

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2017-190851

(P2017-190851A)

(43) 公開日 平成29年10月19日(2017.10.19)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
F 1 6 H 61/662 (2006.01)	F 1 6 H 61/662	3 H 0 8 9
F 1 6 H 61/00 (2006.01)	F 1 6 H 61/00	3 J 5 5 2
F 1 5 B 11/02 (2006.01)	F 1 5 B 11/02	N

審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全 20 頁)

(21) 出願番号 特願2016-82124 (P2016-82124)
 (22) 出願日 平成28年4月15日 (2016.4.15)

(71) 出願人 000005326
 本田技研工業株式会社
 東京都港区南青山二丁目1番1号
 (74) 代理人 100125265
 弁理士 貝塚 亮平
 (72) 発明者 官島 俊希
 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社
 社本田技術研究所内
 Fターム(参考) 3H089 AA02 AA10 AA25 BB17 BB27
 DA02 DA08 DA13 DA14 DB03
 DB05 DB43 GG02 JJ12
 3J552 MA07 NA01 NB01 NB05 PA20
 PA67 QA06A QA13A QA26A QA28A
 QA30A QA42A RA08 RB19 SA36
 VA18W VA74Z

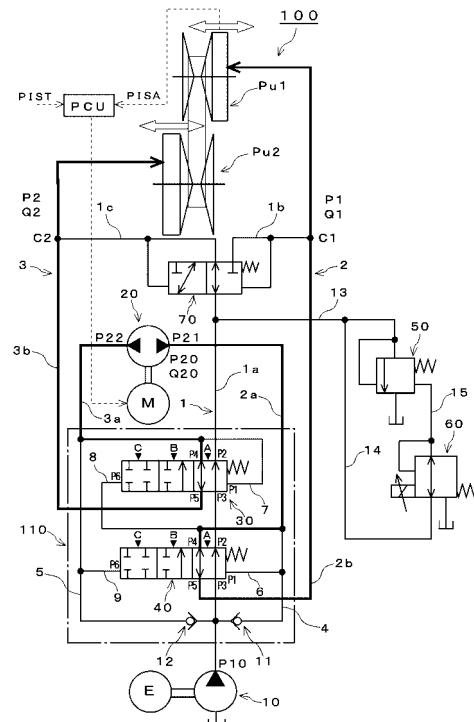
(54) 【発明の名称】 油圧機器用油圧回路

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】 一对で動作するプーリー機構に対し常時駆動ポンプによって第1油圧を供給しながら、電動ポンプによってプーリー変速比制御に必要な油圧を交互に供給する際、小動力のモータによってプーリー機構に対し大きな駆動圧を素早く供給する。

【解決手段】 第1ポンプ10と各プーリーPu1, Pu2とを接続する第1ライン1の間に、第1及び第2ブーストバルブ30, 40を直列に接続する。第2ポンプ20と第1プーリーPu1とを接続する第2ライン2は、第2ブーストバルブ40に接続する。同第2プーリーPu2とを接続する第3ライン3は、第1ブーストバルブ30に接続する。そして、第2ポンプ差圧P20が第1ブーストバルブ30と第2ブーストバルブ40に対し互いに逆方向に作用するようにする。第1ポンプ10と第2ポンプ20は、第1及び第2逆止弁11, 12を介して第4及び第5ライン4, 5によってそれぞれ接続する。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

一対で動作する第 1 及び第 2 油圧機器と、前記第 1 及び第 2 油圧機器を駆動するために最低限必要となる第 1 油圧を常時供給する第 1 ポンプと、前記第 1 油圧を元圧として前記第 1 又は第 2 油圧機器のうち駆動圧の高い方の油圧機器に対し変速比制御用の第 2 油圧を交互に供給する第 2 ポンプと、前記第 1 ポンプと前記第 1 又は第 2 油圧機器を選択的に接続する第 1 ラインと、前記第 2 ポンプと前記第 1 油圧機器を接続する第 2 ラインと、前記第 2 ポンプと前記第 2 油圧機器を接続する第 3 ラインと、を備えた油圧回路であって、

前記第 2 ポンプの差圧を取り込んで、該差圧が設定圧を超える場合に前記第 2 ライン又は前記第 3 ラインのうちライン圧の低い方のラインを閉じる、或いは前記第 1 ラインを閉じるように構成された油圧ブースト機構を備えることを特徴とする油圧機器用油圧回路。

10

【請求項 2】

前記油圧ブースト機構は、前記第 1 ラインと前記第 3 ラインとをそれぞれ連通させる 2 系統の内部油路を有する第 1 バルブと、

前記第 1 ラインと前記第 2 ラインとをそれぞれ連通させる 2 系統の内部油路を有する第 2 バルブとを備え、

前記第 1 バルブ及び前記第 2 バルブは、前記第 2 ポンプの差圧が互いに逆方向に作用するように構成されていることを特徴とする請求項 1 に記載の油圧機器用油圧回路。

【請求項 3】

前記第 1 バルブ及び前記第 2 バルブは、外周面に凹凸が形成された弁体、該弁体が摺動するボディ、及び該弁体を付勢するスプリングによって構成され、

前記第 2 ラインのライン圧及び前記第 3 ラインのライン圧が前記弁体の両軸端にそれぞれ作用することを特徴とする請求項 2 に記載の油圧機器用油圧回路。

20

【請求項 4】

前記第 2 ラインのライン圧が作用する前記弁体の作用面積と、前記第 3 ラインのライン圧が作用する前記弁体の作用面積は互いに等しいことを特徴とする請求項 3 に記載の油圧機器用油圧回路。

【請求項 5】

前記油圧ブースト機構は、第 1 逆止弁を介して前記第 1 ラインと前記第 2 ラインとを接続する第 4 ラインと、第 2 逆止弁を介して前記第 1 ラインと前記第 3 ラインとを接続する第 5 ラインとを備えることを特徴とする請求項 1 から 4 の何れかに記載の油圧機器用油圧回路。

30

【請求項 6】

フィードバック圧とパイロット圧との力の釣り合いによって前記第 1 ポンプの吐出圧を前記第 1 油圧に調圧する第 3 バルブと、

前記第 3 バルブに対し前記第 1 油圧に係るパイロット圧を供給するリニアソレノイドとを備え、

前記リニアソレノイドの元圧は前記第 1 ポンプの吐出圧であることを特徴とする請求項 1 から 5 の何れかに記載の油圧機器用油圧回路。

【請求項 7】

前記第 1 ラインは、前記第 1 油圧機器又は第 2 油圧機器へ油路を選択的に切り替える切替弁を備えることを特徴とする請求項 1 から 6 の何れかに記載の油圧機器用油圧回路。

40

【請求項 8】

前記第 1 及び第 2 油圧機器は、一対のプーリー機構であることを特徴とする請求項 1 から 7 の何れかに記載の油圧機器用油圧回路。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は油圧機器用油圧回路に関し、より詳細には一対で動作する油圧機器に対し第 1 ポンプによって機器の動作に最低限必要な第 1 油圧を常時供給しながら、第 2 ポンプによ

50

って機器の制御に必要な第2油圧を交互に供給する油圧機器用油圧回路に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来、エンジンによって常時駆動されるエンジン駆動ポンプと、モータによって駆動される電動ポンプとを備え、エンジン駆動ポンプはベルトを挟むために必要な油圧を常時供給するのに対し、電動ポンプは第1プーリーと第2プーリーとの間でオイルを可逆的に移動させることにより変速比制御のために必要な油圧を供給するベルト式無段変速機(CVT)用油圧回路が知られている(例えば、特許文献1を参照。)

【0003】

エンジン駆動ポンプから第1プーリー及び第2プーリーに至るオイル供給系統において、エンジン駆動ポンプの出口にはポンプ用レギュレータが接続され、ポンプ用レギュレータは1次圧力ラインに接続されている。そして、1次圧力ラインは切替弁の入力ポートに接続され、切替弁の2つの出力ポートには第1プーリー2次圧力ライン、第2プーリー2次圧力ラインがそれぞれ接続されている。そして、第1プーリー2次圧力ラインは第1プーリー油室に、第2プーリー2次圧力ラインは第2プーリー油室にそれぞれ接続されている。そして、第1プーリー2次圧力ラインと第2プーリー2次圧力ラインとの間に電動ポンプが設けられている。

【0004】

上記切替弁は、入力ポートと2つの出力ポートとに加えて、両軸端にフィードバックポートをそれぞれ有している。各フィードバックポートには各プーリー2次圧力ラインから分岐した第1プーリー駆動圧に係る第1プーリーフィードバックライン、第2プーリー駆動圧に係る第2プーリーフィードバックラインがそれぞれ接続されている。

【0005】

従って、第1プーリー駆動圧と第2プーリー駆動圧との間に圧力差が発生すると、切替弁の弁体が軸方向に移動し、これにより、プーリー駆動圧が低い方のプーリー(低圧プーリー)は1次圧力ラインと連通し、オイルが1次圧力ラインを介して供給される。一方、プーリー駆動圧が高い方のプーリー(高圧プーリー)は1次圧力ラインと遮断され、その代わりに、電動ポンプによってオイルが供給される。つまり、上記CVT用油圧回路では、切替弁によって低圧プーリーは1次圧力ラインを介してオイルが供給され、高圧プーリーは電動ポンプによってオイルが供給されるように構成されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0006】

【特許文献1】特開2005-226730号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

ところで、キックダウン又は急停車時のように極めて短時間に変速比(プーリーレシオ)を変える場合、電動ポンプによって高いプーリー駆動圧(油圧)を極めて短時間に発生させる必要がある。高い油圧を電動ポンプで発生させるためには、大きなトルク(動力)を発生させるモータが必要となる。つまり、大きなサイズのモータが必要となる。

【0008】

しかし、モータのサイズが大きくなる場合、変速機ケースも大きくなるという問題がある。

【0009】

他方、変速機ケースに収まる小さなサイズのモータ、つまり小動力のモータでは、キックダウン・急停車時などの急変速時に必要な油圧を電動ポンプが発生することが出来ず、これにより追い越し加速に時間を要し、急停車後の再発進ができなくなるという問題がある。

10

20

30

40

50

【 0 0 1 0 】

そこで、本発明は、上記従来技術の問題点に鑑み成されたものであり、その目的は、一対で動作する油圧機器に対し第1ポンプによって機器の動作に最低限必要な第1油圧を常時供給しながら、第2ポンプによって機器の制御に必要な第2油圧を交互に供給する油圧回路において、第2ポンプを駆動するモータの動力が小さい場合であっても、油圧機器に対し高い第2油圧を供給することができ、これにより油圧機器に対する素早い変速比制御を可能とさせる油圧機器用油圧回路を提供することにある。

【 課題を解決するための手段 】

【 0 0 1 1 】

上記目的を達成するための本発明に係る油圧機器用油圧回路は、一対で動作する第1及び第2油圧機器（P u 1、P u 2）と、前記第1及び第2油圧機器を駆動するために最低限必要となる第1油圧（P L 圧）を常時供給する第1ポンプ（1 0）と、前記第1油圧（P L 圧）を元圧として前記第1又は第2油圧機器のうち駆動圧の高い方の油圧機器に対し変速比制御用の第2油圧を交互に供給する第2ポンプ（2 0）と、前記第1ポンプ（1 0）と前記第1油圧機器（P u 1）又は第2油圧機器（P u 2）を選択的に接続する第1ライン（1）と、前記第2ポンプ（2 0）と前記第1油圧機器（P u 1）を接続する第2ライン（2）と、前記第2ポンプ（2 0）と前記第2油圧機器（P u 2）を接続する第3ライン（3）とを備え、更に前記第2ポンプ（2 0）の差圧（P 2 0）を取り込んで、該差圧が設定圧（P S）を超える場合に前記第2ライン（2）又は前記第3ライン（3）のうちライン圧の低い方のラインを閉じる、或いは前記第1ライン（1）を閉じるように構成された油圧ブースト機構（1 1 0）を備えることを特徴とする。

【 0 0 1 2 】

上記構成では、第2ポンプ（2 0）の差圧（P 2 0）が設定圧（P S）を超える場合、第2ライン（2）又は第3ライン（3）のうちライン圧の低い方のライン、すなわち第2ポンプ（2 0）の低圧側に連通するラインが閉じられることになる。低圧側のラインが閉じられることにより、低圧側のラインの油圧が昇圧（ブースト）して、中間圧（> P L 圧）を発生させる。中間圧は、第2ポンプ（2 0）の低圧側の圧力（吸込圧）を昇圧させる。これにより、第2ポンプ（2 0）の高圧側の圧力が増大し、油圧機器（P u 1、P u 2）の駆動圧（P 1、P 2）も増大することになる。

【 0 0 1 3 】

また、第2ポンプ（2 0）の差圧（P 2 0）が設定圧（P S）を超える場合、第1ライン（1）が閉じられることになる。第1ライン（1）が閉じられることにより、第1ポンプ（1 0）の吐出圧（第1油圧）が昇圧（ブースト）して、同様に中間圧（> P L 圧）を発生させる。第2ポンプ（2 0）は、第1ポンプ（1 0）の吐出圧を元圧としているため、第1ポンプ（1 0）の吐出圧が昇圧すると、第2ポンプ（2 0）の吐出圧も昇圧する。これにより、油圧機器（P u 1、P u 2）の駆動圧（P 1、P 2）も増大することになる。

【 0 0 1 4 】

従って、油圧ブースト機構（1 1 0）を備えることにより、第2ポンプ（2 0）を駆動するモータ（M）の動力が小さい場合であっても、油圧機器（P u 1、P u 2）に対し高い駆動圧（P 1、P 2）を供給することが可能となる。これにより、モータ（M）の動力が小さい場合であっても、素早い変速比制御が可能となる。

【 0 0 1 5 】

本発明に係る油圧機器用油圧回路の第2の特徴は、前記油圧ブースト機構（1 1 0）は、前記第1ライン（1）と前記第3ライン（3）とをそれぞれ連通させる2系統の内部油路を有する第1バルブ（3 0）と、前記第1ライン（1）と前記第2ライン（2）とをそれぞれ連通させる2系統の内部油路を有する第2バルブ（4 0）とを備え、前記第1バルブ（3 0）及び前記第2バルブ（4 0）は、前記第2ポンプ（2 0）の差圧（P 2 0）が互いに逆方向に作用するように構成されていることである。

【 0 0 1 6 】

上記構成では、第2ポンプ(20)の差圧(P20)が、第1バルブ(30)及び第2バルブ(40)に対し互いに逆方向に作用する。これにより、バルブの動作が互いに逆になる。例えば、第1バルブ(30)が第3ライン(3)を閉じる(中間圧を発生させる)ときに、第2バルブ(40)は第2ライン(2)を開状態にする。その逆に、第1バルブ(30)が第3ライン(3)を開状態にするとき、第2バルブ(40)は第2ライン(2)を閉じる(中間圧を発生させる)ことになる。これにより、中間圧によって増大した油圧を、第2ポンプ(20)の差圧(P20)の方向に応じて第1油圧機器(Pu1)又は第2油圧機器(Pu2)に交互に供給することが可能となる。

【0017】

本発明に係る油圧機器用油圧回路の第3の特徴は、前記第1バルブ(30)及び前記第2バルブ(40)は、外周面に凹凸が形成された弁体(31、41)、該弁体が摺動するボディ(32、42)、及び該弁体を付勢するスプリング(33、43)によって構成され、前記第2ライン(2a)のライン圧及び前記第3ライン(3a)のライン圧が前記弁体(31、41)の両軸端にそれぞれ作用することである。

10

【0018】

上記構成では、上記ライン圧の圧力差、すなわち第2ポンプ(20)の差圧(P20)がスプリング(33、43)の荷重圧(PS)を上回るときに、弁体(31、41)が軸方向に素早く動き始める。これにより、瞬時に中間圧を発生させ、中間圧によって増大した油圧を瞬時に第1油圧機器(Pu1)又は第2油圧機器(Pu2)に供給することが可能となる。その結果、比較的低トルク(小動力)のモータを使用して油圧機器(Pu1、Pu2)に対する素早い変速比制御が可能となる。

20

【0019】

本発明に係る油圧機器用油圧回路の第4の特徴は、前記第2ライン(2a)のライン圧が作用する前記弁体(31、41)の作用面積と、前記第3ライン(3a)のライン圧が作用する前記弁体(31、41)の作用面積は互いに等しいことである。

【0020】

上記構成では、第2ポンプ(20)の差圧(P20)と弁体(31、41)の移動との関係が単純化(直線化)され、油圧機器(Pu1、Pu2)に対する制御性が向上する。

【0021】

本発明に係る油圧機器用油圧回路の第5の特徴は、前記油圧ブースト機構(110)は、第1逆止弁(11)を介して前記第1ライン(1)と前記第2ライン(2)とを接続する第4ライン(4)と、第2逆止弁(12)を介して前記第1ライン(1)と前記第3ライン(3)とを接続する第5ライン(5)とを備えることである。

30

【0022】

第1ライン(1)が第1バルブ(30)又は第2バルブ(40)によって閉じられることにより、第1ポンプ(10)の吐出圧が昇圧する。

上記構成では、昇圧した第1ポンプ(10)の吐出圧は、第4ライン(4)又は第5ライン(5)を通して、第2ポンプ(20)の第2ポンプ(20)の低圧側ポート(吸込口)に伝達される。これにより、第2ポンプ(20)の吸込口が昇圧される。その結果、第1油圧機器(Pu1)の駆動圧(P1)又は第2油圧機器(Pu2)の駆動圧(P2)が増大することになる。

40

【0023】

本発明に係る油圧機器用油圧回路の第6の特徴は、フィードバック圧とパイロット圧との力の釣り合いによって前記第1ポンプ(10)の吐出圧を前記第1油圧(PL圧)に調圧する第3バルブ(50)と、前記第3バルブ(50)に対し前記第1油圧(PL圧)に係るパイロット圧を供給するリニアソレノイド(60)とを備え、前記リニアソレノイド(60)の元圧は前記第1ポンプ(10)の吐出圧であることである。

【0024】

上記構成では、第3バルブ(50)はパイロット圧を基に第1ポンプ(10)の吐出圧をPL圧に調圧すると共に、そのパイロット圧は、第1ポンプ(10)の吐出圧を元圧と

50

してリニアソレノイド(60)によって作り出される。つまり、第1ポンプ(10)の吐出圧は、リニアソレノイド(60)によって所望の圧力(PL圧)に調圧することが可能となる。

【0025】

本発明に係る油圧機器用油圧回路の第7の特徴は、前記第1ライン(1)は、前記第1油圧機器(Pu1)又は第2油圧機器(Pu2)へ油路を選択的に切り替える切替弁(70)を備えることである。

【0026】

上記構成では、駆動圧が低い方の油圧機器は、第1ライン(1)を介して第1油圧(PL圧)が供給されると共に、駆動圧が高い方向の油圧機器は、第1油圧(PL圧)を元圧とする第2ポンプ(20)によって第2油圧が供給されることになる。これにより、第1及び第2油圧機器(Pu1、Pu2)の各駆動圧(P1、P2)が第1ポンプ(10)の吐出圧(PL)を下回らなくなる。

10

【0027】

本発明に係る油圧機器用油圧回路の第8の特徴は、前記第1及び第2油圧機器(Pu1、Pu2)は、一对のプーリー機構である。

【0028】

上記構成では、駆動圧が低い方のプーリーでは第1ポンプ(10)によって駆動圧が常に摩擦伝動に最低限必要とされるPL圧に維持される。他方、駆動圧が高い方のプーリーでは油圧ブースト機構(110)によってプーリー変速比制御に必要な油圧が第2ポンプ(20)を介して素早く供給されるようになる。これにより、第2ポンプ(20)を駆動するモータ(M)の動力が小さい場合であってもキックダウン・急停車等の素早い変速比制御が可能となる。

20

【発明の効果】

【0029】

本発明の油圧機器用油圧回路によれば、一对で動作する油圧機器に対し第1ポンプによって機器の動作に最低限必要な第1油圧を常時供給しながら、第2ポンプによって機器の制御に必要な第2油圧を交互に供給する油圧回路において、第2ポンプ(20)を駆動するモータ(M)の動力が小さい場合であっても、油圧機器(Pu1、Pu2)に対し高い駆動圧(P1、P2)を供給することが可能となる。これにより、第2ポンプ(20)を駆動するモータ(M)の動力が小さい場合であっても素早い変速比制御が可能となる。

30

【図面の簡単な説明】

【0030】

【図1】本実施形態に係る油圧回路の構成を簡略化して示した説明図である。

【図2】本実施形態に係る第1ブーストバルブ及び第2ブーストバルブを示す要部断面説明図である。

【図3】本実施形態に係るブーストバルブのバルブ位置を示す説明図である。

【図4】本実施形態に係る油圧回路の動作を示す動作線図である。

【図5】図4の状態1における本実施形態に係る油圧回路の動作を示す説明図である。

【図6】図4の状態2における本実施形態に係る油圧回路の動作を示す説明図である。

40

【図7】図4の状態3における本実施形態に係る油圧回路の動作を示す説明図である。

【図8】図4の状態4における本実施形態に係る油圧回路の動作を示す説明図である。

【図9】図4の状態5における本実施形態に係る油圧回路の動作を示す説明図である。

【図10】図4の状態6における本実施形態に係る油圧回路の動作を示す説明図である。

【図11】従来の油圧回路の構成を簡略化して示した説明図である。

【図12】従来の油圧回路の動作を示す動作線図である。

【発明を実施するための形態】

【0031】

以下、添付図面を参照して本発明の実施形態を詳細に説明する。

【0032】

50

図 1 は、本実施形態に係る油圧回路 100 の構成を簡略化して示した説明図である。

この油圧回路 100 は、第 1 ポンプ 10 及び第 2 ポンプ 20 を併用してベルト式無段変速機（以下、「CVT」ともいう。）の第 1 プーリー P u 1（第 1 油圧機器）及び第 2 プーリー P u 2（第 2 油圧機器）にオイル（油圧）を供給する CVT 用油圧回路である。第 1 ポンプ 10 は CVT の摩擦伝動に最低限必要とされる圧力（以下、「PL 圧」又は「第 1 油圧」ともいう。）を供給すると共に、第 2 ポンプ 20 は CVT の変速比制御に必要とされる圧力（以下、「変速比圧」又は「第 2 油圧」ともいう。）を第 1 プーリー P u 1 又は第 2 プーリー P u 2 へ交互に供給する。

【0033】

本油圧回路 100 では、プーリー駆動圧が低い方のプーリー（以下、「低圧プーリー」ともいう。）のプーリー駆動圧は、第 1 ポンプ 10 によって常に PL 圧に維持されると共に、駆動圧が高い方のプーリー（以下、「高圧プーリー」ともいう。）のプーリー駆動圧は、第 1 ポンプ 10 による PL 圧に加えて、第 2 ポンプ 20 によって変速比圧が付加される。従って、第 1 プーリー駆動圧 P 1 及び第 2 プーリー駆動圧 P 2 の何れの駆動圧も PL 圧を下回ることはない。

10

【0034】

特に、本油圧回路 100 は油圧ブースト機構 110（一点鎖線にて囲まれた部分）を備えている。油圧ブースト機構 110 は一定条件下、第 2 ポンプ 20 の吸込口（低圧側ポート）に通じるラインに中間圧を発生させ、この中間圧によって第 2 ポンプ 20 の吸込口（低圧側ポート）を昇圧するように構成されている。第 2 ポンプ 20 の吸込口が中間圧によ

20

【0035】

上記油圧回路 100 の構成として、第 1 ポンプ 10 と第 1 プーリー P u 1 又は第 2 プーリー P u 2 とを接続する第 1 ライン 1 と、第 2 ポンプ 20 と第 1 プーリー P u 1 とを接続する第 2 ライン 2 と、第 2 ポンプ 20 と第 2 プーリー P u 2 とを接続する第 3 ライン 3 と、第 2 ライン 2 から分岐して第 1 逆止弁 11 を介して第 1 ライン 1 に接続する第 4 ライン 4 と、第 3 ライン 3 から分岐して第 2 逆止弁 12 を介して第 1 ライン 1 に接続する第 5 ライン 5 と、第 2 ライン 2 から分岐して第 2 ブーストバルブ 40 の第 1 ポート P 1 に接続する第 6 ライン 6 と、第 3 ライン 3 から分岐して第 1 ブーストバルブ 30 の第 1 ポート P 1 に接続する第 7 ライン 7 と、第 2 ライン 2 から分岐して第 1 ブーストバルブ 30 の第 6 ポート P 6 に接続する第 8 ライン 8 と、第 3 ライン 3 から分岐して第 2 ブーストバルブ 40 の第 6 ポート P 6 に接続する第 9 ライン 9 と、第 1 ライン 1 から分岐して PL レギュレータバルブ 50 に接続する第 13 ライン 13 と、第 13 ライン 13 から分岐して PL ソレノイドバルブ 60 に接続する第 14 ライン 14 と、PL ソレノイドバルブ 60 と PL レギュレータバルブ 50 とを接続する第 15 ライン 15 と、第 4 ライン 4 から第 1 ライン 1 へのオイルの流入を阻止する第 1 逆止弁 11 と、第 5 ライン 5 から第 1 ライン 1 へのオイルの流入を阻止する第 2 逆止弁 12 と、エンジン E によって常時駆動される第 1 ポンプ 10 と、モータ M によって駆動される第 2 ポンプ 20 と、第 2 ポンプ 20 の差圧 P 20 を一定値に調圧すると共に第 2 ポンプ 20 の低圧側ポート（吸込口）に通じるラインに中間圧を発生させる第 1 ブーストバルブ 30 及び第 2 ブーストバルブ 40 と、第 1 ポンプ 10 の吐出圧を所定圧（PL 圧）に調圧する PL レギュレータバルブ 50 と、PL レギュレータバルブ（圧力調整弁）50 の調圧基準圧となるパイロット圧を供給する PL ソレノイドバルブ（リニアソレノイド）60 と、上記第 1 ライン 1 を第 1 プーリー P u 1 或いは第 2 プーリー P u 2 の何れか一方に切り替える PL シフトバルブ（切替弁）70 と、を具備して構成されている。なお、第 2 ライン 2 及び第 3 ライン 3 は、説明の都合上、太実線によって表されている。以下、各構成について更に詳細に説明する。

30

40

【0036】

第 1 ライン 1 は、第 1 ポンプ 10 から吐出されるオイル（PL 圧）を第 1 プーリー P u 1 及び第 2 プーリー P u 2 に移送するための油路である。第 1 ライン 1 は、第 1 ポンプ 1

50

0とPLシフトバルブ70とを接続するプーリー1次圧カライン1aと、PLシフトバルブ70と第1プーリーPu1とを接続する第1プーリー2次圧カライン1bと、PLシフトバルブ70と第2プーリーPu2とを接続する第2プーリー2次圧カライン1cとから構成される。

【0037】

第1プーリー2次圧カライン1bと第2ライン2は、図中の点C1で結合している。従って、第1プーリーPu1が低圧プーリーの場合（すなわち、プーリー1次圧カライン1aと第1プーリー2次圧カライン1bとが連通する場合）、第1ポンプ10から吐出されるオイルは、一部が第1プーリーPu1に供給され、残りが第2ライン2を通過して第2ポンプ20に供給される。第2ポンプ20に供給されたオイルは、第2ポンプ20によって昇圧された後、第3ライン3を通過して第2プーリーPu2に供給される。

10

【0038】

一方、第2プーリー2次圧カライン1cと第3ライン3は、図中の点C2で結合している。従って、第2プーリーPu2が低圧プーリーの場合（すなわち、プーリー1次圧カライン1aと第2プーリー2次圧カライン1cとが連通する場合）、第1ポンプ10から吐出されるオイルは、一部が第2プーリーPu2に供給され、残りが第3ライン3を通過して第2ポンプ20に供給される。第2ポンプ20に供給されたオイルは、第2ポンプ20によって昇圧された後、第2ライン2を通過して第1プーリーPu1に供給される。

【0039】

第2ライン2は、第1プーリーPu1が高圧プーリーの場合、第2ポンプ20の差圧P20（変速比圧）を第1プーリーPu1に移送するための高圧油路となる。第2ライン2は、第2ポンプ20と第2ブーストバルブ40とを接続する第2ライン2aと、第2ブーストバルブ40と第1プーリーPu1とを接続する第2ライン2bとから構成される。また、上記「第2ポンプ20の差圧P20」とは、第2ポンプ20のポートP21とポートP22とのポート間圧力差を意味し、単に「第2ポンプ差圧P20」ともいわれる。

20

【0040】

第2ライン2aのライン圧（つまり、第2ポンプ20のポートP21側の圧力）は、第6ライン6を介して第2ブーストバルブ40に供給されるのと同時に、第8ライン8を介して第1ブーストバルブ30に供給される。

【0041】

第3ライン3は、第2プーリーPu2が高圧プーリーの場合、第2ポンプ差圧P20（変速比圧）を第2プーリーPu2に移送するための高圧油路となる。第3ライン3は、第2ポンプ20と第1ブーストバルブ30とを接続する第3ライン3aと、第1ブーストバルブ30と第2プーリーPu2とを接続する第3ライン3bとから構成される。

30

【0042】

第3ライン3aのライン圧（つまり、第2ポンプ20のポートP22側の圧力）は、第7ライン7を介して第1ブーストバルブ30に供給されるのと同時に、第9ライン9を介して第2ブーストバルブ40に供給される。

【0043】

第1ブーストバルブ30及び第2ブーストバルブ40は、外部に6つのポートP1～P6と、内部にプーリー1次圧カライン1aに連通する油路と、第2ライン2又は第3ライン3に連通する油路とをそれぞれ有している。

40

【0044】

また、第1ブーストバルブ30及び第2ブーストバルブ40は、図中のAからCにて示されるバルブ位置をそれぞれ有している。従って、詳細については後述するが、第2ポンプ差圧P20が設定圧（スプリング荷重圧）を超える場合、弁体がバルブ位置AからB又はCに移動して、第3ライン3又は第2ライン2、或いはプーリー1次圧カライン1aを閉じるように構成されている。上記ラインが閉じられることにより、中間圧（PL圧<中間圧<最大プーリー駆動圧）が上記ラインに発生することになる。中間圧は第2ポンプ20の吸込口の圧力（吸込圧）を昇圧させる。これにより、高圧プーリー駆動圧が増大する

50

ようになる。

【0045】

また、第2ポンプ差圧P20は、第1ブーストバルブ30の弁体31（図2）並びに第2ブーストバルブ40の弁体41（図2）に対し、第7ライン7及び第8ライン8又は第6ライン6及び第9ライン9を介して互いに逆方向に常時作用している。これにより、第1ブーストバルブ30と第2ブーストバルブ40の各動作が互いに逆になり、第2ポンプ差圧P20の向きが変わる毎に、第1プーリーPu1又は第2プーリーPu2に対し変速比制御に必要な高い油圧が交互に供給されるようになる。

【0046】

PLレギュレータバルブ50は、第1ポンプ10の吐出圧を元圧及びフィードバック圧として取り込み、フィードバック圧とパイロット圧及びスプリング荷重との力の釣り合いによって、第1ポンプ10の吐出圧をPL圧に調圧する圧力調整弁である。なお、パイロット圧はPLソレノイドバルブ60によって供給される。

【0047】

PLソレノイドバルブ60は、第1ポンプ10の吐出圧を元圧としてリニアソレノイドによって調圧し、その出力値をパイロット圧としてPLレギュレータバルブ50に出力する。

【0048】

PLシフトバルブ70は、内部に2系統の油路（第1プーリー2次圧力ライン1bに通じる油路と、第2プーリー2次圧力ライン1cに通じる油路）を有する。また、弁体はバネによって軸方向左側に付勢され、フィードバック圧として第1プーリー駆動圧P1及び第2プーリー駆動圧P2をそれぞれ取り込む。

【0049】

従って、第2プーリー駆動圧P2と第1プーリー駆動圧P1との差圧がバネによる荷重圧を上回る場合、弁体が軸方向右側に移動し、第1プーリー2次圧力ライン1bに通じる油路が選択される。他方、第2プーリー駆動圧P2と第1プーリー駆動圧P1との差圧がバネによる荷重圧を下回る場合は、弁体が軸方向左側に移動し、第2プーリー2次圧力ライン1cに通じる油路が選択される。

【0050】

第1ポンプ10は、容積型ポンプ、例えば内接ギヤポンプである。第1プーリーPu1及び第2プーリーPu2に対し、CVTの摩擦伝動に最低限必要されるPL圧を供給する。

【0051】

第2ポンプ20は、一方のプーリーから他方のプーリーへ交互に変速比制御に必要なオイルを移動させる往復式ポンプである。従って、オイルが第1プーリーPu1へ供給される場合、ポートP21は吐出口となり、ポートP22は吸込口となる。他方、オイルが第2プーリーPu2へ供給される場合、ポートP22は吐出口となり、ポートP21は吸込口となる。また、第2ポンプ20のオイル流量（第2ポンプ流量）Q20は高圧プーリーのオイル流量に常に等しくなる。

【0052】

プーリー制御装置PCUは、実プーリー位置PISAを目標プーリー位置PISTに追従する（近付ける）ように第2ポンプ20のモータMの出力（動力）を制御する。これについては、図4を参照しながら後述する。

【0053】

図2は、本実施形態に係る第1ブーストバルブ30及び第2ブーストバルブ40を示す要部断面説明図である。なお、第1ブーストバルブ30と第2ブーストバルブ40の各内部構造は同一であるため、第2ブーストバルブ40についての説明は省略することにする。また、説明の都合上、各ポートに接続される油路（プーリー1次圧力ライン1a、第2ライン2a、2b、第3ライン3a、3b、第6ライン6、第7ライン7、第8ライン8、第9ライン9）についても併せて図示されている。

10

20

30

40

50

【 0 0 5 4 】

また、第 1 ブーストバルブ 3 0 及び第 2 ブーストバルブ 4 0 の各内部構造において、類似構成については、例えば弁体 3 1, 4 1 のように、一の位に同一番号を付し、十の位に各バルブ番号を付してお互いを区別することにする。

【 0 0 5 5 】

第 1 ブーストバルブ 3 0 は、弁体 3 1 とボディ 3 2 とスプリング 3 3 とから構成されている。弁体 3 1 には軸方向左側から順に、第 5 ポート P 5 を絞る又は閉じるための第 1 周状凸部 3 1 a と、第 4 ポート P 4 と第 5 ポート P 5 とを連通する第 1 周状凹部 3 1 b と、第 3 ポート P 3 を絞る又は閉じるための第 2 周状凸部 3 1 c と、第 2 ポート P 2 と第 3 ポート P 3 とを連通する第 2 周状凹部 3 1 d と、がそれぞれ形成されている。

10

【 0 0 5 6 】

ボディ 3 2 には軸方向右側から順に、第 7 ライン 7 を介して第 2 ポンプ 2 0 のポート P 2 2 の圧力を導入するための第 1 ポート P 1 と、プリー 1 次圧力ライン 1 a を介して P L シフトバルブ 7 0 へ油圧 (P L 圧) を供給するための第 2 ポート P 2 と、プリー 1 次圧力ライン 1 a を介して第 1 ポンプ 1 0 の吐出圧 (P L 圧) を導入するための第 3 ポート P 3 と、第 3 ライン 3 a を介して第 2 ポンプ 2 0 のポート P 2 2 の圧力を導入する第 4 ポート P 4 と、第 3 ライン 3 b を介して第 2 プリー P u 2 へ或いは第 2 プリー P u 2 から油圧を授受するための第 5 ポート P 5 と、第 8 ライン 8 を介して第 2 ポンプ 2 0 のポート P 2 1 の圧力を導入するための第 6 ポート P 6 とがそれぞれ形成されている。さらに弁体 3 1 が突き当たる左エンド部 3 2 a と、スプリング 3 3 が突き当たる右エンド部 3 2 b とがそれぞれ形成されている。

20

【 0 0 5 7 】

弁体 3 1 において、第 2 ポンプ 2 0 のポート P 2 2 の圧力が作用する軸方向の投影面積 (ピストン作用面積) S_1 と、第 2 ポンプ 2 0 のポート P 2 1 の圧力が作用する軸方向の投影面積 (ピストン作用面積) S_2 は等しくなっている。これは第 2 ブーストバルブ 4 0 の弁体 4 1 においても同様である。

【 0 0 5 8 】

特に、第 2 ポンプ 2 0 のポート P 2 1 の圧力は、第 1 ブーストバルブ 3 0 では第 6 ポート P 6 に作用しているのに対し、第 2 ブーストバルブ 4 0 では第 1 ポート P 1 に作用している。同様に、第 2 ポンプ 2 0 のポート P 2 2 の圧力は、第 1 ブーストバルブ 3 0 では第 1 ポート P 1 に作用しているのに対し、第 2 ブーストバルブ 4 0 では第 6 ポート P 6 に作用している。つまり、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 (ポート P 2 1 とポート P 2 2 とのポート間圧力差) は、第 1 ブーストバルブ 3 0 の弁体 3 1 と第 2 ブーストバルブ 4 0 の弁体 4 1 に対し、互いに逆方向に作用している。

30

【 0 0 5 9 】

第 2 ポンプ差圧 P 2 0 が、第 1 ブーストバルブ 3 0 と第 2 ブーストバルブ 4 0 において互いに逆方向に作用することにより、各弁体 3 1, 4 1 の動作が互いに逆となる。

【 0 0 6 0 】

なお、詳細については後述するが、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 (= ポート P 2 1 とポート P 2 2 とのポート間圧力差) がスプリング荷重圧 P S (= スプリング 3 3 の荷重 ÷ ピストン作用面積) を上回る場合、弁体 3 1 が軸方向右側に移動して、第 3 ライン 3 a に中間圧を発生させ、或いは第 1 ポンプ吐出圧 P 1 0 を昇圧させる。これにより第 2 ポンプ 2 0 のポート P 2 2 の圧力を昇圧させると共に、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 を一定値 (= スプリング荷重圧 P S) に調圧する。

40

【 0 0 6 1 】

また、第 2 ブーストバルブ 4 0 も同様に、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 が設定圧 (スプリング荷重圧 P S) を上回る場合、第 2 ライン 2 a に中間圧を発生させ、或いは第 1 ポンプ吐出圧 P 1 0 を昇圧させる。これにより第 2 ポンプ 2 0 のポート P 2 1 の圧力を昇圧させると共に、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 を一定値 (= スプリング荷重圧 P S) に調圧する。

【 0 0 6 2 】

50

図 3 は、本実施形態に係る第 1 ブーストバルブ 30 のバルブ位置を示す説明図である。なお、A から C によって示される各バルブ位置は図 1 中に示される各バルブ位置にそれぞれ対応している。

【 0 0 6 3 】

バルブ位置 A では、設定圧（スプリング荷重圧 P S ）が第 2 ポンプ差圧 P 2 0 を上回っており、弁体 3 1 がスプリング 3 3 に押されて左エンド部 3 2 a に突き当たっている状態である。この場合、第 5 ポート P 5 及び第 3 ポート P 3 がともに開いた状態である。従って、第 3 ライン 3 及び第 1 ライン 1 はともに開いた状態である。

【 0 0 6 4 】

バルブ位置 B は、第 5 ポート P 5 が閉じられた直後の状態である。バルブ位置 A において、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 が設定圧（スプリング荷重圧 P S ）を上回るとき、弁体 3 1 は軸方向右側に移動し始める。弁体 3 1 が軸方向右側に移動することにより、第 5 ポート P 5 が閉じられるようになる。第 5 ポート P 5 が閉じられることにより、第 2 ポンプ 2 0 のポート P 2 2 に通じるライン（例えば第 3 ライン 3 a ）のライン圧が上昇し中間圧を発生させる。中間圧が発生することにより、第 2 ポンプ 2 0 のポート P 2 2 の圧力（吸込圧）が昇圧する。これにより、第 2 ポンプ 2 0 のポート P 2 1 の圧力（吐出圧）が増大し、高圧プーリーに対し高い駆動圧を供給することが可能となる。なお、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 が設定圧（スプリング荷重圧 P S ）に等しくなるところで、弁体 3 1 は静止する。

10

【 0 0 6 5 】

バルブ位置 C は、第 3 ポート P 3 が閉じられた直後の状態である。バルブ位置 B において、第 5 ポート P 5 が閉じられてもなお、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 が設定圧（スプリング荷重圧 P S ）より大きい場合は、弁体 3 1 はさらに軸方向右側に移動する。そして、第 3 ポート P 3 を閉じるようになる。第 3 ポート P 3 が閉じられることにより、第 1 ポンプ 1 0 の吐出圧 P 1 0 が昇圧するようになる。昇圧した第 1 ポンプ 1 0 の吐出圧 P 1 0 は、第 5 ライン 5（図 1）を介して、第 2 ポンプ 2 0 のポート P 2 2 に通じるライン（例えば第 3 ライン 3 a）を昇圧させる。これにより、第 2 ポンプ 2 0 のポート P 2 2（吸込口）の圧力が昇圧する。これにより、第 2 ポンプ 2 0 のポート P 2 1 の圧力（吐出圧）が増大し、高圧プーリーに対し高い駆動圧を供給することが可能となる。なお、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 が設定圧（スプリング荷重圧 P S ）に等しくなるところで、弁体 3 1 は静止する。

20

【 0 0 6 6 】

以上の通り、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 が上昇すると、弁体 3 1 は軸方向右側に移動して、先ず第 3 ライン 3 の開閉に係る第 5 ポート P 5 が閉じられるようになる。そして、第 5 ポート P 5 が閉じられてもなお、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 が設定圧（スプリング荷重圧 P S ）より大きい場合は、プーリー 1 次圧力ライン 1 a の開閉に係る第 3 ポート P 3 が閉じられるようになる。

30

【 0 0 6 7 】

このように、第 1 ブーストバルブ 30 は、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 に応じて、バルブ位置 A から B へ 1 段階動作して、或いはバルブ位置 A から C へ 2 段階動作して、第 2 ポンプ 2 0 の吐出圧を増大させる（つまり、高圧プーリーの駆動圧を増大させる）と共に第 2 ポンプ差圧 P 2 0 を設定圧（スプリング荷重圧 P S ）に等しくなるように調圧する。

40

【 0 0 6 8 】

図 4 は、プーリー制御装置 P C U が、位置指令として目標プーリー位置 P I S T（図 4（a）の実線部）を受信したときに、実プーリー位置 P I S A（図 4（a）の点線部）を目標プーリー位置 P I S T に追従する（近付ける）ように第 2 ポンプ 2 0 のモータ M を制御した際の各データの時系列変化を示している。なお、図 4（a）上に記載されている 1 から 6 の各番号は、後述される代表的な動作状態を示している。

【 0 0 6 9 】

データは、上から順に、プーリー位置 P I S T、P I S A、プーリー流量 Q 1、Q 2 及び第 2 ポンプ流量 Q 2 0、プーリー駆動圧 P 1、P 2、ポンプ圧力 P 1 0、P 2 0、第 1 及び第 2 ブーストバルブ 3 0、4 0 の各バルブ位置に関する時刻 2 T から時刻 1 8 T における

50

時系列変化をそれぞれ示している。以下、各データについて説明する。

【 0 0 7 0 】

図 4 (a) では、実プーリー位置 P I S A として、第 1 プーリー P u 1 の可動プーリーの実位置が示されている。この実プーリー位置 P I S A は、プーリー変速比に係るプーリー溝幅に相当する。第 1 プーリー P u 1 の可動プーリーは、原点 (基準点) から 2 . 5 L の位置を中心として 1 . 5 L の振幅で、周期 8 T の単振動をしている。

【 0 0 7 1 】

図 4 (b) は、第 1 プーリー P u 1 が図 4 (a) に示される単振動しているときの、第 1 プーリー流量 Q 1 (実線部)、第 2 プーリー流量 Q 2 (太線部) 及び第 2 ポンプ流量 Q 2 0 (太点線部) をそれぞれ示している。なお、流量の符号は、オイルがプーリーへ流入している場合を正とし、オイルがプーリーから流出している場合を負としている。

10

【 0 0 7 2 】

図 4 (a) 及び図 4 (b) に示されるように、オイルが第 1 プーリー P u 1 から流出している間は、実プーリー位置 P I S A は、プーリー溝幅が拡大する方向に増加している。他方、オイルが第 1 プーリー P u 1 へ流入している間は、実プーリー位置 P I S A は、プーリー溝幅が狭くなる方向に減少している。

【 0 0 7 3 】

また、図 4 (b) に示されるように、第 2 ポンプ流量 Q 2 0 の絶対値は、高圧プーリーの流量の絶対値に常に等しくなる。例えば、図 4 (c) から時刻 2 T から時刻 3 T においては、第 2 ポンプ流量 Q 2 0 の絶対値は第 2 プーリー流量 Q 2 の絶対値に等しくなっている。他方、時刻 3 T から時刻 4 T においては、第 2 ポンプ流量 Q 2 0 の絶対値は第 1 プーリー流量 Q 1 の絶対値に等しくなっている。

20

【 0 0 7 4 】

また、図 4 (c) 及び図 4 (d) に示されるように、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 の向き (吐出方向) は一定周期 T で交互に切り替わっている。これにより、プーリー駆動圧の大小関係が周期 T で交互に切り替わっている。なお、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 の符号について、第 1 プーリー駆動圧 P 1 が昇圧される向きを正とし、第 2 プーリー駆動圧 P 2 が昇圧される向きを負としている。

【 0 0 7 5 】

また、図 4 (d) に示されるように、プーリー制御装置 P C U は、時刻 1 0 T において第 2 ポンプ差圧 P 2 0 の最大値 (モータ M の最大出力 (動力)) を引き上げている。すなわち、時刻 1 0 T 以前において第 2 ポンプ差圧 P 2 0 の最大値は a [b a r] 未満であるのに対し、時刻 1 0 T 以降では第 2 ポンプ差圧 P 2 0 の最大値は a [b a r] としている。

30

【 0 0 7 6 】

また、図 4 (d) 及び図 4 (e) に示されるように、第 1 ブーストバルブ 3 0 及び第 2 ブーストバルブ 4 0 は、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 の最大値が設定圧 (スプリング荷重圧 P S) より小さい場合 (時刻 1 0 T 以前) は動作しないように構成されている。

【 0 0 7 7 】

そして、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 が設定圧 (スプリング荷重圧 P S) を上回るときに、第 1 ブーストバルブ 3 0 及び第 2 ブーストバルブ 4 0 はバルブ位置 A から B へ 1 段階動作し、或いはバルブ位置 A から C へ 2 段階動作して第 1 プーリー駆動圧 P 1 又は第 2 プーリー駆動圧 P 2 を増大させている。また、同時に第 2 ポンプ 2 0 の差圧 P 2 0 を設定圧 (スプリング荷重圧 P S) に等しくなるように調圧している。

40

【 0 0 7 8 】

このように、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 の最大値、すなわちモータ M の最大出力を引き上げることにより、第 1 ブーストバルブ 3 0 及び第 2 ブーストバルブ 4 0 がバルブ位置 A から B へ 1 段階動作し、或いはバルブ位置 A から C へ 2 段階動作して第 1 プーリー駆動圧 P 1 又は第 2 プーリー駆動圧 P 2 を交互に増大させるようになる。

【 0 0 7 9 】

50

なお、図 1 2 は、本発明に係る油圧ブースト機構 1 1 0 を備えていない従来の油圧回路 5 0 0 (図 1 1) において、本油圧回路 1 0 0 と同様にプーリー制御装置 P C U に、位置指令として上記目標プーリー位置 P I S T を送信した際の各データの時系列変化を示すものである。

【 0 0 8 0 】

例えば、図 1 2 (d) の状態 3 及び状態 4 において、 $4 a [b a r]$ の第 1 プーリー駆動圧 P 1 を確保するために、従来の油圧回路 5 0 0 では第 2 ポンプ差圧 P 2 0 の最大値を $3 a [b a r]$ に設定する必要がある。それに対し、本油圧回路 1 0 0 では同一状態において第 2 ポンプ差圧 P 2 0 の最大値を $a [b a r]$ に設定すれば足りることになる。

【 0 0 8 1 】

このように、本油圧回路 1 0 0 では、第 2 ポンプ 2 0 の吸込口 (低圧側ポート) に連通するラインの途中に所定条件下で中間圧を発生させる油圧ブースト機構 1 1 0 (第 1 ブーストバルブ 3 0 及び第 2 ブーストバルブ 4 0) が設けられている。そのため、第 2 ポンプ 2 0 を駆動するモータ M の動力が小さい場合であっても、高圧プーリーに対し高いプーリー駆動圧を供給することが可能となる。以下、図 5 から図 1 0 を参照しながら中間圧が発生する仕組みについて説明する。

【 0 0 8 2 】

図 5 は、図 4 の状態 1 における油圧回路 1 0 0 の動作を示す説明図である。状態 1 では、高圧プーリーは第 1 プーリー P u 1 であり、低圧プーリーは第 2 プーリー P u 2 である。また、第 1 プーリー P u 1 はオイルが流入し、第 2 プーリー P u 2 はオイルが流出している状態である。

【 0 0 8 3 】

従って、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 は、第 1 ブーストバルブ 3 0 では第 6 ポート P 6 から第 1 ポート P 1 に向かって作用している。一方、第 2 ブーストバルブ 4 0 では第 1 ポート P 1 から第 6 ポート P 6 に向かって作用している。

【 0 0 8 4 】

しかし、図 4 (d) に示されるように、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 は設定圧 (スプリング荷重圧 P S) より小さいため、何れのブーストバルブ 3 0 , 4 0 も動作せずにバルブ位置 A で静止している。

【 0 0 8 5 】

図 6 は、図 4 の状態 2 における油圧回路 1 0 0 の動作を示す説明図である。状態 2 では、高圧プーリーは第 2 プーリー P u 2 であり、低圧プーリーは第 1 プーリー P u 1 である。また、第 1 プーリー P u 1 はオイルが流出し、第 2 プーリー P u 2 はオイルが流入している状態である。

【 0 0 8 6 】

従って、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 は、第 1 ブーストバルブ 3 0 では第 1 ポート P 1 から第 6 ポート P 6 に向かって作用している。一方、第 2 ブーストバルブ 4 0 では第 6 ポート P 6 から第 1 ポート P 1 に向かって作用している。

【 0 0 8 7 】

しかし、図 4 (d) に示されるように、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 は設定圧 (スプリング荷重圧 P S) より小さいため、何れのブーストバルブ 3 0 , 4 0 も動作せずにバルブ位置 A で静止している。

【 0 0 8 8 】

図 7 は、図 4 の状態 3 における油圧回路 1 0 0 の動作を示す説明図である。状態 3 では、高圧プーリーは第 1 プーリー P u 1 であり、低圧プーリーは第 2 プーリー P u 2 である。また、第 1 プーリー P u 1 はオイルが流出し、第 2 プーリー P u 2 はオイルが流入している状態である。

【 0 0 8 9 】

従って、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 は、第 1 ブーストバルブ 3 0 では第 6 ポート P 6 から第 1 ポート P 1 に向かって作用している。一方、第 2 ブーストバルブ 4 0 では第 1 ポート P

10

20

30

40

50

1 から第 6 ポート P 6 に向かって作用している。

【 0 0 9 0 】

状態 3 では第 2 ポンプ差圧 P 2 0 の最大値は a [b a r] に設定されている。従って、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 が設定圧 (スプリング荷重圧 P S) を上回るときに、第 1 ブーストバルブ 3 0 の弁体 3 1 がバルブ位置 A から B へ 1 段階動作し、第 5 ポート P 5 を閉じるようになる。第 5 ポート P 5 が閉じられ、オイルの流れが阻まれることにより、第 3 ライン 3 a、第 5 ライン 5、第 7 ライン 7 及び第 9 ライン 9 において中間圧 (点線部) が発生する。

【 0 0 9 1 】

中間圧は、第 2 ポンプ 2 0 のポート P 2 2 側、すなわち第 2 ポンプ 2 0 の低圧側の圧力を増大させる。その結果、図 4 (c) に示されるように、第 1 プーリー P u 1 には、P L 圧及び第 2 ポンプ差圧 P 2 0 に加えて中間圧も加わるため、第 1 プーリー駆動圧 P 1 が、中間圧が発生しない場合に比べ増大するようになる。

10

【 0 0 9 2 】

このように、第 1 プーリー P u 1 が高圧プーリーであり且つ第 2 プーリー P u 2 が低圧プーリーであるとき、オイルが第 1 プーリー P u 1 (高圧プーリー) から流出している場合、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 が設定圧 (スプリング荷重圧 P S) を上回るときに、第 1 ブーストバルブ 3 0 はバルブ位置 A から B へ 1 段階動作して、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 を設定圧 (スプリング荷重圧 P S) に等しくする。それと同時に、第 1 ブーストバルブ 3 0 は第 2 ポンプ 2 0 の吸込口 (P 2 2) の圧力を中間圧によって増大させる。これにより、図 4 (d) に示されるように第 1 プーリー駆動圧 P 1 が増大するようになる。

20

【 0 0 9 3 】

図 8 は、図 4 の状態 4 における油圧回路 1 0 0 の動作を示す説明図である。状態 4 では、状態 3 と同様に、高圧プーリーは第 1 プーリー P u 1 であり、低圧プーリーは第 2 プーリー P u 2 である。しかし、オイルの流れる方向については、状態 3 と異なり、第 1 プーリー P u 1 はオイルが流入し、第 2 プーリー P u 2 はオイルが流出している。

【 0 0 9 4 】

従って、状態 3 と同様に、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 が設定圧 (スプリング荷重圧 P S) を上回るときに、第 1 ブーストバルブ 3 0 の弁体 3 1 が軸方向右側に移動し始める。これにより弁体 3 1 が第 5 ポート P 5 を閉じるようになる。

30

【 0 0 9 5 】

しかし、状態 4 では、状態 3 と異なり第 2 ポンプ差圧 P 2 0 の方向と、第 1 プーリー流量 Q 1 の流れる方向が一致している。そのため、第 1 ブーストバルブ 3 0 の第 5 ポート P 5 が閉じて閉塞状態となった第 3 ライン 3 a から第 2 ポンプ 2 0 によりオイルが吸い出されることで中間圧は減少し、第 1 ブーストバルブ 3 0 の第 1 ポート P 1 の圧力も減少する。これにより、第 1 ブーストバルブ 3 0 はバルブ位置 A から C へ 2 段階動作して、第 5 ポート P 5 に加えて第 3 ポート P 3 も閉じるようになる。

【 0 0 9 6 】

第 3 ポート P 3 が閉じられることにより、プーリー 1 次圧力ライン 1 a が閉じられる。プーリー 1 次圧力ライン 1 a が閉じられることにより、第 1 ポンプ 1 0 から吐出されるオイルの流れが阻まれる。その結果、図 4 (d) に示されるように、第 1 ポンプ吐出圧 P 1 0 が昇圧 (ブースト) されるようになる。昇圧された第 1 ポンプ吐出圧 P 1 0 は、第 5 ライン 5 及び第 3 ライン 3 a を介して第 2 ポンプ 2 0 のポート P 2 2 (吸込口) の圧力を増大させる。これにより、図 4 (d) に示されるように第 1 プーリー駆動圧 P 1 が増大するようになる。なお、第 4 ライン 4 のライン圧は第 1 ポンプ吐出圧 P 1 0 より高いため、第 1 逆止弁 1 1 は閉状態にある。従って、第 1 ポンプ 1 0 の昇圧により、第 2 ポンプ 2 0 のポート P 2 1 側にオイルが流入することはない。

40

【 0 0 9 7 】

このように、第 1 プーリー P u 1 が高圧プーリーであり且つ第 2 プーリー P u 2 が低圧プーリーであるとき、オイルが第 1 プーリー P u 1 (高圧プーリー) に流入している場合

50

、第2ポンプ差圧P20が設定圧(スプリング荷重圧PS)を上回るときに、第1ブーラストバルブ30はバルブ位置AからCへ2段階動作して、第2ポンプ差圧P20を設定圧(スプリング荷重圧PS)に等しくすると共に、第1ポンプ吐出圧P10を昇圧させ、これにより、第1ブーリー駆動圧P1を増大させる。

【0098】

図9は、図4の状態5における油圧回路100の動作を示す説明図である。状態5は、状態3における第1ブーリーPu1と第2ブーリーPu2の大小関係、並びに各オイルの流れる方向を反転させたものに相当する。

【0099】

従って、第2ポンプ差圧P20は、第1ブーラストバルブ30では第1ポートP1から第6ポートP6に向かって作用している。一方、第2ブーラストバルブ40では第6ポートP6から第1ポートP1に向かって作用している。

10

【0100】

状態5では第2ポンプ差圧P20の最大値はa[bar]に設定されている。従って、第2ポンプ差圧P20が設定圧(スプリング荷重圧PS)を上回るときに、第2ブーラストバルブ40の弁体41がバルブ位置AからBへ1段階動作し、第5ポートP5を閉じるようになる。第5ポートP5が閉じられ、オイルの流れが阻まれることにより、第2ライン2a、第4ライン4、第6ライン6及び第8ライン8において中間圧(点線部)が発生する。

【0101】

中間圧は、第2ポンプ20のポートP21側、すなわち第2ポンプ20の低圧側の圧力を増大させる。その結果、図4(c)に示されるように、第2ブーリーPu2には、PL圧及び第2ポンプ差圧P20に加えて中間圧も加わるため、第2ブーリー駆動圧P2が、中間圧が発生しない場合に比べ増大するようになる。

20

【0102】

このように、第2ブーリーPu2が高圧ブーリーであり且つ第1ブーリーPu1が低圧ブーリーであるとき、オイルが第2ブーリーPu2(高圧ブーリー)から流出している場合、第2ポンプ差圧P20が設定圧(スプリング荷重圧PS)を上回るときに、第2ブーラストバルブ40はバルブ位置AからBへ1段階動作して、第2ポンプ差圧P20を設定圧(スプリング荷重圧PS)に等しくする。それと同時に、第2ブーラストバルブ40は第2ポンプ20の吸込口(P21)の圧力を中間圧によって増大させる。これにより、図4(d)に示されるように第2ブーリー駆動圧P2が増大するようになる。

30

【0103】

図10は、図4の状態6における油圧回路100の動作を示す説明図である。状態6では、状態5と同様に、高圧ブーリーは第2ブーリーPu2であり、低圧ブーリーは第1ブーリーPu1である。しかし、オイルの流れる方向については、状態5と異なり、第1ブーリーPu1はオイルが流出し、第2ブーリーPu2はオイルが流入している。

【0104】

従って、状態5と同様に、第2ポンプ差圧P20が設定圧(スプリング荷重圧PS)を上回るときに、第2ブーラストバルブ40の弁体41が軸方向右側に移動し始める。これにより弁体41が第5ポートP5を閉じるようになる。

40

【0105】

しかし、状態6では、状態5と異なり第2ポンプ差圧P20の方向と、第2ブーリー流量Q2の流れる方向が一致している。そのため、第2ブーラストバルブ40の第5ポートP5が閉じて閉塞状態となった第2ライン2aから第2ポンプ20によりオイルが吸いだされることで中間圧は減少し、第2ブーラストバルブ40の第1ポートP1の圧力も減少する。これにより、第2ブーラストバルブ40はバルブ位置AからCへ2段階動作して、第5ポートP5に加えて第3ポートP3も閉じるようになる。

【0106】

第3ポートP3が閉じられることにより、ブーリー1次圧力ライン1aが閉じられる。

50

プーリー 1 次圧力ライン 1 a が閉じられることにより、第 1 ポンプ 1 0 から吐出されるオイルの流れが阻まれる。その結果、図 4 (d) に示されるように、第 1 ポンプ吐出圧 P 1 0 が昇圧されるようになる。昇圧された第 1 ポンプ吐出圧 P 1 0 は、第 4 ライン 4 及び第 2 ライン 2 a を介して第 2 ポンプ 2 0 のポート P 2 1 (吸込口) の圧力を増大させる。これにより、図 4 (d) に示されるように第 2 プーリー駆動圧 P 2 が増大するようになる。なお、第 5 ライン 5 のライン圧は第 1 ポンプ吐出圧 P 1 0 より高いため、第 2 逆止弁 1 2 は閉状態にある。従って、第 1 ポンプ 1 0 の昇圧により、第 2 ポンプ 2 0 のポート P 2 2 側にオイルが流入することはない。

【 0 1 0 7 】

このように、第 2 プーリー P u 2 が高圧プーリーであり且つ第 1 プーリー P u 1 が低圧プーリーであるとき、オイルが第 2 プーリー P u 2 (高圧プーリー) に流入している場合、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 が設定圧 (スプリング荷重圧 P S) を上回るときに、第 2 ブーストバルブ 4 0 はバルブ位置 A から C へ 2 段階動作して、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 を設定圧 (スプリング荷重圧 P S) に等しくすると共に、第 1 ポンプ吐出圧 P 1 0 を昇圧させ、これにより、第 2 プーリー駆動圧 P 2 を増大させる。

10

【 0 1 0 8 】

以上の通り、本油圧回路 1 0 0 では、第 2 ポンプ 2 0 の吸込口に連通する第 2 及び第 3 ライン 2, 3 並びに第 1 ポンプ 1 0 の吐出口に連通する第 1 ライン 1 の途中に、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 の向き・大きさに応じて別個に動作する第 1 ブーストバルブ 3 0 及び第 2 ブーストバルブ 4 0 が設けられている。第 1 ブーストバルブ 3 0 又は第 2 ブーストバルブ 4 0 は、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 が設定圧 (スプリング荷重圧 P S) を上回るときに、バルブ位置 A から B へ 1 段階動作し、或いはバルブ位置 A から C へ 2 段階動作するように構成されている。第 1 ブーストバルブ 3 0 又は第 2 ブーストバルブ 4 0 が 1 段階動作する場合、第 3 ライン 3 又は第 2 ライン 2 が閉じられ、オイルの流れが阻まれることにより第 3 ライン 3 又は第 2 ライン 2 に中間圧が発生する。中間圧は第 2 ポンプ 2 0 の低圧側の圧力 (吸込圧) を昇圧させる。これにより、高圧プーリー駆動圧が増大するようになる。

20

【 0 1 0 9 】

他方、第 1 ブーストバルブ 3 0 又は第 2 ブーストバルブ 4 0 が 2 段階動作する場合、プーリー 1 次圧力ライン 1 a が閉じられ、第 1 ポンプ 1 0 から吐出されるオイルの流れが阻まれる。これにより第 1 ポンプ吐出圧 P 1 0 が昇圧される。昇圧された第 1 ポンプ吐出圧 P 1 0 (中間圧) は、第 4 ライン 4 又は第 5 ライン 5 を介して第 2 ポンプ 2 0 の低圧側の圧力 (吸込圧) を昇圧させる。これにより、高圧プーリー駆動圧が増大するようになる。

30

【 0 1 1 0 】

従って、本油圧回路 1 0 0 によれば、第 2 ポンプ 2 0 を駆動するモータ M の動力が小さい場合であっても、第 1 プーリー P u 1 又は第 2 プーリー P u 2 に対し高いプーリー駆動圧を素早く供給することが可能となる。これにより、第 2 ポンプ 2 0 を駆動するモータ M の動力が小さい場合であってもキックダウン・急停車等の素早い変速比制御が可能となる。

【 0 1 1 1 】

また、本油圧回路 1 0 0 では、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 の最大値、すなわちモータ M の最大出力を引き上げることにより、自動的に高圧側のプーリー駆動圧が増大するようになる。そのため、ソレノイド等の電磁弁が不要となる。これは油圧回路の小型化、コストダウン等に寄与することになる。

40

【 0 1 1 2 】

一般に、第 2 ポンプ 2 0 を駆動するモータ M の出力は、「第 2 ポンプ差圧 P 2 0」と「第 2 ポンプ流量 Q 2 0」との積に等しくなる。本油圧回路 1 0 0 では、第 1 ブーストバルブ 3 0 及び第 2 ブーストバルブ 4 0 が動作する際、第 2 ポンプ差圧 P 2 0 は上記バルブ 3 0, 4 0 によって一定値に調圧される。従って、上記図 4 (a) に示されるプーリー位置制御においては、「第 2 ポンプ流量 Q 2 0」を制御変数とすれば足りることになる。つまり、本油圧回路 1 0 0 では、第 2 ポンプ流量 Q 2 0 を用いたプーリー位置制御が常に可能

50

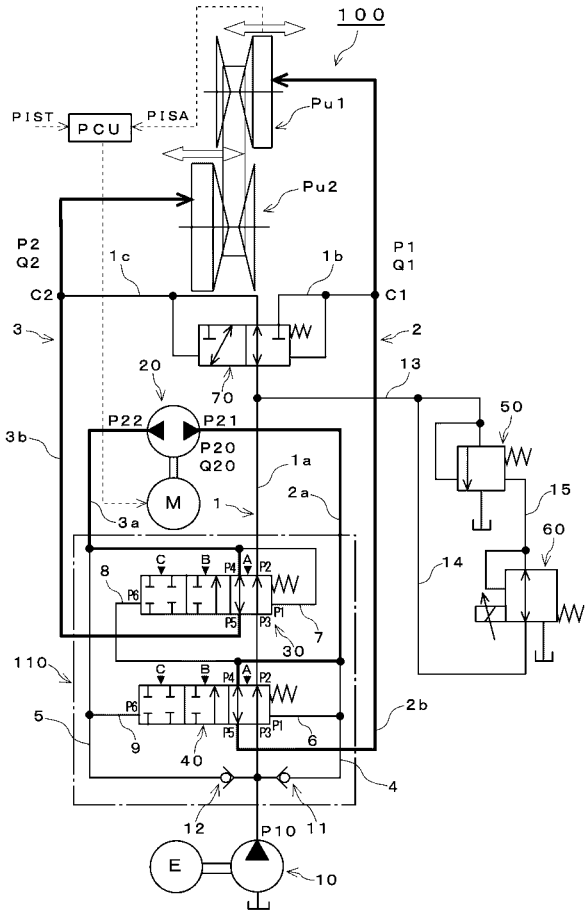
となる。

【符号の説明】

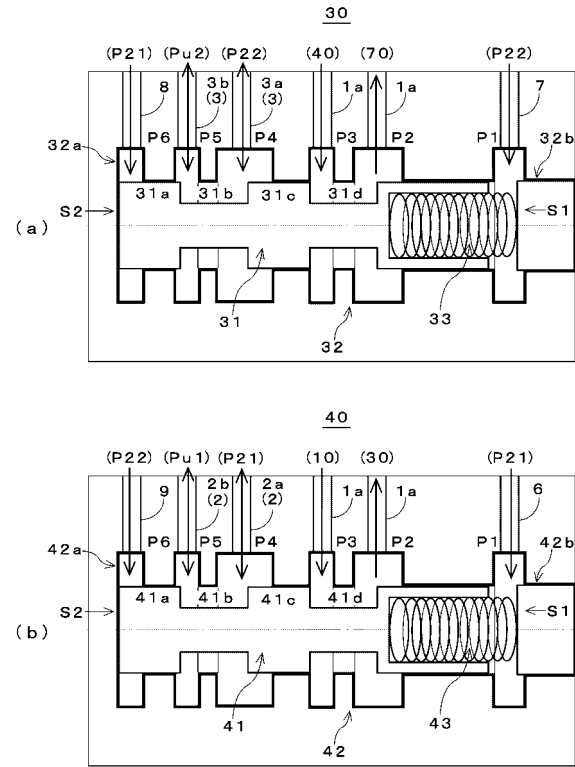
【0113】

1	第1ライン	
1 a	プーリー1次圧カライン	
1 b	第1プーリー2次圧カライン	
1 c	第2プーリー2次圧カライン	
2、2 a、2 b	第2ライン	
3、3 a、3 b	第3ライン	
4	第4ライン	10
5	第5ライン	
6	第6ライン	
7	第7ライン	
8	第8ライン	
9	第9ライン	
1 0	第1ポンプ	
1 1	第1逆止弁	
1 2	第2逆止弁	
1 3	第1 3ライン	
1 4	第1 4ライン	20
1 5	第1 5ライン	
2 0	第2ポンプ	
3 0	第1ブーストバルブ(第1バルブ)	
4 0	第2ブーストバルブ(第2バルブ)	
5 0	P Lレギュレータバルブ(圧力調整弁)(第3バルブ)	
6 0	P Lソレノイドバルブ(リニアソレノイド)	
7 0	P Lシフトバルブ(切替弁)	
1 0 0	油圧回路	
1 1 0	油圧ブースト機構	

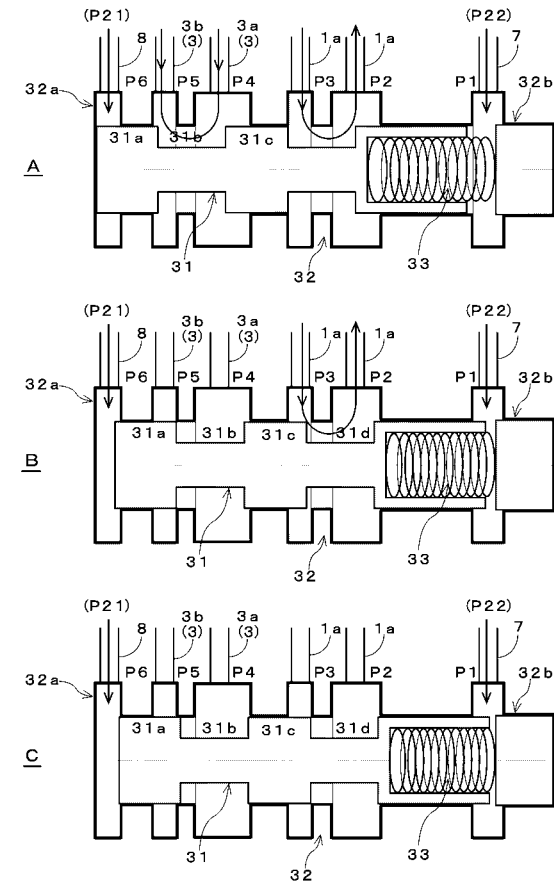
【図 1】



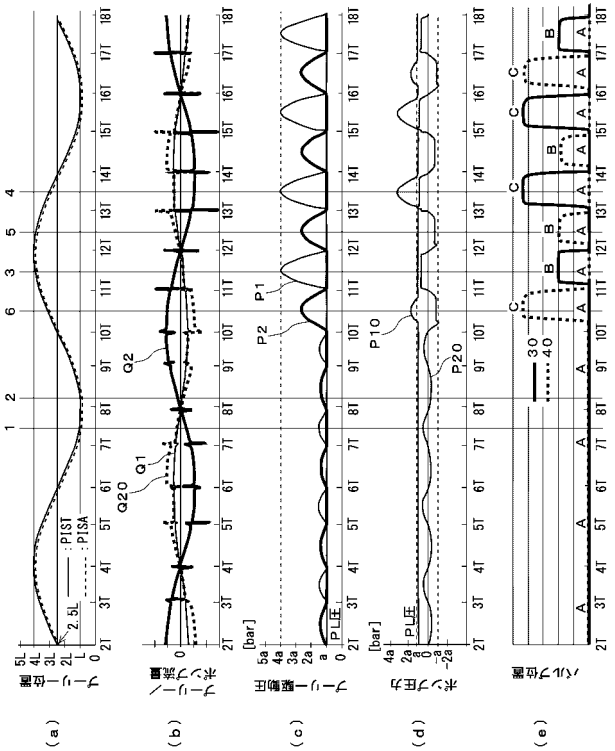
【図 2】



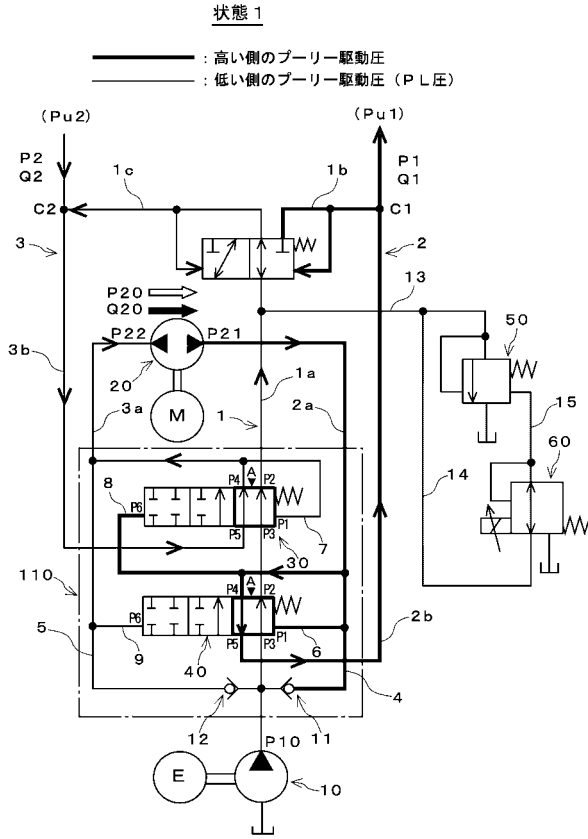
【図 3】



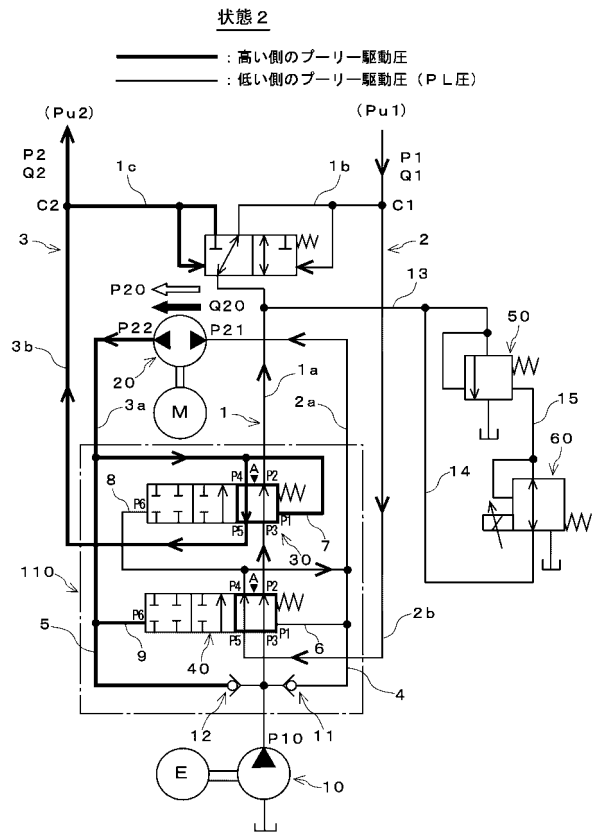
【図 4】



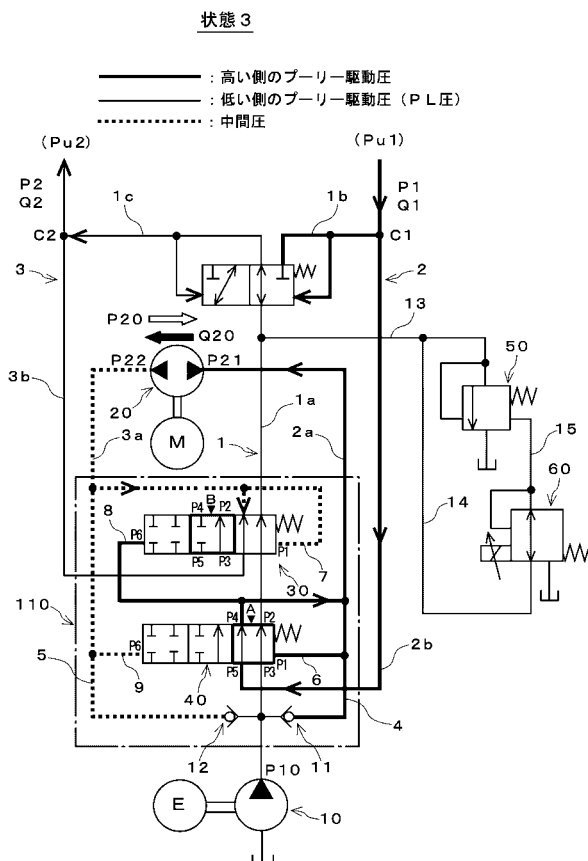
【 図 5 】



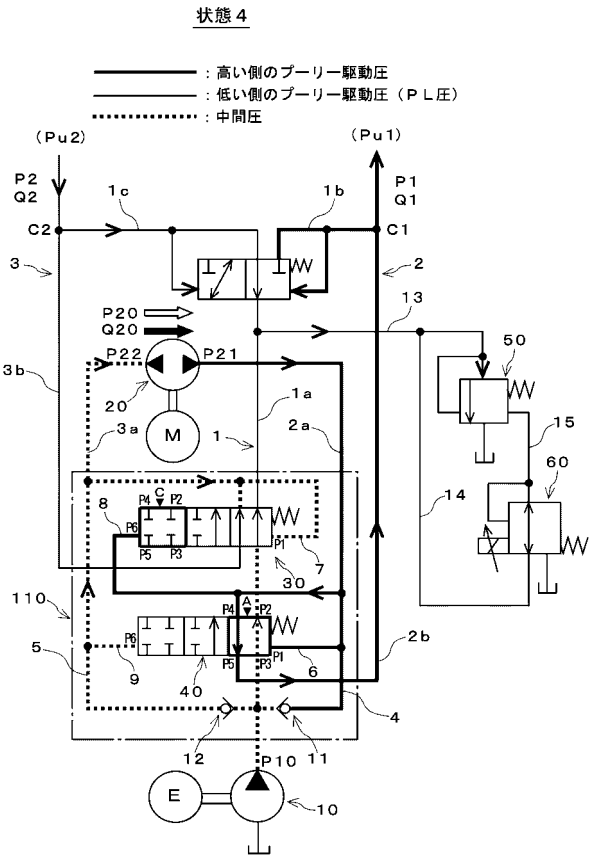
【 図 6 】



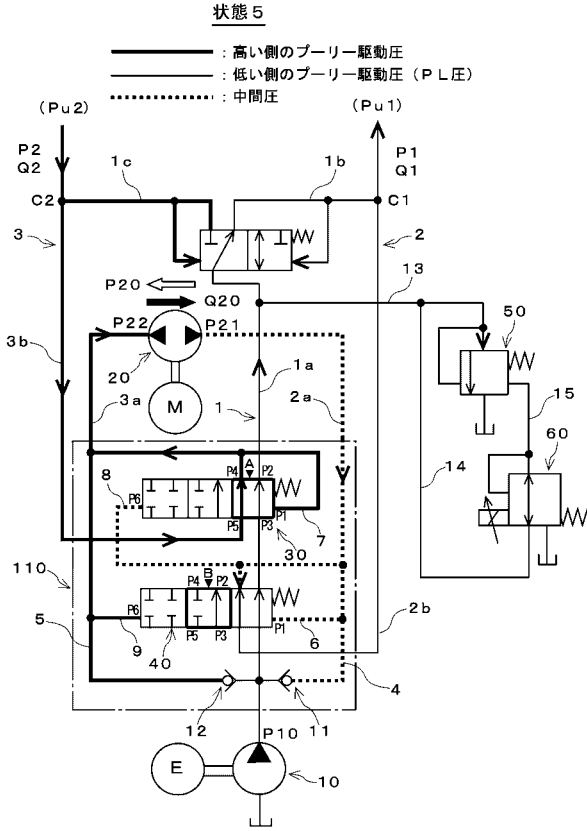
【 図 7 】



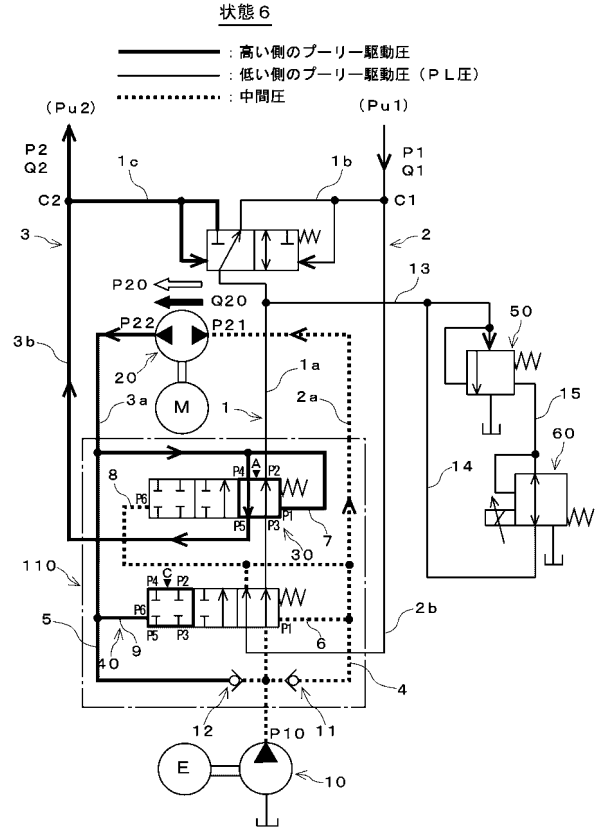
【 図 8 】



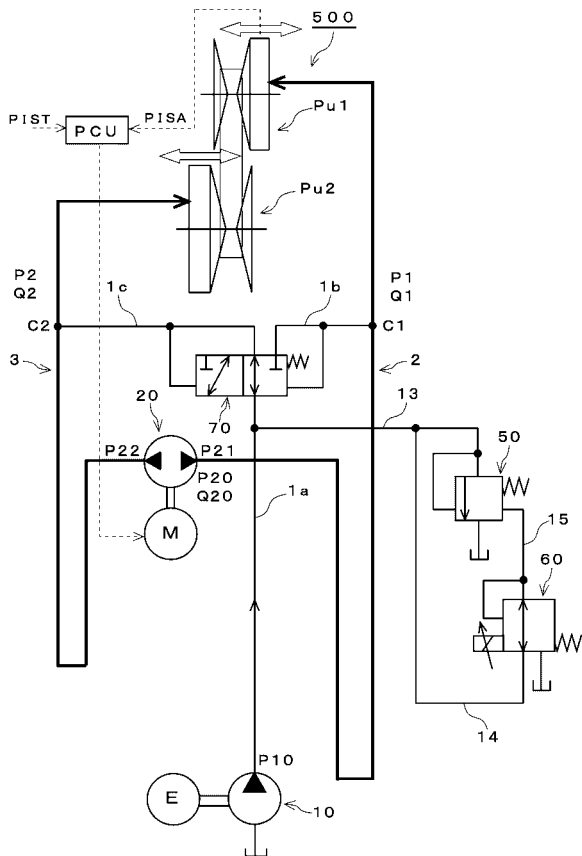
【図9】



【図10】



【図11】



【図12】

