず、よって、ギヤ

10

20

30

40

50

ホルダ 110 が、上下または左右方向に移動するようなことがない。

【0044】

以下に、本発明に係るオイルポンプ 1 の効果をまとめてみると、第 1 に、ギヤホルダ 110 を、断面視において従動側支持軸 60 と同心円状に形成することで、従動側支持軸 60 を中心として、ギヤホルダ 110 を小型化可能となり、よって、オイルポンプ 1 を小型化可能となる。さらに、ギヤホルダ 110 の小型化によって、ギヤホルダ 110 の軸方向への摺動に要する押圧力が小さくなるので、押圧力に抗する付勢力も小さくでき、よって、戻しバネ 6 を、小型のものをを用いることが可能となり、オイルポンプ 1 をさらに小型化可能となる。

【0045】

第 2 に、断面視において、従動側支持軸 60 と同心円でリング状の狭小な閉塞空間 25 にオイルを導くことで、必要な押圧力を得る構成とすることで、ギヤホルダ 110 に対して押圧力をバランス良く軸方向に作用させることが可能となり、よって、噛み合い幅の変更を円滑に行うことができる。

【0046】

第 3 に、ギヤホルダ 110 は、リング部 121 の外周部に、従動歯車 61 を回転自在に支持させた状態で、前方壁 111 の開口部 112 に、リング部 121 の前端部を後方から圧入して固定することで、前方壁 111、リング後方壁 120 および従動歯車 61 が、一体となることによって形成されている。よって、従動側ポンプ室 2e の、従動側第 1 側面 2g と従動側第 2 側面 2h との対向間隔が変化することがないので、例えば、対向間隔が大きくなることでオイルが漏出したり、一方で、対向間隔が小さくなることで、摺動抵抗が増大することもないので、オイルポンプ 1 の作動効率を維持することが容易となる。

【0047】

第 4 に、吐出油圧を閉塞空間 25 の後底面 131b に、押圧力として作用させるとともに、戻しバネ 6 の付勢力を、ギヤホルダ 110 に作用させることで、従動歯車 61 を軸方向に移動可能に構成している。これにより、吐出油圧を用いたポンプ容量の可変制御が行われ、ポンプ回転数 N の増減に関わらず、吐出流量 Q を安定させる制御を簡単に行うことができるようになる。

【0048】

第 5 に、この可変制御を行わせるために、ピストン部 130 内部に、吐出ポート 5 と閉塞空間 25 とを連通する内部流路 133 が形成されている。この内部流路 133 は、ピストン部 130 の内部にのみ形成すれば良いので、内部流路 133 の形成を簡単に行うことができる。よって、複数部材間に跨って形成されるときに必要なとされる、シール構造の省略も図られ、オイルポンプ 1 の製作コストを低減することが可能となる。第 6 に、従来のオイルポンプにおいて、前ケーシング 10 と後ケーシング 20 とを組み立てる時に、2 箇所ノックピン穴を開けてノックピンを挿入することで位置決めを構成していたが、本発明では従動軸支持孔 12 に従動側支持軸 60 を挿入する構成を位置決めとして利用することで、2 箇所のうち 1 箇所のノックピン穴加工およびノックピンが不要となる。よって、オイルポンプ 1 の製作時の作業工数を減らすことができるとともに、製作コストを低減することが可能となる。

【図面の簡単な説明】

【0049】

【図 1】本発明に係るオイルポンプを示す斜視図のである。

【図 2】図 1 の II - II 部分を示す断面図である。

【図 3】(a) が図 2 の III (a) - III (a) 部分を示す断面図で、(b) が図 2 の III (b) - III (b) 部分を示す断面図である。

【図 4】図 2 の IV - IV 部分を示す断面図である。

【図 5】図 2 の V - V 部分を示す断面図である。

【図 6】図 2 の VI - VI 部分を示す断面図である。

【図 7】図 2 の VII - VII 部分を示す断面図である。

10

20

30

40

50

【図 8】ギヤホルダが前方に押圧されて静止した状態を示す断面図である。

【図 9】ポンプ回転数と、吐出流量および歯車の噛み合い幅との関係を示す説明図である。

【符号の説明】

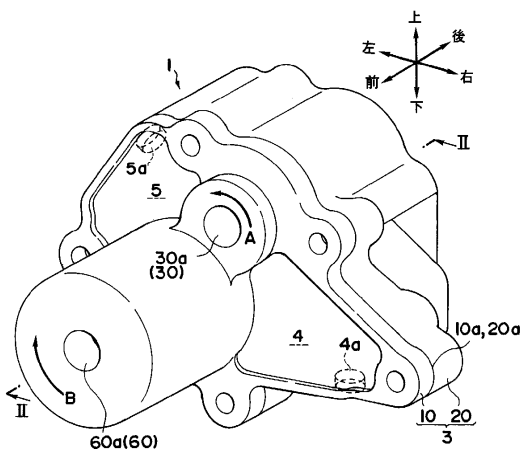
【 0 0 5 0 】

- 1    オイルポンプ（ギヤポンプ）
- 2    ポンプ室（配設空間）
- 3    ケーシング
- 4    吸入ポート
- 5    吐出ポート
- 6    付勢部材（戻しバネ）
- 2 5    閉塞空間
- 3 0    駆動側支持軸（第 1 支持軸）
- 3 1    駆動歯車（第 1 ギヤ）
- 6 0    従動側支持軸（第 2 支持軸）
- 6 1    従動歯車（第 2 ギヤ）
- 1 1 0    ギヤホルダ
- 1 1 1    前方壁（他方側壁）
- 1 2 0    リング後方壁（一方側壁）
- 1 2 1    リング部（軸部）
- 1 3 0    ピストン部（ピストン）
- 1 3 3    内部流路

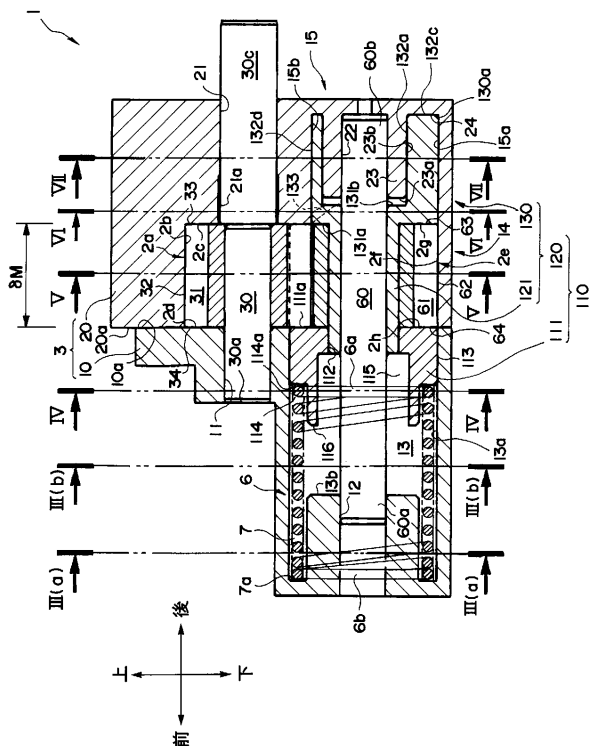
10

20

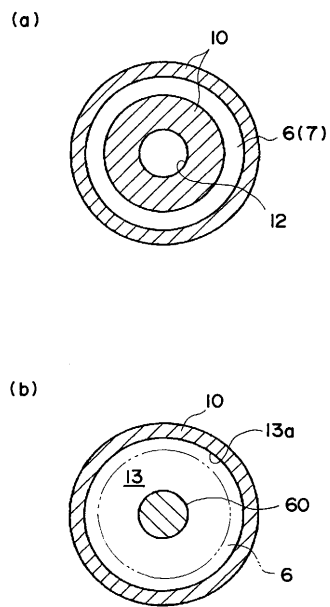
【図 1】



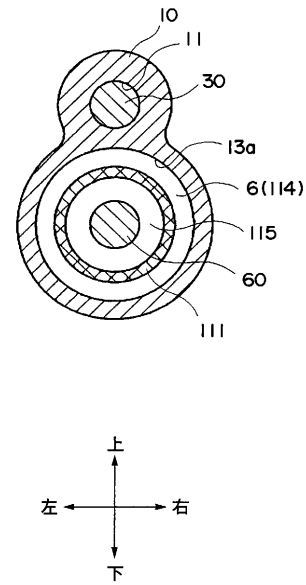
【図 2】



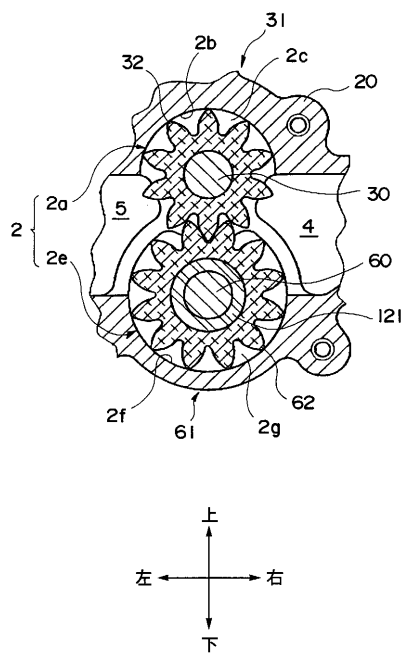
【図 3】



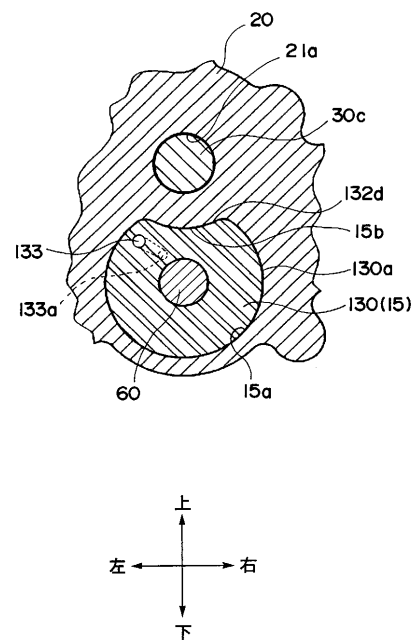
【図 4】



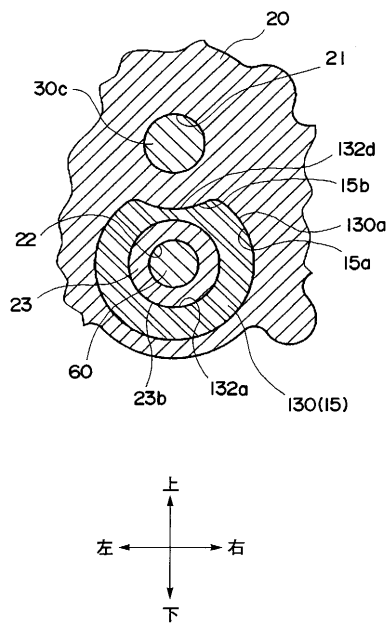
【図 5】



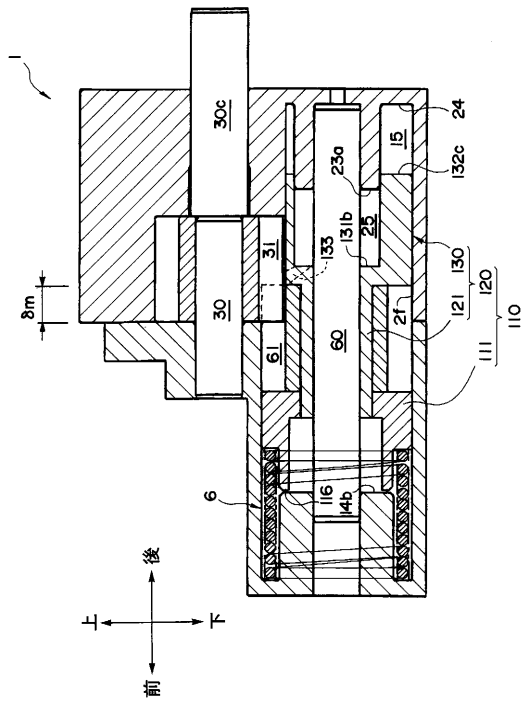
【図 6】



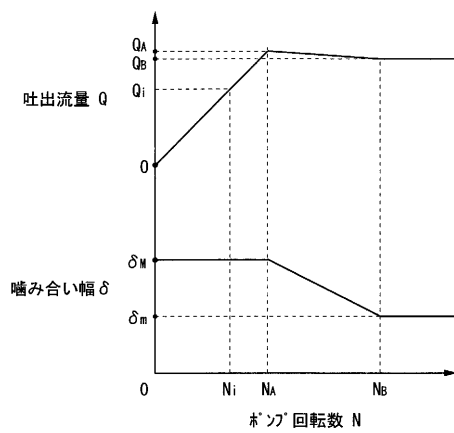
【図 7】



【図 8】



【図 9】



---

フロントページの続き

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)

F 0 4 C      1 4 / 2 0