

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第5589532号
(P5589532)

(45) 発行日 平成26年9月17日(2014.9.17)

(24) 登録日 平成26年8月8日(2014.8.8)

(51) Int.Cl. F 1
FO4C 18/344 (2006.01) FO4C 18/344 351U
FO4C 29/02 (2006.01) FO4C 29/02 311K

請求項の数 3 (全 9 頁)

(21) 出願番号	特願2010-102248 (P2010-102248)	(73) 特許権者	000207791
(22) 出願日	平成22年4月27日 (2010.4.27)		大豊工業株式会社
(65) 公開番号	特開2011-231675 (P2011-231675A)		愛知県豊田市緑ヶ丘3丁目65番地
(43) 公開日	平成23年11月17日 (2011.11.17)	(74) 代理人	100082108
審査請求日	平成25年3月14日 (2013.3.14)		弁理士 神崎 真一郎
		(74) 代理人	100156199
			弁理士 神崎 真
		(72) 発明者	榊原 隆一
			愛知県豊田市緑ヶ丘3丁目65番地 大豊工業株式会社内
		(72) 発明者	太田原 清隆
			愛知県豊田市緑ヶ丘3丁目65番地 大豊工業株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ベーンポンプ

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

略円形のポンプ室を備えたハウジングと、ポンプ室の中心に対して偏心した位置で回転するロータと、ロータによって回転し、ポンプ室を常に複数の空間に区画するベーンと、上記ロータの回転により間欠的にポンプ室と連通する給油通路と、上記ロータの回転により上記給油通路がポンプ室と連通したときに、該ポンプ室と外部空間とを連通させる気体通路とを備え、

さらに上記給油通路は、上記ロータの軸部にその直径方向に設けられた直径方向給油孔と、上記ハウジングに設けられて一端部がポンプ室に連通するとともに、ロータの回転により上記直径方向給油孔の開口が間欠的に重合連通される軸方向給油溝とを備えたベーンポンプにおいて、

上記気体通路を、上記ロータの外周面に形成されて一端部が外部空間に連通される気体溝から構成し、かつこの気体溝の他端部を、上記ロータの回転により上記軸方向給油溝の他端部に間欠的に重合連通させるようにし、

また上記気体溝の幅は、上記ロータの軸部の円周方向を基準として、上記直径方向給油孔の開口部の幅よりも大きく、かつ直径方向給油孔の開口部の両端縁を前後に越えた位置まで形成されていることを特徴とするベーンポンプ。

【請求項2】

上記気体溝の断面形状は、上記ロータの軸部の外周面を平坦に削設した断面D字形と、断面四角形状と、断面三角形状とのいずれかであることを特徴とする請求項1に記載のベ

ーンポンプ。

【請求項3】

上記気体溝は、上記ロータの製造時に同時に形成されていることを特徴とする請求項1又は請求項2に記載のベーンポンプ。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明はベーンポンプに関し、より詳しくは、ロータ内部に潤滑油の流通する給油通路が形成され、ロータの回転によって間欠的に潤滑油をポンプ室内に供給するベーンポンプに関する。

10

【背景技術】

【0002】

従来、略円形のポンプ室を備えたハウジングと、ポンプ室の中心に対して偏心した位置で回転するロータと、ロータによって回転し、ポンプ室を常に複数の空間に区画するベーンと、上記ロータの回転により間欠的にポンプ室と連通する給油通路と、上記ロータの回転により上記給油通路がポンプ室と連通したときに、該ポンプ室と外部空間とを連通させる気体通路とを備え、

さらに上記給油通路は、上記ロータの軸部にその直径方向に設けられた直径方向給油孔と、上記ハウジングに設けられてポンプ室に連通するとともに、ロータの回転により上記直径方向給油孔の開口が間欠的に重合連通される軸方向給油溝とを備えたベーンポンプが知られている。(特許文献1)

20

このベーンポンプにおいては、上記気体通路は、上記ロータの軸部にその直径方向に設けられて上記給油通路に連通する直径方向気体孔と、上記ハウジングに設けられて外部空間に連通するとともに、ロータの回転により上記直径方向気体孔の開口が間欠的に重合連通される軸方向気体溝とを備え、上記直径方向気体孔は、直径方向給油孔が軸方向給油溝に連通された際に、軸方向気体溝に連通されるようになっている。

【0003】

上記ベーンポンプにおいては、給油通路の直径方向給油孔が軸方向給油溝に連通された状態でロータが停止した際には、ポンプ室内部の負圧により給油通路内部の潤滑油がポンプ室内に引き込まれるようになる。そして仮に、多量の潤滑油がポンプ室内に引き込まれると、次にベーンポンプを始動する際に、その潤滑油を排出するためにベーンに過大な荷重が加わり、ベーンが破損するおそれがある。

30

しかるに上記構成を有するベーンポンプにおいては、給油通路の直径方向給油孔が軸方向給油溝に連通された状態でロータが停止した際には、これと同時に気体通路の直径方向気体孔が軸方向気体溝に連通されるようになっているので、気体通路から外部空間の空気をポンプ室内に流入させることができる。したがって、それによってポンプ室内の負圧を解消することができるので、ポンプ室内に大量の潤滑油が入り込むのを防止することができる。

【先行技術文献】

【特許文献】

40

【0004】

【特許文献1】特開2006-226164号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

しかしながら上記ベーンポンプにおいては、エンジンのアイドル時のように油圧ポンプから給油通路に供給される潤滑油の油圧が低い時に、気体通路から外部空間の空気がポンプ室内に吸い込まれてしまい、エンジンの駆動トルクを増大させてしまうことが判明した。

ところで、上記気体通路を構成する直径方向気体孔の流路面積は、油圧ポンプから給油

50

通路に供給される潤滑油の油圧が高い時に、その潤滑油が気体通路を介して外部空間に、すなわちエンジンの内部空間に漏洩するのを低減するために、できるだけ小さな流路面積となるように設定されている。他方、該直径方向気体孔はロータの直径方向に穿設された孔であるので、その孔径をあまり小さくすると目詰まりが起りやすくなる。

したがって上記構成のペーンポンプにおいては、気体通路を構成する直径方向気体孔の流路面積を小さくすることには一定の限界があった。

【0006】

上述した直径方向気体孔に対して、軸方向気体溝は溝であるので、貫通孔よりも目詰まりが起りにくく、したがって直径方向気体孔に比較すればその流路面積を小さなものとする事ができる。しかしながら特許文献1の構成の場合、軸方向気体溝の幅は、軸方向給油溝の幅に一致させなければならず、その流路面積を小さくすることに、やはり一定の限界があった。

これをより詳細に説明すると、軸方向気体溝の幅は、上記直径方向給油孔が軸方向給油溝に連通された状態でロータが停止した際に、これと同時に直径方向気体孔が軸方向気体溝に連通されるようにしなければならないので、直径方向給油孔が軸方向給油溝に重合して連通している間は、必ず直径方向気体孔がこの軸方向気体溝に重合して連通した状態となる幅に設定しなければならない。つまり、軸方向気体溝の幅は、軸方向給油溝の幅に一致させなければならない。

しかるに、上記軸方向給油溝の幅は、これを横切る直径方向給油孔とのオーバーラップ時間を考慮して、ポンプ室に必要な量の潤滑油を供給できる幅に設定しなければならない。したがってこの軸方向給油溝の幅は、むやみに小さくすることができず、その結果、軸方向気体溝の幅も小さくすることができなかつた。

本発明はそのような事情に鑑み、上記気体通路の流路面積を従来に比較してより小さく設定することができるようにして、気体通路から空気がポンプ室内に吸い込まれることを可及的に防止し、それによってエンジンの駆動トルクが増大するのを防止できるようにしたペーンポンプを提供するものである。

【課題を解決するための手段】

【0007】

すなわち本発明は、略円形のポンプ室を備えたハウジングと、ポンプ室の中心に対して偏心した位置で回転するロータと、ロータによって回転し、ポンプ室を常に複数の空間に区画するペーンと、上記ロータの回転により間欠的にポンプ室と連通する給油通路と、上記ロータの回転により上記給油通路がポンプ室と連通したときに、該ポンプ室と外部空間とを連通させる気体通路とを備え、

さらに上記給油通路は、上記ロータの軸部にその直径方向に設けられた直径方向給油孔と、上記ハウジングに設けられて一端部がポンプ室に連通するとともに、ロータの回転により上記直径方向給油孔の開口が間欠的に重合連通される軸方向給油溝とを備えたペーンポンプにおいて、

上記気体通路を、上記ロータの外周面に形成されて一端部が外部空間に連通される気体溝から構成し、かつこの気体溝の他端部を、上記ロータの回転により上記軸方向給油溝の他端部に間欠的に重合連通させるようにし、

また上記気体溝の幅は、上記ロータの軸部の円周方向を基準として、上記直径方向給油孔の開口部の幅よりも大きく、かつ直径方向給油孔の開口部の両端縁を前後に越えた位置まで形成されていることを特徴とするものである。

【発明の効果】

【0008】

本発明においては、上記気体通路は、上記ロータの外周面に形成されて一端部が外部空間に連通される気体溝から構成されている。そしてこの気体溝の他端部を、上記ロータの回転により軸方向給油溝に間欠的に重合連通させるようにしてあるので、この気体溝の幅は、従来装置のように、軸方向給油溝の幅に一致させる必要はない。つまり、上記直径方

10

20

30

40

50

向給油孔が軸方向給油溝に連通された状態でロータが停止した際に、これと同時に気体溝が軸方向給油溝に連通していれば良いので、該気体溝の幅は、軸方向給油溝の幅に一致させる必要はない。

このとき、上記気体溝の幅は、ロータの軸部の円周方向を基準として、直径方向給油孔の開口部の幅よりも大きくし、かつ直径方向給油孔の開口部の両端縁を前後に越えた位置まで形成しているので、直径方向給油孔の開口部が軸方向給油溝と僅かに連通するような状態で回転が停止された場合であっても、気体溝を確実に軸方向給油溝と連通させることができる。

そして上述したように、溝は貫通孔よりも目詰まりが起りにくいので、従来の直径方向気体孔に比較してその流路面積を小さなものとすることができる。したがって、気体通路から空気がポンプ室内に吸い込まれることを可及的に防止することができるので、エンジンの駆動トルクが増大するのを防止することができる。

10

【図面の簡単な説明】

【0009】

【図1】本発明の実施例を示すベーンポンプの正面図。

【図2】図1におけるII-IIでの断面図。

【図3】図2におけるIII-IIIでの断面図。

【図4】本発明の第2実施例を示す図3と同様な部分での断面図。

【図5】本発明の第3実施例を示す図3と同様な部分での断面図。

20

【図6】回転数と駆動トルクとの関係を試験した試験結果図。

【発明を実施するための形態】

【0010】

以下図示実施例について本発明を説明すると、図1、図2は本発明にかかるベーンポンプ1を示し、このベーンポンプ1は図示しない自動車のエンジンの側面に固定され、図示しないブレーキ装置の倍力装置に負圧を発生させるようになっている。

このベーンポンプ1は略円形のポンプ室2Aの形成されたハウジング2と、ポンプ室2Aの中心に対して偏心した位置でエンジンの駆動力によって回転するロータ3と、上記ロータ3によって回転し、ポンプ室2Aを常に複数の空間に区画するベーン4と、上記ポンプ室2Aを閉鎖するカバー5とを備えている。

30

上記ハウジング2には、ポンプ室2Aの上方に上記ブレーキの倍力装置と連通して倍力装置からの気体を吸引するための吸気通路6と、ポンプ室2Aの下方に倍力装置から吸引された気体を排出するための排出通路7とがそれぞれ設けられている。そして、上記吸気通路6には特にエンジン停止の際、倍力装置の負圧を保持するために逆止弁8が設けられている。

【0011】

上記ロータ3はポンプ室2A内で回転する円筒状のロータ部3Aを備え、当該ロータ部3Aの外周はポンプ室2Aの内周面に接するように設けられ、当該ロータ部3Aの回転に対して上流側に上記吸気通路6が位置し、ロータ部3Aよりも下流側に排出通路7が形成されている。

40

またロータ部3Aには直径方向に溝9が形成されており、上記ベーン4を当該溝9内に沿ってロータ3の軸方向と直交する方向に摺動自在に移動させるようになっている。そしてロータ部3Aの中央に形成された中空部3aとベーン4との間には、後述する給油通路からの潤滑油が流入するようになっている。

さらに、上記ベーン4の両端にはキャップ4aが設けられており、このキャップ4aを常にポンプ室2Aの内周面に摺接させながら回転させることで、ポンプ室2Aを常時2または3つの空間に区画するようになっている。

具体的に言うと、図1の状態ではポンプ室2Aはベーン4によって図示左右方向に区画されており、さらに図示右方側の空間では、ポンプ室はロータ部3Aによって上下方向に区画され、合計で3つの空間に区画されている。

50

この図 1 の状態からロータ 3 の回転によってベーン 4 がポンプ室 2 A の中心とロータ 3 の回転中心とを結ぶ位置の近傍まで回転すると、ポンプ室 2 A は上記吸気通路 6 側の空間と、排出通路 7 側の空間との 2 つの空間に区画されることとなる。

【 0 0 1 2 】

図 2 は上記図 1 における I I - I I 部についての断面図を示しており、この図においてハウジング 2 におけるポンプ室 2 A の図示右方側には、上記ロータ 3 を構成する軸部 3 B を軸支するための軸受部 2 B が形成されており、上記軸部 3 B は上記ロータ部 3 A と一体に回転するようになっている。

そして上記ポンプ室 2 A の左端には上記カバー 5 が設けられており、上記ロータ部 3 A およびベーン 4 の図示左方側の端面はこのカバー 5 に摺接しながら回転するようになっており、また上記ベーン 4 の右方側の端面はポンプ室 2 A の軸受部 2 B 側の内面に摺接しながら回転するようになっている。

10

また上記ロータ 3 に形成された溝 9 の底面 9 a は、ポンプ室 2 A とベーン 4 の摺接する面よりも若干軸部 3 B 側に形成されており、ベーン 4 と当該底面 9 a との間に間隙が形成されている。

さらに、上記軸部 3 B はハウジング 2 の軸受部 2 B より図示右方側に突出しており、この突出した位置にはエンジンのカムシャフトによって回転するカップリング 1 0 が連結され、上記ロータ 3 は上記カムシャフトの回転によって回転するようになっている。

【 0 0 1 3 】

そして軸部 3 B にはその内部に潤滑油を流通させる給油通路 1 1 を形成してあり、この給油通路 1 1 は給油パイプ 1 2 を介して図示しないエンジンによって駆動される油圧ポンプに接続されている。

20

上記給油通路 1 1 は、軸部 3 B の軸方向に形成した軸方向給油孔 1 1 a と、この軸方向給油孔 1 1 a に連通して軸部 3 B の直径方向に穿設した直径方向給油孔 1 1 b とを備えている。

また上記ハウジング 2 の軸受部 2 B には、上記軸部 3 B との摺動部に上記ポンプ室 2 A と上記直径方向給油孔 1 1 b とを連通させるように形成された給油通路 1 1 を構成する軸方向給油溝 1 1 c が形成されている。本実施例では、当該軸方向給油溝 1 1 c は上記軸受部 2 B の図 2 で示す下方に 1 本だけ形成してあり、その左端部はポンプ室 2 A 内に連通し、右端部は上記直径方向給油孔 1 1 b の開口部を所要量だけ右方に越えた位置で閉止されている。

30

この構成により、図 2 に示すように直径方向給油孔 1 1 b の開口部が軸方向給油溝 1 1 c に重合して連通すると、軸方向給油孔 1 1 a からの潤滑油が直径方向給油孔 1 1 b および軸方向給油溝 1 1 c を介してポンプ室 2 A 内へと流入し、上記ベーン 4 と溝 9 の底面 9 a との間隙から、ロータ 3 の中空部 3 a 内に流入するようになる。

【 0 0 1 4 】

そして本実施例のベーンポンプ 1 は、ロータ 3 の回転により上記給油通路 1 1 がポンプ室 2 A と連通したときに、より具体的には直径方向給油孔 1 1 b の開口部が軸方向給油溝 1 1 c に重合した際に、上記ポンプ室 2 A を外部空間に連通させる気体通路 1 3 を備えている。

40

上記気体通路 1 3 は、上記ロータ 3 における軸部 3 B の外周面に形成した 2 本の気体溝 1 3 a、1 3 a を備えており、各気体溝 1 3 a、1 3 a は、直径方向給油孔 1 1 b の開口部に隣接した位置から軸部 3 B の軸方向に沿って図 2 の右方に伸びて、それぞれの右端部が外部空間に連通している。

他方、各気体溝 1 3 a、1 3 a の左端部は、直径方向給油孔 1 1 b の開口部に連通することなくその手前の隣接位置で閉止されているが、各気体溝 1 3 a、1 3 a の左端部は、上記直径方向給油孔 1 1 b の開口部を所要量だけ右方に越えた位置で閉止されている軸方向給油溝 1 1 c の右端部に間欠的に重合可能となっている。

すなわち上記気体溝 1 3 a の形成位置は、軸部 3 B の円周方向について、上記軸方向給油孔 1 1 b の開口部と同じ位置に設けてあり、このため上記給油通路 1 1 の直径方向給油

50

孔 1 1 b が軸方向給油溝 1 1 c と連通するのと同時に、気体溝 1 3 a も軸方向給油溝 1 1 c と連通している。

【 0 0 1 5 】

図 3 は、図 2 の I I I - I I I 部における断面図で、同図に示すように、本実施例では上記各気体溝 1 3 a は、軸部 3 B の外周面を平坦に削設して断面 D 字形の溝に形成してあるが、その幅は、上記軸方向給油溝 1 1 c の幅に影響されることなくそれよりも充分に小さく形成することにより、従来装置の直径方向気体孔に比較してその流路面積を小さく設定してある。

他方、上記軸部 3 B の円周方向を基準として、各気体溝 1 3 a の幅は、直径方向給油孔 1 1 b の開口部の幅（直径）よりも大きくし、かつ直径方向給油孔 1 1 b の開口部の両端縁を前後に越えた位置まで形成してある。このように各気体溝 1 3 a の幅を設定すれば、直径方向給油孔 1 1 b の開口部が軸方向給油溝 1 1 c と僅かに連通するような状態で回転が停止された場合であっても、気体溝 1 3 a を確実に軸方向給油溝 1 1 c と連通させることができる。

10

【 0 0 1 6 】

上記気体溝 1 3 a の断面形状は、上述した断面 D 字形に限定されるものではなく、図 4 に示す断面四角形状や、図 5 に示す断面三角形など、適宜の断面形状でよいが、いずれの場合であっても各気体溝 1 3 a の幅と直径方向給油孔 1 1 b の開口部との関係は、上述したように設定することが好ましい。

20

上記各形状の気体溝 1 3 a は、ロータ 3 の製造後に切削加工によってそれぞれ形成することができることは勿論であるが、ロータ 3 を鍛造や焼結によって製造する場合には、ロータ 3 の製造時に同時に気体溝 1 3 a を形成することが望ましく、それによって製造コストの低減を図ることができる。

【 0 0 1 7 】

以上の構成を有するベーンポンプ 1 について、以下にその動作を説明すると、従来のベーンポンプ 1 と同様、エンジンの作動によってロータ 3 が回転すると、それに伴ってロータ 3 の溝 9 内を往復動しながらベーン 4 も回転し、当該ベーン 4 によって区画されたポンプ室 2 A の空間はロータ 3 の回転に応じてその容積を変化させる。

その結果、上記吸気通路 6 側のベーン 4 によって区画された空間では、容積が増大してポンプ室 2 A 内に負圧が生じ、吸気通路 6 を介して倍力装置から気体が吸引されて倍力装置に負圧が生じる。そして吸引された気体はその後排出通路 7 側の空間の容積が減少することで圧縮され、排出通路 7 より排出されるようになっている。

30

一方、ベーンポンプ 1 の始動とともに潤滑油がエンジンによって駆動される油圧ポンプから給油パイプ 1 2 を介して給油通路 1 1 に供給されており、この潤滑油はロータ 3 の回転によって直径方向給油孔 1 1 b とハウジング 2 の軸方向給油溝 1 1 c とが連通したときに、ポンプ室 2 A 内に流入するようになっている。

ポンプ室 2 A に流入した潤滑油は、上記ロータ部 3 A に形成された溝 9 部の底面 9 a とベーン 4 との間隙からロータ部 3 A の中空部 3 a へと流入し、この潤滑油はロータ部 3 A と溝 9 との間隙や、ベーン 4 とカバー 5 との間隙からポンプ室 2 A 内に噴出してこれらの潤滑とポンプ室 2 A のシールを行っており、その後潤滑油は上記気体とともに排出通路 7 から排出されるようになっている。

40

【 0 0 1 8 】

上記運転状態からエンジンを停止させると、それに伴ってロータ 3 が停止し、倍力装置からの吸気が終了する。

ここで、ロータ 3 の停止によってベーン 4 によって区画された上記吸気通路 6 側の空間は負圧状態のまま停止することとなるが、このとき上記直径方向給油孔 1 1 b の開口部と軸方向給油溝 1 1 c とが一致していなければ、軸方向給油孔 1 1 a 内の潤滑油がポンプ室 2 A 内に流入してしまうことはない。

これに対し、直径方向給油孔 1 1 b の開口部と軸方向給油溝 1 1 c とが一致した状態で

50

ロータ 3 が停止すると、ポンプ室 2 A は負圧となっているため、給油通路 1 1 内の潤滑油がポンプ室 2 A 内に大量に流入しようとする。

しかしながら、上記直径方向給油孔 1 1 b の開口部と軸方向給油溝 1 1 c とが一致した際には、これと同時に上記気体溝 1 3 a が軸方向給油溝 1 1 c に一致するようになっているので、この気体孔 1 3 a から大気が流入されてポンプ室 2 A 内の負圧を解消するようになり、それによって大量の潤滑油がポンプ室 2 A 内に流入するのを防止することができる。

【 0 0 1 9 】

図 6 は回転数と駆動トルクとの関係を試験した試験結果図で、印は従来装置を、印は本発明装置を示している。同図において、従来装置の気体通路は直径方向気体孔を備えており、その気体孔の直径は、目詰まりを防止することを考慮して最小の 1 . 5 mm としてあり、したがって従来装置の気体通路の流路面積は 1 . 7 7 mm² となる。

これに対して、本発明の気体通路 1 3 は、図 3 ないし図 5 で示した断面形状を有する溝状の気体溝 1 3 a であるので、従来装置の孔形状に比較して目詰まりが起こりにくく、したがってその流路面積を従来装置の気体通路の流路面積よりも小さい 0 . 9 1 mm² に設定した。なお、試験に用いた断面形状は、図 3 の断面 D 字形の気体溝 1 3 a を用いたが、その他の断面形状でも同等の試験結果が得られている。

【 0 0 2 0 】

上記試験結果から理解されるように、従来装置 () では、エンジン回転数が 1 0 0 0 回転以下となるに従って駆動トルクが大きくなっている。これは、エンジン回転数が 1 0 0 0 回転以下となるに従ってポンプ室 2 A に吸い込まれる空気量が増大し、ベーン 4 の回転に伴って吸い込んだ空気を再びポンプ室 2 A の外部に排出するために、ポンプ室 2 A に吸い込まれる空気量の増大に伴って駆動トルクが大きくなるからである。

上記従来装置に対し、本発明例 () のように、気体孔 1 3 a の流路面積を小さくすると、エンジン回転数が低下しても駆動トルクの増大を抑制することができる。これは、ポンプ室 2 A に吸い込まれる空気量を低減できることを示している。

【 0 0 2 1 】

なお、上記各実施例では 1 枚のベーン 4 を備えたベーンポンプ 1 を用いて説明を行っていたが、従来知られるような複数枚のベーン 4 を備えたベーンポンプ 1 であっても適用可能であり、またその用途も倍力装置に負圧を発生させるためだけに限られないのは言うまでもない。

【 符号の説明 】

【 0 0 2 2 】

- | | | | |
|-------|---------|-------|--------|
| 1 | ベーンポンプ | 2 | ハウジング |
| 2 A | ポンプ室 | 2 B | 軸受部 |
| 3 | ロータ | 3 A | ロータ部 |
| 3 B | 軸部 | 4 | ベーン |
| 1 1 | 給油通路 | 1 1 a | 軸方向給油孔 |
| 1 1 b | 直径方向給油孔 | 1 1 c | 軸方向給油溝 |
| 1 3 | 気体通路 | 1 3 a | 気体溝 |

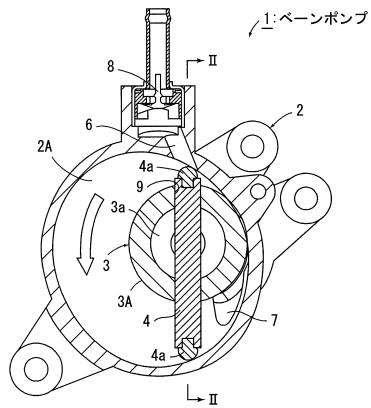
10

20

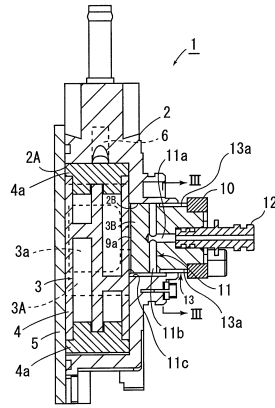
30

40

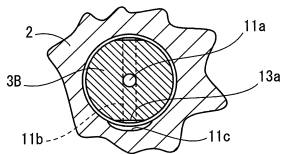
【図1】



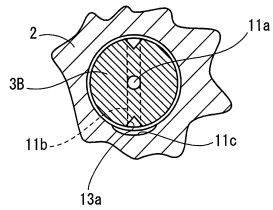
【図2】



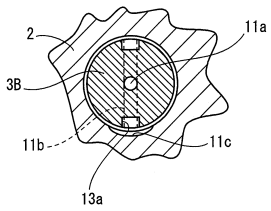
【図3】



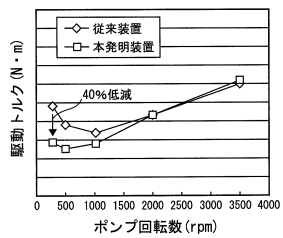
【図5】



【図4】



【図6】



フロントページの続き

- (72)発明者 林田 喜久治
愛知県豊田市緑ヶ丘3丁目65番地 大豊工業株式会社内
- (72)発明者 久野 祥正
愛知県豊田市緑ヶ丘3丁目65番地 大豊工業株式会社内

審査官 笹木 俊男

- (56)参考文献 特開2006-118424(JP,A)
特開2006-226164(JP,A)
特開2005-256684(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
- | | |
|------|--------|
| F04C | 18/344 |
| F04C | 25/02 |
| F04C | 29/02 |