

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6006047号  
(P6006047)

(45) 発行日 平成28年10月12日(2016.10.12)

(24) 登録日 平成28年9月16日(2016.9.16)

(51) Int.Cl.

F I

FO1M 1/16 (2006.01)

FO1M 1/16

C

FO1M 1/16

E

請求項の数 4 (全 15 頁)

(21) 出願番号 特願2012-191073 (P2012-191073)  
 (22) 出願日 平成24年8月31日(2012.8.31)  
 (65) 公開番号 特開2014-47704 (P2014-47704A)  
 (43) 公開日 平成26年3月17日(2014.3.17)  
 審査請求日 平成27年7月16日(2015.7.16)

(73) 特許権者 000144810  
 株式会社山田製作所  
 群馬県桐生市広沢町1丁目2757番地  
 (74) 代理人 100080090  
 弁理士 岩堀 邦男  
 (72) 発明者 渡邊 貴俊  
 群馬県伊勢崎市香林町2丁目1296 株  
 式会社山田製作所開発本部内  
 (72) 発明者 小屋敷 秀彦  
 群馬県伊勢崎市香林町2丁目1296 株  
 式会社山田製作所開発本部内  
 (72) 発明者 宮島 淳一  
 群馬県伊勢崎市香林町2丁目1296 株  
 式会社山田製作所開発本部内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 エンジン潤滑制御システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

エンジンと、該エンジンによって駆動されるオイルポンプと、該オイルポンプから下流に連なるオイル回路と、該オイル回路から分岐して前記エンジン各部へオイルを供給する複数のオイル分岐供給経路とを有し、前記オイルポンプの吐出圧を前記エンジンの回転数に対して階段状に制御する油圧駆動式の第1油圧制御バルブを前記オイル回路に配置し、複数の前記オイル分岐供給経路の少なくとも1つの前記オイル分岐供給経路に油圧駆動式の第2油圧制御バルブを配置し、少なくとも所定のエンジン回転数の範囲に亘って前記第2油圧制御バルブの下流側の油圧を、前記オイル回路の前記第1油圧制御バルブの下流側の油圧よりも低くなるように制御し、前記第2油圧制御バルブは、流路断面積を変化させる流路断面積調整スプールを有し、該流路断面積調整スプールは、該流路断面積調整スプールの下流側の油圧が所定油圧値1よりも大きい場合は流路断面積を減少させ、前記流路断面積調整スプールよりも上流側の油圧が所定油圧値1よりも大きい所定油圧値2の場合は前記流路断面積調整スプールを復帰させて流路断面積を最大側となるように制御してなることを特徴とするエンジン潤滑制御システム。

【請求項2】

請求項1において、前記第2油圧制御バルブは、複数の前記オイル分岐供給経路の中のクランク軸系供給経路またはカム軸系供給経路に配置することを特徴とするエンジン潤滑制御システム。

【請求項3】

10

20

請求項 1 又は 2 において、前記所定のエンジン回転数の範囲よりも高いエンジン回転数では、前記オイル回路の前記第 1 油圧制御バルブの下流側の油圧と、前記第 2 油圧制御バルブの下流側の油圧とを、略同じとなるように制御してなることを特徴とするエンジン潤滑制御システム。

【請求項 4】

請求項 1, 2 又は 3 のいずれか 1 項の記載において、前記第 1 油圧制御バルブが作動開始するエンジン回転数よりも、前記第 2 油圧制御バルブが作動開始するエンジン回転数の方が低いことを特徴とするエンジン潤滑制御システム。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

10

【0001】

本発明は、エンジンの潤滑油供給装置、特に、シリンダヘッドのカムジャーナルなどへ潤滑油を送るカム軸系供給流路と、シリンダブロックのクランクシャフト、コンロッドなどへ潤滑油を送るクランク軸系供給流路とを備えた潤滑油供給装置において、各流路への供給油圧を調整するためのエンジン潤滑制御システムに関する。

【背景技術】

【0002】

従来、エンジンのクランク軸、カム軸などの摺動部やカム軸系の機構部が必要とするオイルは、エンジンによって駆動されるオイルポンプによって供給されるため、オイルポンプからエンジン各部に供給されるオイルの圧力は、エンジンの回転数に追従して略比例するように変化する。そのため、エンジン回転数によっては、必要以上に吐出圧力が高くなっている場合があり、オイルポンプのフリクションが必要以上に大きくなることで無駄仕事が増加するといった課題があり、エンジン回転数に応じて適切な吐出圧力とすることを狙った試みが行なわれている。

20

【0003】

上記目的を達成するための潤滑制御システムとしては、例えば、特許文献 1 に開示されたものがある。以下、特許文献 1 を概説する。なお、説明における符号は、特許文献 1 に記載されたいたものをそのまま使用する。まず、オイルが、オイルパン 10 からオイルポンプ 12 により汲み上げられ、第 1 給油経路 16a (下廻り) と、第 2 給油経路 16b (上廻り) とに送られる。

30

【0004】

第 1 給油経路 16a は、主にクランク軸の軸受部 18 にオイルを供給する経路であり、第 2 給油経路 16b は、例えば動弁機構 20 などにオイルを供給する経路である。第 1 給油経路 16a 上には、クランク軸の軸受部 18 に供給するオイル量を制御するための油圧制御弁 22 が配置されている。油圧制御弁 22 は、その出力油圧をコントロールユニット 24 によって制御されるように構成されている。

【0005】

コントロールユニット 24 は、エンジン回転数センサ 26、エンジン負荷センサ 28、油温センサ 30、油圧センサ 32 によって制御される。油圧が所定値を超えるとオイルポンプ 12 とフィルタ 14 との間のオイル経路部分からオイルパン 10 に過剰な油圧を逃がすリリーフバルブ 34 が設けられている。以上の構成において、油圧制御弁 22 の制御はコントロールユニット 24 によって電子制御されるものである。

40

【先行技術文献】

【特許文献】

【0006】

【特許文献 1】特開 2009—264241 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

特許文献 1 及び同種の構成を備えた従来技術においては、カム軸系に供給される油圧は

50

リリーフバルブによって所定のエンジン回転数以上でほぼ一定油圧になるように制御されている。ところがこのような構成の場合、リリーフバルブによる制御油圧は、エンジンが高回転且つ高負荷時にカム軸系が潤滑不足にならないよう高圧にする必要がある。

【 0 0 0 8 】

そのため、エンジンの中回転域におけるカム軸系への供給油圧は、エンジン回転数に対応する油圧となる。しかし、エンジンの中回転域のカム軸系の必要油圧は一般的にはエンジン回転数に対応する油圧よりも低いため、オイルポンプは必要以上の油圧を供給することになり、オイルポンプのフリクションの低減ができないという課題があった。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 0 9 】

そこで、発明者は、上記課題を解決すべく、鋭意、研究を重ねた結果、請求項1の発明を、エンジンと、該エンジンによって駆動されるオイルポンプと、該オイルポンプから下流に連なるオイル回路と、該オイル回路から分岐して前記エンジン各部へオイルを供給する複数のオイル分岐供給経路とを有し、前記オイルポンプの吐出圧を前記エンジンの回転数に対して階段状に制御する油圧駆動式の第1油圧制御バルブを前記オイル回路に配置し、複数の前記オイル分岐供給経路の少なくとも1つの前記オイル分岐供給経路に油圧駆動式の第2油圧制御バルブを配置し、少なくとも所定のエンジン回転数の範囲に亘って前記第2油圧制御バルブの下流側の油圧を、前記オイル回路の前記第1油圧制御バルブの下流側の油圧よりも低くなるように制御し、前記第2油圧制御バルブは、流路断面積を変化させる流路断面積調整スプールを有し、該流路断面積調整スプールは、該流路断面積調整スプールの下流側の油圧が所定油圧値1よりも大きい場合は流路断面積を減少させ、前記流路断面積調整スプールよりも上流側の油圧が所定油圧値1よりも大きい所定油圧値2の場合は前記流路断面積調整スプールを復帰させて流路断面積を最大側となるように制御してなるエンジン潤滑制御システムとしたことにより、上記課題を解決した。

【 0 0 1 0 】

請求項2の発明を、請求項1において、前記第2油圧制御バルブは、複数の前記オイル分岐供給経路の中のクランク軸系供給経路またはカム軸系供給経路に配置してなるエンジン潤滑制御システムとしたことにより、上記課題を解決した。請求項3の発明を、請求項1又は2において、前記所定のエンジン回転数の範囲よりも高いエンジン回転数では、前記オイル回路の前記第1油圧制御バルブの下流側の油圧と、前記第2油圧制御バルブの下流側の油圧とを、略同じとなるように制御してなるエンジン潤滑制御システムとしたことにより、上記課題を解決した。

【 0 0 1 1 】

請求項4の発明を、請求項1、2又は3のいずれか1項の記載において、前記第1油圧制御バルブが作動開始するエンジン回転数よりも、前記第2油圧制御バルブが作動開始するエンジン回転数の方が低いことを特徴とするエンジン潤滑制御システムとしたことにより、上記課題を解決した。

【発明の効果】

【 0 0 1 3 】

請求項1の発明によれば、所定のエンジン回転数の範囲、例えば中回転域の場合には、エンジン各部に供給される油圧は、第1油圧制御バルブにより、エンジン回転数に略比例するオイルポンプの吐出圧よりも低くなるように制御される。またエンジン各部が必要とする油圧は部位ごとに異なるが、オイル分岐供給経路に配置される第2油圧制御バルブにより、低い油圧でも機能を満足する部位の油圧をより一層低減することが出来る。

【 0 0 1 4 】

これにより、所定のエンジン回転数の範囲では、やや高めの油圧を必要とする部位には第2油圧制御バルブを配置せず、低い油圧でも機能を満足する部位には第2油圧制御バルブを配置して低油圧化することで、エンジン各部において最適な油圧配分とすることが出来る。

【 0 0 1 5 】

また、エンジン各部に必要最低限の油圧を供給することが出来るので、オイルポンプ仕事は最小となるため、効率向上にも寄与することとなる。更に、第1油圧制御バルブおよび第2油圧制御バルブは共に油圧によって駆動する機構であり、これらを使用することで複雑な電子制御等は不要にできる。つまり、本発明を用いることによって、電子制御を廃止できる。従って、電気系統が原因となる故障が発生することなく、安価且つ信頼性の高いエンジン潤滑制御システムとすることができる。また、第2油圧制御バルブは、流路断面積調整スプールの上流側および下流側の油圧を直接利用して流路断面積の縮小、復帰(拡大)を行うため、流路断面積調整スプールの動作が正確、且つ高応答でクランク軸系の潤滑に支障を与えることなく、オイルポンプのフリクション低減が可能である。

【0016】

10

請求項2の発明によれば、請求項1と略同等の効果を奏する。また、クランク軸やカム軸等の軸受け部は、第2油圧制御バルブの作動による油圧低減により摺動抵抗の低減が顕著であるため、燃費の向上が図れる。

【0017】

請求項3の発明によれば、低油圧化していた第2油圧制御バルブの下流側の油圧を、第1油圧制御バルブの下流側の油圧と略同じとなるように引き上げることで、エンジンが高回転・高負荷であったとしても、しっかりと潤滑、冷却を行うことができる。

【0018】

請求項4の発明によれば、第2油圧制御バルブをより低いエンジン回転数で作動開始させることで第2油圧制御バルブが配置されるオイル分岐供給経路の油路が絞られる。その影響で、より多くのオイルがその他のオイル分岐供給経路を流れるようになるため、その他のオイル分岐供給経路を流れるオイルの油圧は高くなる。

20

【0019】

その他のオイル分岐供給経路に可変バルブタイミング機構やオイルジェット等の所定の油圧で作動する装置を配置すれば、装置に必要な油圧を、より低回転側から確保できるようになり、装置が作動できるエンジン回転数の範囲を拡大することができる。

【図面の簡単な説明】

【0021】

【図1】(A)は本発明のエンジン潤滑制御システムの構成図、(B)は(A)の第2油圧制御バルブの構成の略示図、(C)は(A)の第1油圧制御バルブ(2段リリーフバルブ)の構成の略示図である。

30

【図2】本発明におけるエンジン潤滑制御システムの低回転域のオイルの状態を示す略示図である。

【図3】本発明におけるエンジン潤滑制御システムの中回転域のオイルの状態を示す略示図である。

【図4】本発明におけるエンジン潤滑制御システムの高回転域のオイルの状態を示す略示図である。

【図5】本発明におけるエンジン潤滑制御システムの特性を示すグラフである。

【図6】(A)は低回転域における第1油圧制御バルブ(2段リリーフバルブ)の作動状態を示す略示図、(B)は低回転域における第2油圧制御バルブの作動状態図である。

40

【図7】(A)は中回転域における第1油圧制御バルブ(2段リリーフバルブ)の作動状態を示す略示図、(B)は中回転域における第2油圧制御バルブの作動状態図、(C)は中回転域から高回転域における遷移領域の第1油圧制御バルブ(2段リリーフバルブ)の作動状態を示す略示図である。

【図8】(A)は高回転域における第1油圧制御バルブ(2段リリーフバルブ)の作動状態を示す略示図、(B)は高回転域における第2油圧制御バルブの作動状態図である。

【発明を実施するための形態】

【0022】

以下、本発明の実施形態を図面に基づいて説明する。本発明の制御システムにおいて、オイルが流れる回路としては、一つのオイル回路Sと、複数のオイル分岐供給経路S<sub>k</sub>と

50

から構成される〔図 1 (A) , 図 2 乃至図 4 参照〕。オイル回路 S は上流側に位置し、オイル分岐供給経路 S k は下流側に位置する。オイル回路 S から分岐してエンジン各部へオイルを供給する複数のオイル分岐供給経路 S k とを有している。

【 0 0 2 3 】

そして、複数のオイル分岐供給経路 S k は、具体的には、オイルポンプ 9 の下流側でオイルを供給するカム軸系供給経路 S k 1 とクランク軸系供給経路 S k 2 とを有するものであり、その他として可変バルブタイミング機構供給経路 S k 3 や、エンジンのピストン下面等にオイルを吹き付けるオイルジェット供給経路 S k 4 等が設けられることもある。

【 0 0 2 4 】

オイル分岐供給経路 S k において、クランク軸系供給経路 S k 2 は、主にエンジンの下廻りの領域におけるクランク軸の軸受部等にオイルを送るものであり、カム軸系供給経路 S k 1 は、エンジンの動弁機構等にオイルを供給する経路である。

【 0 0 2 5 】

オイル回路 S には、第 1 油圧制御バルブ B が設けられる。また、複数のオイル分岐供給経路 S k の少なくとも 1 つには第 2 油圧制御バルブ A が設けられている。つまり複数のオイル分岐供給経路 S k の複数又は全てに第 2 油圧制御バルブ A が設けられることもある。

【 0 0 2 6 】

前記第 2 油圧制御バルブ A は、所定のエンジン回転数の範囲に亘って前記オイル分岐供給経路 S k の油圧を前記第 1 油圧制御バルブ B の制御油圧よりも低い油圧になるように制御する。以下、オイル分岐供給経路 S k のカム軸系供給経路 S k 1 とクランク軸系供給経路 S k 2 にのみ前記第 2 油圧制御バルブ A が設けられている構成として説明する。

【 0 0 2 7 】

本発明において、オイルポンプ 9 は、機械駆動式のオイルポンプ 9 である。なお、エンジンの図示は省略する。第 2 油圧制御バルブ A は、具体例として、前記オイル分岐供給経路 S k において前記クランク軸系供給経路 S 2 に設けられ、第 1 油圧制御バルブ ( 2 段リリーフバルブ ) B は、前記カム軸系供給経路 S 1 に設けられる。そして、第 2 油圧制御バルブ A は、オイルポンプ 9 の位置を基準として第 2 油圧制御バルブ A ( 2 段リリーフバルブ ) よりも下流側に配置される。

【 0 0 2 8 】

第 2 油圧制御バルブ A は、図示しないハウジングと、流路断面積調整スプール 4 1 , 流路開閉バルブ 4 2 , 流路開閉スプール 4 3 及びこれらのバルブを弾性的に付勢する弾性部材 4 5 , 4 6 , 4 7 等とから構成される。ハウジングには、主流路 1 1 が形成されている。該主流路 1 1 は、前記オイル分岐供給経路 S k の一部を構成する。

【 0 0 2 9 】

ハウジングには、流路断面積調整スプール室 2 1 , 流路開閉バルブ室 2 2 及び流路開閉スプール室 2 3 が形成される。流路断面積調整スプール室 2 1 は、主流路 1 1 の略中間箇所に形成され、さらに具体的には、前記主流路 1 1 の中間箇所に直交状態で交差するように形成された部屋であり、主流路 1 1 によって、2 つの部屋に分離されている。流路断面積調整スプール室 2 1 には、後述する流路断面積調整スプール 4 1 が装着される。

【 0 0 3 0 】

また、前記主流路 1 1 における流路断面積調整スプール室 2 1 の位置よりも下流側に位置する箇所には下流側分岐流路 1 2 が形成され、前記流路断面積調整スプール室 2 1 よりも上流側には上流側分岐流路 1 3 が形成される。

【 0 0 3 1 】

前記流路開閉バルブ室 2 2 は、下流側分岐流路 1 2 を介して主流路 1 1 の下流側と連通している。また流路開閉スプール室 2 3 は、上流側分岐流路 1 3 を介して主流路 1 1 の上流側と連通している。具体的には、下流側分岐流路 1 2 は、流路開閉バルブ室 2 2 の軸方向の頂部開口 2 2 a と連通し、上流側分岐流路 1 3 は、流路開閉スプール室 2 3 の軸方向の頂部に形成された頂部開口 2 3 a と連通している。

【 0 0 3 2 】

流路開閉バルブ室 2 2 と流路断面積調整スプール室 2 1 との間には連通流路 3 が形成され、該連通流路 3 によって連通されている。流路開閉スプール室 2 3 は、前記連通流路 3 の中間箇所配置されている。つまり、該連通流路 3 は、流路開閉スプール室 2 3 によって 2 つに分離される構成となっている。

【 0 0 3 3 】

そして、連通流路 3 は、前記流路開閉バルブ室 2 2 と前記流路開閉スプール室 2 3 との間を第 1 連通流路 3 1 とし、前記流路開閉スプール室 2 3 と前記流路断面積調整スプール室 2 1 との間を第 2 連通流路 3 2 と称する。第 1 連通流路 3 1 の一方側端部は、流路開閉バルブ室 2 2 の軸方向に直交する側面部に形成された側部流出口 2 2 b と連通している。

【 0 0 3 4 】

また、第 1 連通流路 3 1 の他方側端部は、流路開閉スプール室 2 3 の軸方向に直交する側面部に形成された側部流入口 2 3 b と連通している。次に、第 2 連通流路 3 2 の一方側端部は、流路開閉スプール室 2 3 の軸方向に直交する側面部に形成された側部流出口 2 3 c と連通している。また、第 2 連通流路 3 2 の他方側端部は、流路断面積調整スプール室 2 1 の軸方向に頂部の頂部流入口 2 1 a に連通している。

【 0 0 3 5 】

さらに、流路開閉スプール室 2 3 と流路断面積調整スプール室 2 1 との間には、前記第 2 連通流路 3 2 とは軸方向に沿って異なる位置にドレン流路 3 3 が連通するように形成されている。具体的には、流路断面積調整スプール室 2 1 の頂部で前記頂部流入口 2 1 a とは異なる位置に頂部流出口 2 1 b が形成され、前記流路開閉スプール室 2 3 の軸方向に直交する側面部で前記側部流出口 2 3 c よりも軸方向下方位置にドレン流入口 2 3 d が形成され、前記頂部流出口 2 1 b と前記ドレン流入口 2 3 d との間に前記ドレン流路 3 3 が形成される。

【 0 0 3 6 】

また、前記流路開閉スプール室 2 3 には、ドレン流入口 2 3 d と軸方向において同一で且つ周方向にて異なる適宜の位置にドレン排出口 2 3 e が形成され、該ドレン排出口 2 3 e から、ハウジングの外部に連通する排出流路 3 4 が形成されている。

【 0 0 3 7 】

流路断面積調整スプール 4 1 は、前記流路断面積調整スプール室 2 1 に軸方向に摺動自在で、且つ前記主流路 1 1 を略直交状態で横切るように装着される。そして、流路断面積調整スプール 4 1 は、軸方向に摺動して、前記主流路 1 1 の流路断面積の絞りを行うことにより、主流路 1 1 を流れるオイルの流量及び圧力を制御する役目をなす。

【 0 0 3 8 】

流路断面積調整スプール 4 1 は、前記主室部 2 1 1 に挿入される第 1 摺動部 4 1 1 と、前記副室部 2 1 2 に挿入される第 2 摺動部 4 1 2 と、前記第 1 摺動部 4 1 1 と前記第 2 摺動部 4 1 2 を連結する括れ部 4 1 b 及び大径顎状部 4 1 d とから構成される。前記第 1 摺動部 4 1 1 と前記第 2 摺動部 4 1 2 の外径は、前記主流路 1 1 の内径と略等しく又は極僅かに小さく形成されている。

【 0 0 3 9 】

前記括れ部 4 1 b は、第 1 摺動部 4 1 1 と第 2 摺動部 4 1 2 の外径よりも小さく形成されている。また、大径顎状部 4 1 d は、第 1 摺動部 4 1 1 の端部に形成され且つ該第 1 摺動部 4 1 1 の外径よりも大きく形成されている。前記括れ部 4 1 b の周囲は空隙部 4 1 c となる。

【 0 0 4 0 】

流路断面積調整スプール 4 1 は、弾性部材 4 5 によって、常時は主流路 1 1 内を括れ部 4 1 b が横切り、主流路 1 1 の流路断面積が最大となる全開状態となるように弾性付勢力がかけられている。前記弾性部材 4 5 の実施形態としては、主にコイルスプリングが使用される。また、主流路 1 1 の全開状態とは、主流路 1 1 内を流路断面積調整スプール 4 1 の括れ部 4 1 b のみが横切る状態で、且つオイルは前記空隙部 4 1 c を流れる状態のことである。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 4 1 】

そして、流路断面積調整スプール室 2 1 の頂部流入口 2 1 a からオイルが流入することによって、流路断面積調整スプール 4 1 の大径鏝状部 4 1 d が前記連通流路 3 を流れるオイルから圧力を受けて押圧され、前記弾性部材 4 5 の弾性付勢力に抗して、流路断面積調整スプール 4 1 が軸方向に摺動する。

## 【 0 0 4 2 】

これによって、主流路 1 1 内には括れ部 4 1 b の突出量が減少しつつ、第 1 摺動部 4 1 1 の突出量が増加し、主流路 1 1 の流路断面積は全開状態から収縮され、主流路 1 1 の断面積が絞られてオイルの流量及び圧力が減少する〔図 7 ( B ) 参照〕。また、第 1 摺動部 4 1 1 は、主流路 1 1 の流路断面積を収縮させるものであり、オイルの流れを完全に遮断するものではなく、オイルの流量及び圧力を減少させるものである。

10

## 【 0 0 4 3 】

次に、前記流路開閉バルブ室 2 2 には、流路開閉バルブ 4 2 が装着されている。該流路開閉バルブ 4 2 は、下流側分岐流路 1 2 と連通流路 3 を構成する第 1 連通流路 3 1 とを遮断及び連通させる開閉弁としての役目をなす。そして、流路開閉バルブ 4 2 は、弾性部材 4 6 の弾性付勢力によって、常時、流路開閉バルブ室 2 2 の軸方向における頂部箇所に向かって押圧され、該流路開閉バルブ室 2 2 の頂部箇所に位置している。

## 【 0 0 4 4 】

この状態を流路開閉バルブ 4 2 の初期状態とする。流路開閉バルブ 4 2 は、流路開閉バルブ室 2 2 の頂部箇所に位置している状態、すなわち、初期状態では、前記下流側分岐流路 1 2 と第 1 連通流路 3 1 とを遮断している。

20

## 【 0 0 4 5 】

次に、前記流路開閉スプール室 2 3 には、流路開閉スプール 4 3 が配置されている。該流路開閉スプール 4 3 は、連通流路 3 を構成する第 1 連通流路 3 1 と第 2 連通流路 3 2 を連通及び遮断させる役目をなす。流路開閉スプール 4 3 は、第 1 摺動部 4 3 1 と、第 2 摺動部 4 3 2 と、前記第 1 摺動部 4 3 1 と第 2 摺動部 4 3 2 とを連結し、第 1 摺動部 4 3 1、第 2 摺動部 4 3 2 の外径よりも径が小さい括れ部 4 3 b から構成されている。該括れ部 4 3 b と流路開閉スプール室 2 3 の内壁とで空隙部 4 3 c を形成する。

## 【 0 0 4 6 】

流路開閉スプール 4 3 は、弾性部材 4 7 の弾性付勢力によって、常時、流路開閉スプール室 2 3 の頂部箇所に向かって押圧され、該流路開閉スプール室 2 3 の頂部箇所に位置している。この状態を流路開閉スプール 4 3 の初期状態とする。前記弾性部材 4 6 及び弾性部材 4 7 は、主にコイルスプリングが使用される。

30

## 【 0 0 4 7 】

流路開閉スプール 4 3 は、流路開閉スプール室 2 3 の頂部箇所に位置している状態、すなわち、初期状態では、前記括れ部 4 3 b が側部流入口 2 3 b と側部流出口 2 3 c の位置にあり、側部流入口 2 3 b と側部流出口 2 3 c とは空隙部 4 3 c を介して開放され、第 1 連通流路 3 1 と第 2 連通流路 3 2 とが連通する。

## 【 0 0 4 8 】

そして、流路開閉スプール室 2 3 と頂部で連通する上流側分岐流路 1 3 にオイルが流れてオイル圧力が増加することによって、流路開閉スプール 4 3 は、弾性部材 4 7 の弾性付勢力に抗して摺動し、第 1 摺動部 4 3 1 が側部流入口 2 3 b と側部流出口 2 3 c との位置に到達して閉鎖し、第 1 連通流路 3 1 と第 2 連通流路 3 2 とを遮断させる。

40

## 【 0 0 4 9 】

流路開閉スプール 4 3 が上流側分岐流路 1 3 を流れるオイルの圧力によって摺動すると、流路開閉スプール 4 3 の第 1 及び第 2 摺動部 4 3 1、4 3 2 が流路開閉スプール室 2 3 の側部流入口 2 3 b と側部流出口 2 3 c とを塞ぎ、第 1 連通流路 3 1 と第 2 連通流路 3 2 との連通状態を遮断する。そして、連通流路 3 から流路断面積調整スプール室 2 1 へのオイルの流れを停止させる。

## 【 0 0 5 0 】

50

流路断面積調整スプール４１は、前記流路断面積調整スプール室２１に軸方向に摺動自在で、且つ前記主流路１１を略直交状態で横切るように装着される。流路断面積調整スプール４１の第１摺動部４１１（及び第２摺動部４１２）の直径は、主流路１１の内径と略等しく形成されている。そして、流路断面積調整スプール４１が軸方向に摺動することにより、主流路１１内には括れ部４１ｂの突出量と第１摺動部４１１が突出量とが増減し、これによって主流路１１の流路断面積は全開状態から収縮する。

【００５１】

流路断面積調整スプール４１は、弾性部材４５によって常時、主流路１１内を括れ部４１ｂが横切る全開状態となるように弾性付勢力がかけられている。そして、流路断面積調整スプール室２１にオイルが流入することによって、流路断面積調整スプール４１の大径鏝状部４１ｄが押圧され、前記弾性部材４５の弾性付勢力に抗して摺動する。

10

【００５２】

第２油圧制御バルブＡは、エンジンの低回転域においては、流路断面積調整スプール４１は、弾性部材４５によって、初期状態にあり、主流路１１に対して括れ部４１ｂが横切った状態で全開状態にあり、流路断面積調整スプール４１の括れ部４１ｂの周囲の空隙部４１ｃを通過して、オイルは全量が上流側から下流側に流れていく〔図６（Ｂ）参照〕。

【００５３】

エンジンの低回転域においては、主流路１１を流れるオイルは、下流側分岐流路１２及び上流側分岐流路１３に流れ込むことはあるが、流路開閉バルブ４２及び流路開閉スプール４３は開閉動作することはない。したがって、油圧は、特に変化せず、上廻りの油圧と下廻りの油圧は略等しい。

20

【００５４】

次に、エンジンの中回転域では、主流路１１から下流側分岐流路１２に流れるオイルの圧力が増加する〔図７（Ｂ）参照〕。そして、その圧力増加に伴って、流路開閉バルブ４２は弾性付勢する弾性部材４６の弾性付勢力に抗して押圧され、流路開閉バルブ室２２を摺動する。これによって該流路開閉バルブ室２２の頂部開口２２ａと側部流出口２２ｂとが開放され、前記下流側分岐流路１２と、連通流路３の第１連通流路３１とが連通する。

【００５５】

また、主流路１１を流れるオイルは上流側分岐流路１３にも流れるが、中回転域における上流側の油圧による力は、流路開閉スプール４３を弾性付勢する弾性部材４７の弾性付勢力よりも小さく、略不動に維持される。この状態では、流路開閉スプール室２３は、略初期状態が維持され、流路開閉スプール室２３の側部流入口２３ｂと側部流出口２３ｃの位置には流路開閉スプール４３の括れ部４３ｂが位置し、側部流入口２３ｂと、側部流出口２３ｃとは開放状態となる。

30

【００５６】

これによって、前記下流側分岐流路１２，第１連通流路３１，第２連通流路３２が連通し、下流側分岐流路１２及び連通流路３（第１連通流路３１，第２連通流路３２）によって、流路断面積調整スプール室２１の頂部流入口２１ａからオイルが流入する〔図７（Ｂ）参照〕。また、このとき、流路開閉スプール室２３のドレン流入口２３ｄとドレン排出口２３ｅとは流路開閉スプール４３の第２摺動部４３２によって閉鎖されている〔図７（Ｂ）参照〕。

40

【００５７】

したがって、流路断面積調整スプール室２１では、頂部流出口２１ｂからのオイルは流出することができない。これによって、流路断面積調整スプール４１は弾性部材４５の弾性付勢力に抗して摺動する。そして、流路断面積調整スプール４１は、主流路１１に対して横切る部分が括れ部４１ｂから第１摺動部４１１に変化し、主流路１１の流路断面積が減少する〔図７（Ｂ）参照〕。

【００５８】

つまり、流路断面積調整スプール４１が摺動することにより、第１摺動部４１１が主流路１１の流路断面積を縮小し、オリフィスとしての役目をなす。したがって、主流路１１

50

を上流側から下流側に流れるオイルの流量及び圧力が減少する。ただし、オイルの流れは完全に停止することではなく、減少するのみであり、多少の流れは維持される。よって、主流路 11 の流路断面積が減少することで、第 2 油圧制御バルブ A の上流圧（上廻り油圧に等しい）よりも制御バルブの下流圧（下廻り油圧）の方が油圧が低下する。

【0059】

次に、エンジンの高回転域では、主流路 11 の上流側のオイルの圧力が上昇することになり、主流路 11 から上流側分岐流路 13 に流れるオイルの圧力も上昇する〔図 8（B）参照〕。これによって、流路開閉スプール室 23 の頂部開口 23a から流れるオイルの圧力による力が、流路開閉スプール 43 を弾性付勢する弾性部材 47 の弾性付勢力に抗して流路開閉スプール 43 を摺動させる。

10

【0060】

そして、流路開閉スプール 43 の第 1 摺動部 431 が流路開閉スプール室 23 の側部流入口 23b と側部流出口 23c を閉鎖し、同時に括れ部 43b がドレン流入口 23d とドレン排出口 23e の位置に到達して、前記ドレン流入口 23d と前記ドレン排出口 23e とを開放する。

【0061】

これによって、流路断面積調整スプール 41 は弾性部材 45 の弾性付勢力によって押圧され、流路断面積調整スプール室 21 内に溜まっているオイルは、頂部流出口 21b からドレン流路 33 を流れ、前記流路開閉スプール室 23 のドレン流入口 23d とドレン排出口 23e とを流れ、排出流路 34 からハウジングの外部に排出される。これによって、流路断面積調整スプール 41 は、円滑に初期位置に復帰する。

20

【0062】

次に、第 1 油圧制御バルブ（2 段リリーフバルブ）B について説明する。該第 1 油圧制御バルブ（2 段リリーフバルブ）B は、油圧のみにて作動する機器であり、電気制御による構造は含まれない。2 段リリーフバルブ B は、主に弁ハウジング 5 と弁体 6 とから構成される。

【0063】

前記弁ハウジング 5 の内部には、弁体 6 が摺動する弁通路 51 が形成され、該弁通路 51 を弁体 6 が摺動する。弁ハウジング 5 の軸方向端部には、オイルポンプ 9 から吐出されるオイルが流入するリリーフ流入部 52 が形成され、且つ該リリーフ流入部 52 と前記弁通路 51 とは連通している〔図 1（C）、図 6（A）等参照〕。

30

【0064】

弁通路 51 とリリーフ流入部 52 との間には、段差が形成され、この段差部分がリリーフ流入閉鎖面 53 となる。前記リリーフ流入部 52 と前記弁通路 51 との境目は、弁通路 51 の始端部 51a と称するものであり、弁通路 51 の基準位置とし、弁体 6 の弁頭部 62 が前記リリーフ流入閉鎖面 53 に当接した状態を弁体 6 の初期状態とする。

【0065】

前記弁ハウジング 5 の軸方向の略中間位置には、第 1 排出部 54 及び第 2 排出部 55 が軸方向においてそれぞれ異なる位置に形成されている。前記第 2 排出部 55 は前記第 1 排出部 54 よりも前記リリーフ流入部 52 側寄りに形成されている〔図 1（C）、図 6（A）参照〕。

40

【0066】

第 1 排出部 54 は、前記弁ハウジング 5 の内部と外部とを連通する貫通孔である。前記第 2 排出部 55 は、弁通路 51 の通路方向において、前記第 1 排出部 54 よりも前記リリーフ流入部 52 側寄りの位置に形成される。

【0067】

弁体 6 は、外周側部 61 と弁頭部 62 とから構成され、該弁頭部 62 は、頭頂部 62a の外周縁に斜面部 62b が形成されている。弁ハウジング 5 内に収納された弁体 6 は、前記弁通路 51 に装着されたスプリング 65 により常時、弁通路 51 のリリーフ流入部 52 側に向かって弾性的に付勢され、その弁体 6 の弁頭部 62 は、前記弁通路 51 のリリーフ

50

流入閉鎖面 5 3 に当接している。

【 0 0 6 8 】

前記頭頂部 6 2 a と斜面部 6 2 b によって略裁頭円錐形状が構成される。前記弁頭部 6 2 の頭頂部 6 2 a から外周側部 6 1 の間に亘って軸中心に弁流路 6 3 が形成されている。該弁流路 6 3 は、弁体 6 内部では、前記弁頭部 6 2 から軸方向に沿って水平流路 6 3 c が形成され、該水平流路 6 3 c を中心として該水平流路 6 3 c に直交する垂直流路 6 3 d が形成されている〔図 6 ( A ) 等参照〕。

【 0 0 6 9 】

そして、前記水平流路 6 3 c は、弁頭部 6 2 に形成された頭部開口 6 3 b と連通し、前記垂直流路 6 3 d は、外周側部 6 1 の外周側部開口 6 3 a に連通し、このような構成によって前記頭部開口 6 3 b と外周側部開口 6 3 a は連通する構造である。前記外周側部 6 1 には、前記外周側部開口 6 3 a は、前記外周側部 6 1 を周方向に沿って外周溝として形成されたものである。

【 0 0 7 0 】

前記水平流路 6 3 c と前記垂直流路 6 3 d を通して送り出されたオイルは、前記外周溝とした外周側部開口 6 3 a に流れ出し、弁体 6 が弁通路 5 1 内を摺動して、前記外周側部開口 6 3 a が前記第 1 排出部 5 4 と連通した状態でオイルが該第 1 排出部 5 4 に送り出される。前記スプリング 6 5 は、長手方向の一端が前記弁体 6 の後部側のスプリング支持軸部 6 4 に装着され、他端側が弁通路 5 1 に装着された押え部材 5 6 によって、固定される。弁体 6 の外周側部開口 6 3 a は、前記弁ハウジング 5 に形成された第 1 排出部 5 4 の位置に到達した状態で、弁流路 6 3 と第 1 排出部 5 4 とが連通する。

【 0 0 7 1 】

前述したように、前記第 2 排出部 5 5 は、前記第 1 排出部 5 4 よりも前記リリーフ流入部 5 2 側寄りに位置して形成されている。さらに、弁体 6 の弁頭部 6 2 が前記リリーフ流入閉鎖面 5 3 に当接した初期状態において、前記第 2 排出部 5 5 は、前記弁体 6 の外周側部開口 6 3 a よりも、前記リリーフ流入部 5 2 側寄りに位置して形成されている。

【 0 0 7 2 】

したがって、弁体 6 の外周側部開口 6 3 a は、弁体 6 が弁通路 5 1 を摺動することによって、前記外周側部開口 6 3 a は、前記第 1 排出部 5 4 とのみ連通し、前記第 2 排出部 5 5 とは連通しない構造となっている。

【 0 0 7 3 】

そして、弁体 6 は、初期状態から前記リリーフ流入部 5 2 より流入したオイルの油圧にて、摺動し、外周側部開口 6 3 a が第 1 排出部 5 4 と連通した後、弁体 6 の弁頭部 6 2 が第 2 排出部 5 5 を通過する構成となる。また、第 1 排出部 5 4 と第 2 排出部 5 5 とから同時にオイルが排出されることはない。

【 0 0 7 4 】

第 1 油圧制御バルブ B のリリーフ動作については、エンジンが低回転域では、第 1 排出部 5 4 及び第 2 排出部 5 5 は共に閉鎖され、オイルはリリーフされない〔図 6 ( A ) 参照〕。よって、油圧はエンジン回転数に略比例して上昇する。

【 0 0 7 5 】

エンジンが中回転域では、第 1 排出部 5 4 と外周側部開口 6 3 a とが連通し、オイルがリリーフされる〔図 7 ( A ) 参照〕。よって、エンジン回転数に対する油圧上昇は緩やかになる。また、エンジンが中～高回転域（遷移領域）では、第 1 排出部 5 4 及び第 2 排出部 5 5 共に閉鎖され、オイルはリリーフされない〔図 7 ( C ) 参照〕。よって、遷移領域では油圧は急上昇する。

【 0 0 7 6 】

エンジンが高回転域では、弁頭部 6 2 が第 2 排出部 5 5 よりも奥側に移動し、オイルは第 2 排出部 5 5 からリリーフされる〔図 8 ( A ) 参照〕。よって、エンジン回転数に対する油圧上昇は緩やかになる。

【 0 0 7 7 】

次に、本発明のエンジン潤滑制御システムの動作について説明する。なお、エンジンの回転状態において、アイドリング（アイドル回転ともいう）も含まれる。アイドル域では、車両は停止しており、エンジンには走行時の負荷はかからないが、低回転域から高回転域では車両は走行するために、エンジンに負荷がかかるものである。また、基本動作は、前記第2油圧制御バルブAは、所定のエンジン回転数の範囲に亘ってカム軸系供給経路Sk1及びクランク軸系供給経路Sk2の油圧を前記第1油圧制御バルブBの制御油圧よりも低い油圧になるように制御する。

【0078】

まず、エンジンの低回転域では、第1油圧制御バルブB及び第2油圧制御バルブAは共に作動することなく、オイルを全量でカム軸系供給経路S1及びクランク軸系供給経路S2に送る（図2，図6参照）。図2乃至図4において、矢印はオイルの流れを示すものであり、その矢印において線の太さの大小は、流量の大小を示すものである。

10

【0079】

また、エンジンの低回転において、所定のエンジン回転数の範囲の最小エンジン回転数よりも、低いエンジン回転数から前記第2油圧制御バルブAが作動する構成とすることもある。このような構成によって、クランク軸系供給経路Sk2及びカム軸系供給経路Sk1を絞ることでより多くのオイルがその他のオイル分岐供給経路Sk（可変バルブタイミング機構供給経路Sk3，オイルジェット供給経路Sk4）を流れる。

【0080】

よって、可変バルブタイミング機構供給経路Sk3，オイルジェット供給経路Sk4の油圧は、いわゆるエンジン回転数に対応した油圧よりも高圧になるように制御される。そのため、可変バルブタイミング機構のような油圧駆動装置に必要な油圧を、より低回転側から確保できるようになり、油圧駆動装置が作動できるエンジン回転数の範囲を拡大することができる。

20

【0081】

次に、エンジンの中回転域では、第2油圧制御バルブAは、第1油圧制御バルブBよりも先行して（低い回転数で）作動する（図3，図7参照）。したがって、第2油圧制御バルブAにおける上流側から下流側へのオイルの流れにおいて、その流量が減少し、下流側の圧力は増加することなく略一定となる。そして、クランク軸系供給経路S2には、オイルの供給は減少し、圧力の増加は抑えられる。

30

【0082】

一方、第1油圧制御バルブBは、中回転域に、オイルの流量及び圧力は減少するが、第2油圧制御バルブAが先行して作動しているので、カム軸系供給経路Sk1及びクランク軸系供給経路Sk2へのオイルの流れが少なくなるために、その他のオイル分岐供給経路Sk（可変バルブタイミング機構供給経路Sk3，オイルジェット供給経路Sk4）にはオイルが多く流れるようになる（図3，図7参照）。よって、より早く可変バルブタイミング機構を作動させるための油圧の大きさ（例えば350kPa）に達することができる。

【0083】

エンジン潤滑制御システムにおいて制御バルブAは油圧が例えば150kPaで中回転域の動作を開始する。第1油圧制御バルブBは、油圧が例えば350kPaで中回転域の動作を開始する。これらは、少なくとも後述するVTC（バルブタイミングコントロール）が油圧で動作可能な程度の油圧の大きさとする。

40

【0084】

また、エンジンの高回転域では、第1油圧制御バルブ（2段制御バルブ）Bの制御動作が加わることにより、オイルの流量が増加し（図4参照）、油圧が跳ね上がる。第1油圧制御バルブBによる油圧の跳ね上りの途中の油圧の値（例えば350乃至600kPaの間）で第2油圧制御バルブAが高回転時のモードに切り替わる設定にすることで、第1油圧制御バルブBにてオイル分岐供給経路Skにおける上流側の油圧が跳ね上がった時に連動し、カム軸系供給経路Sk1及びクランク軸系供給経路Sk2の下流の油圧も跳ね上げることが出来る。

50

## 【 0 0 8 5 】

この状態は、図 5 のグラフによって示される。このように、第 1 油圧制御バルブ B の油圧制御に連動して第 2 油圧制御バルブ A の油圧制御も行うことができる。

## 【 0 0 8 6 】

また、第 2 油圧制御バルブ A は、前述したように、前記主流路 1 1 における流路断面積調整スプール 4 1 の設置位置の上流側及び下流側において、その油圧を直接利用し、主流路 1 1 の流路断面積の縮小及び拡大（復帰）を行い流量を制御する。そこで、主流路 1 1 の下流及び上流を流れるオイルの圧力において、圧力の範囲として、所定油圧値 1 及び該所定油圧値 1 よりも大きい所定油圧値 2 を設定する。

## 【 0 0 8 7 】

10

そして、主流路において、流路断面積調整スプール 4 1 よりも上流側の油圧が所定油圧値 1 よりも大きい所定油圧値 2 となった場合は前記流路断面積調整スプール 4 1 を復帰させて、前記主流路 1 1 の流路断面積を最大側となるように制御する。これによって、流路断面積調整スプール 4 1 の動作が正確、且つ高応答でクランク軸系の潤滑に支障を与えることなく、オイルポンプ 9 のフリクション低減が可能である。

## 【 0 0 8 8 】

具体的には、図 5 において所定油圧値 1 を 1 5 0 kPa とし、所定油圧値 2 を 6 0 0 kPa としている。この範囲にて主流路 1 1 の流路断面積の縮小、復帰（拡大）を行うものである。

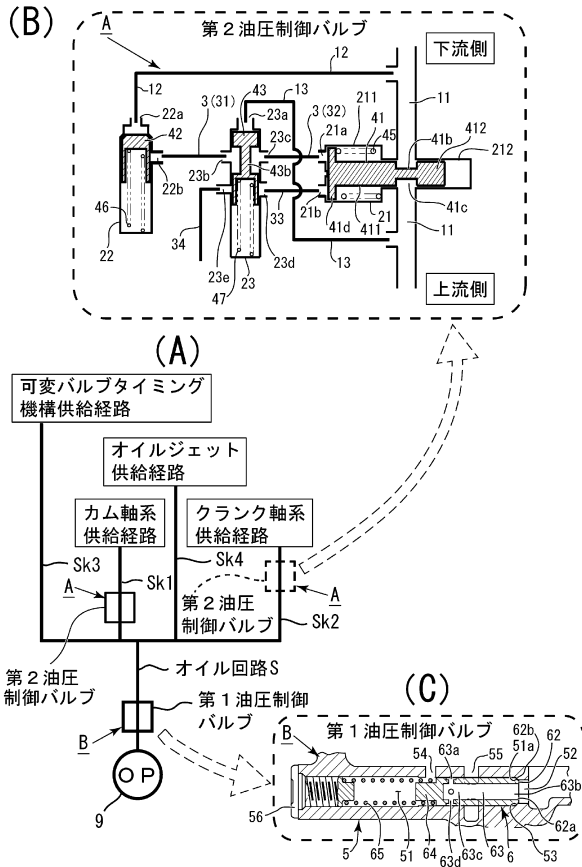
## 【 符号の説明 】

## 【 0 0 8 9 】

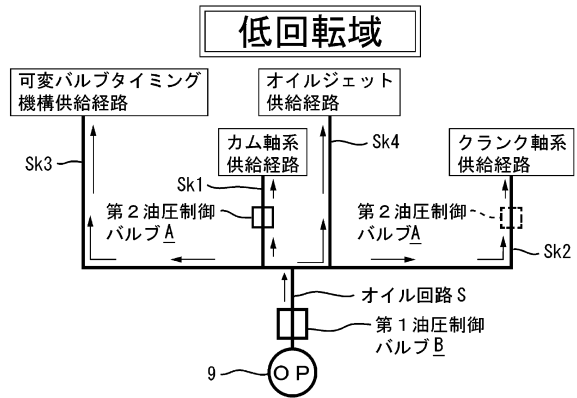
20

A ... 第 2 油圧制御バルブ、 B ... 第 1 油圧制御バルブ、 S ... オイル回路、  
S k ... オイル分岐供給経路、 S k 1 ... カム軸系供給経路、 S k 2 ... クランク軸系供給経路、  
S k 3 ... 可変バルブタイミング機構供給経路、 S k 4 ... オイルジェット供給経路、  
1 1 ... 主流路、 1 2 ... 下流側分岐流路、 1 3 ... 上流側分岐流路、  
2 1 ... 流路断面積調整スプール室、 2 2 ... 流路開閉バルブ室、  
2 3 ... 流路開閉スプール室、 3 ... 連通流路、 3 3 ... ドレン流路、 3 4 ... 排出流路、  
4 1 ... 流路断面積調整スプール、 4 2 ... 流路開閉バルブ、 4 3 ... 流路開閉スプール。

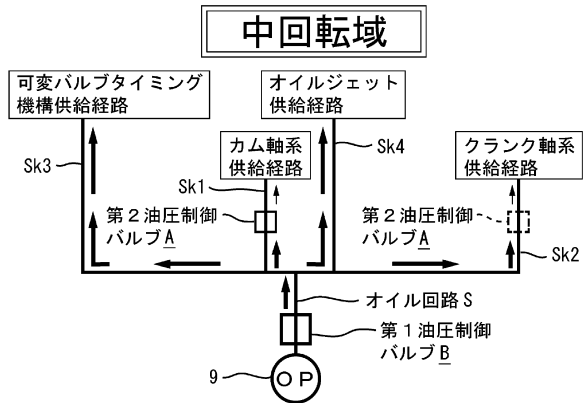
【図 1】



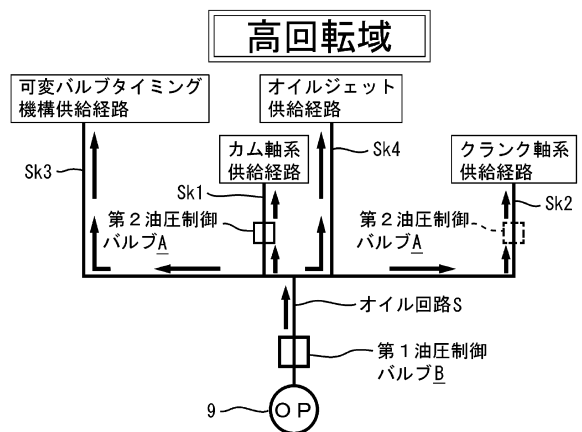
【図 2】



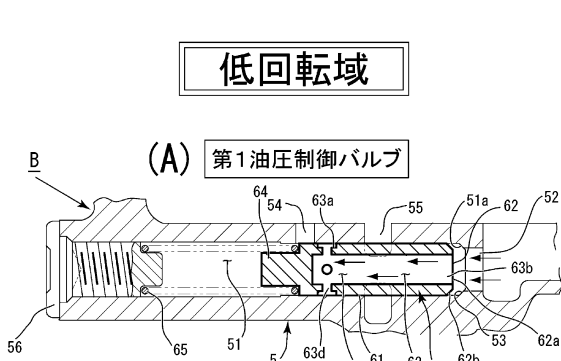
【図 3】



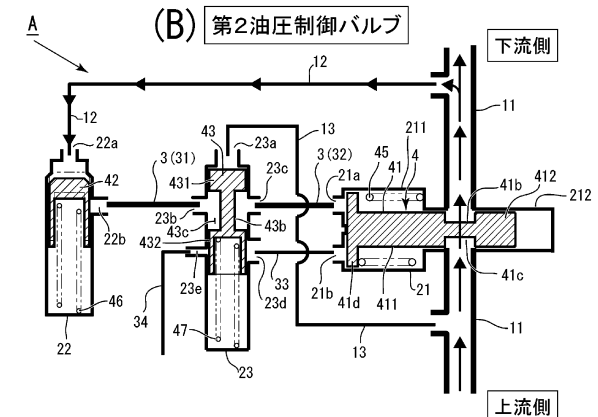
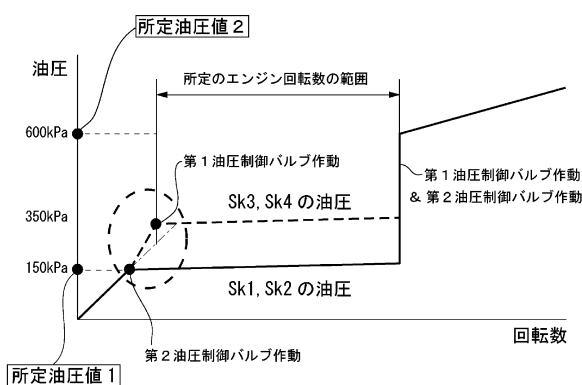
【図 4】



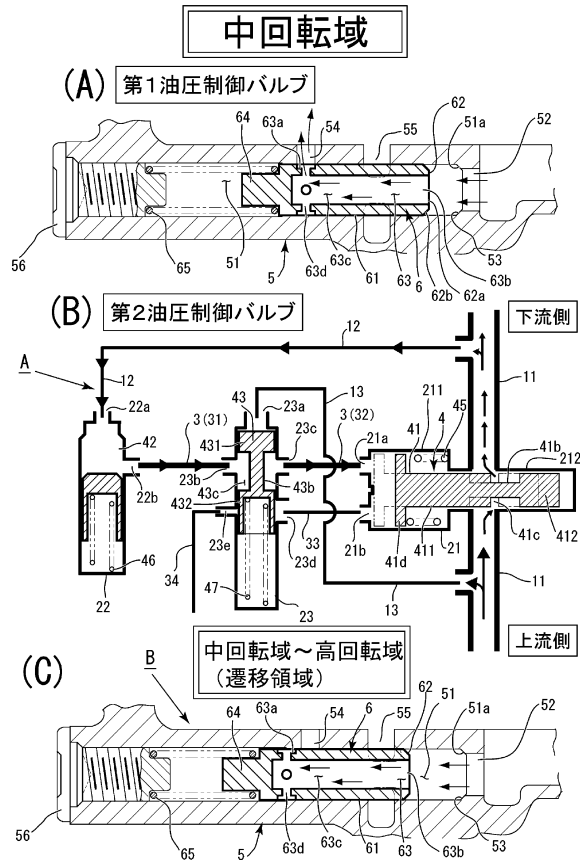
【図 6】



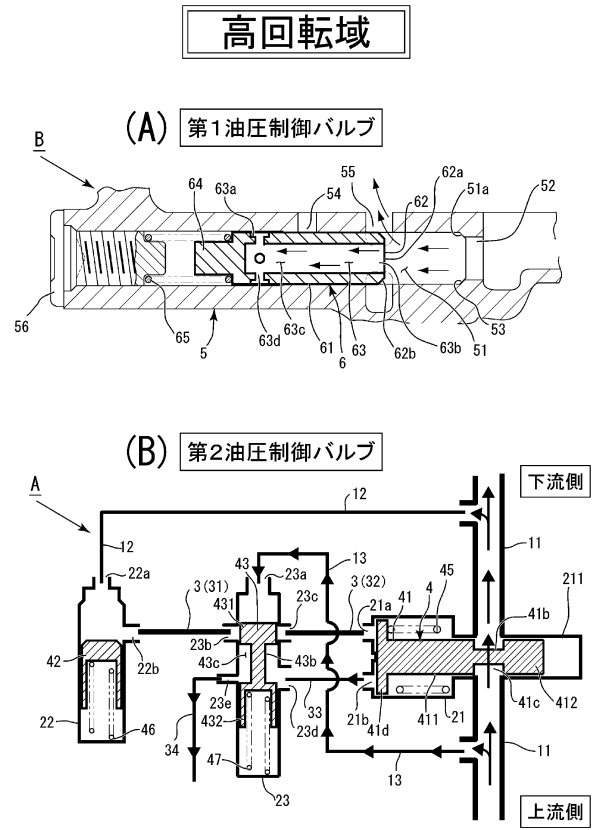
【図 5】



【図 7】



【図 8】



---

フロントページの続き

審査官 稲葉 大紀

(56)参考文献 特開平 0 8 - 1 5 1 9 1 5 ( J P , A )  
特開平 0 5 - 1 9 5 7 4 3 ( J P , A )  
特開平 1 0 - 2 9 9 6 7 3 ( J P , A )

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)

F 0 1 M 1 / 1 6 , 1 / 0 2  
F 1 6 K 1 7 / 0 4 , 1 7 / 0 6  
F 0 4 C 2 / 1 0