

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号  
特許第3549124号  
(P3549124)

(45) 発行日 平成16年8月4日(2004.8.4)

(24) 登録日 平成16年4月30日(2004.4.30)

(51) Int.Cl. <sup>7</sup>	F I
F 1 5 B 11/00	F 1 5 B 11/00 S
// E 0 2 F 9/22	E 0 2 F 9/22 A
F 1 6 K 17/04	F 1 6 K 17/04 K

請求項の数 2 (全 8 頁)

(21) 出願番号	特願平6-252126	(73) 特許権者	000001236
(22) 出願日	平成6年10月18日(1994.10.18)		株式会社小松製作所
(65) 公開番号	特開平8-121405		東京都港区赤坂二丁目3番6号
(43) 公開日	平成8年5月14日(1996.5.14)	(74) 代理人	100073818
審査請求日	平成13年3月16日(2001.3.16)		弁理士 浜本 忠
		(74) 代理人	100096448
			弁理士 佐藤 嘉明
		(72) 発明者	新井 満
			栃木県小山市横倉新田400 株式会社小松製作所 小山工場内
		(72) 発明者	林 盛太
			栃木県小山市横倉新田400 株式会社小松製作所 小山工場内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 カウンタバランス弁

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

弁本体50に、第1・第2ポンプ側ポート52, 53と第1、第2モータ側ポート54, 55を連通・遮断するスプール56を左右摺動自在に設け、このスプール56を各ポートを遮断する中立位置に左右のパネ57, 57で保持し、左受圧室58内の圧油で第2ポンプ側ポート53と第2モータ側ポート55を連通する第1の走行位置に移動し、右受圧室59内の圧油で第1ポンプ側ポート52と第1モータ側ポート54を連通する第2の走行位置に移動する構成とし、  
前記スプール56に、左受圧室58に連通した第1の軸孔60と右受圧室59に連通した第2の軸孔60及び、その第1・第2の軸孔60を常時第1・第2ポンプ側ポート52, 53にそれぞれ連通する第1・第2の小径孔61並びに、第1・第2の軸孔60をスプール外周面に開口する第1・第2の大径孔64をそれぞれ形成し、前記弁本体50に補助ポート65を形成し、  
前記スプール56が中立位置及び中立位置と第1・第2の走行位置の中間位置の時には第1・第2の大径孔64が閉塞され、スプール56が第1の走行位置の時には第1の大径孔64が補助ポート65に連通し、スプール56が第2の走行位置の時には第2の大径孔64が補助ポート65に連通する構成としたことを特徴とするカウンタバランス弁。

【請求項2】

第1ポンプ側ポート52と第2ポンプ側ポート53との中間位置に補助ポート65を形成し、スプール56に第1ポンプ側ポート52と第1モータ側ポート54を連通遮断する左

小径部 6 2 及び第 2 ポンプ側ポート 5 3 と第 2 モータ側ポート 5 5 を連通・遮断する右小径部 6 3 を形成し、この左右小径部 6 2 , 6 3 に第 1・第 2 の小径孔 6 1 をそれぞれ開口し、第 1・第 2 の大径孔 6 4 を小径孔 6 1 よりも補助ポート 6 5 寄り位置とし、スプール 5 6 が中立位置の時には第 1・第 2 の大径孔 6 4 が弁本体 2 0 により閉塞され、スプール 5 6 が中立位置から左右に所定ストローク移動すると第 1 又は第 2 の大径孔 6 4 が補助ポート 6 5 に連通するようにした請求項 1 記載のカウンタバランス弁。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】

本発明は建設機械の走行装置等に使用される油圧モータの駆動油圧回路に設けられるカウンタバランス弁に関する。 10

【0002】

【従来の技術】

油圧モータの駆動油圧回路としては例えば図 1 に示すものが知られている。

すなわち、油圧ポンプ 1 の吐出路 1 a を操作弁 2 で第 1、第 2 主回路 3 , 4 に接続制御し、その第 1、第 2 主回路 3、4 を油圧モータ 5 の第 1、第 2 ポート 6<sub>1</sub>、6<sub>2</sub> に接続し、第 1、第 2 主回路 3、4 間にカウンタバランス弁 7 を設け、操作弁 2 を中立位置 N とすると第 1、第 2 主回路 3、4 の逆止弁 8 より油圧モータ 5 側をカウンタバランス弁 7 の中立位置 N で遮断して油圧モータ 5 が外力で回転しないようにし、操作弁 2 を第 1、又は第 2 位置 a , b とすると第 1 又は第 2 主回路 3 , 4 の高圧油でカウンタバランス弁 7 が第 1 又は第 2 位置 A , B に切換わり、第 2 又は第 1 主回路 4 , 3 をカウンタバランス弁 7 を 20 経てタンク 9 に接続するようにしてある。

【0003】

かかる駆動油圧回路に用いられるカウンタバランス弁 7 は第 1、第 2 主回路 3 , 4 の高圧油で第 1・第 2 位置 A , B に切換り、その高圧油がなくなると中立位置 N に復帰するものである。

他方、油圧モータ 5 を停止する時には油圧モータ 5 が外部負荷によって回転されてポンプ作用する。

【0004】

このために、操作弁 2 を中立位置 N として、油圧モータ 5 を停止する際に、カウンタバ 30 ランス弁 7 が中立位置 N となると逆止弁 8 よりも下流側の第 1、第 2 主回路 3 , 4 の一方が高圧となって停止時のショックが大となる。

この停止時のショックを低減するにはカウンタバランス弁 7 が第 1・第 2 位置 A , B から中立位置 N に復帰する速度を遅くして、第 1・第 2 主回路 3 , 4 内の圧油をカウンタバランス弁 7 で絞ってタンク 9 に流出するようにすれば良い。

例えば、カウンタバランス弁 7 と第 1・第 2 主回路 3 , 4 を接続する回路 1 0 , 1 0 に絞り 1 1 , 1 1 を設け、この絞り 1 1 の絞りを小としてカウンタバランス弁 7 が第 1・第 2 位置より中立位置 N に復帰する速度を遅くすれば良い。

【0005】

しかしながら、このようにするとカウンタバランス弁 7 が中立位置 N に復帰する時間が遅 40 くなって、キャビテーションを発生したり、油圧モータの停止時間が長くなってしまう。

【0006】

このことを解消するカウンタバランス弁としては、例えば実開平 4 - 1 3 8 1 0 3 号公報に示すものが知られている。

つまり図 2 に示すように弁本体 2 0 の弁孔 2 1 に、第 1・第 2 ポンプ側ポート 2 2 , 2 3 と第 1、第 2 モータ側ポート 2 4 , 2 5 を連通・遮断するスプール 2 6 を左右摺動自在に設け、このスプール 2 6 を各ポートを遮断する中立位置に左右のパネ 2 7 , 2 7 で保持し、左受圧室 2 8 内の圧油で第 2 ポンプ側ポート 2 3 と第 2 モータ側ポート 2 5 を連通する第 1 の走行位置に移動し、右受圧室 2 9 内の圧油で第 1 ポンプ側ポート 2 2 と第 1 モータ側ポート 2 4 を連通する第 2 の走行位置に移動する構成とする。 50

## 【 0 0 0 7 】

前記スプール 2 6 の左右に軸孔 3 0 をそれぞれ形成し、この軸孔 3 0 を第 1 小径孔 3 3 で前記スプール 2 6 における左右小径部 3 4 , 3 5 にそれぞれ開口し、前記各軸孔 3 0 に外向きのフランジ 3 9 を有するピストン 3 1 をそれぞれ嵌挿して、そのフランジ 3 9 とプラグ 4 0 との間にバネ 2 7 を設けてフランジ 3 9 によってスプール 2 6 を中立位置に保持し、前記ピストン 3 1 に油孔 3 6 と、この油孔 3 6 を左右受圧室 2 8 , 2 9 に開口する第 2 小径孔 3 7 と、油孔 3 6 を外周面に開口する孔 3 8 をそれぞれ形成してある。

## 【 0 0 0 8 】

前記スプール 2 6 が図 2 に示す中立位置の時には孔 3 8 が軸孔 3 0 で閉塞され、スプール 2 6 が中立位置から左右に所定ストローク  $l_2$  摺動した中間位置の時には孔 3 8 が軸孔 3 0 で閉塞され、スプール 2 6 がさらに左右に所定ストローク  $l_1$  摺動した走行位置の時には孔 3 8 が左右受圧室 2 8 , 2 9 に開口し、かつ第 1 又は第 2 ポンプ側ポート 2 2 , 2 3 と第 1 又は第 2 モータ側ポート 2 4 , 2 5 が連通するように構成したカウンタバランス弁。

10

## 【 0 0 0 9 】

かかるカウンタバランス弁であれば、図 1 に示す操作弁 2 を第 1 位置 a として走行する時にはスプール 2 6 が  $l_2 + l_1$  だけ右方に摺動して走行位置となり、この状態から操作弁 2 を中立位置 N とすると第 1 主回路 3 内の圧油がタンク 9 に流出して圧力が低下するので、スプール 2 6 はバネ 2 7 で左方に向けて摺動する。

## 【 0 0 1 0 】

20

この時、左受圧室 2 8 内の圧油は、第 2 小径孔 3 7、径方向の孔 3 8 を通って油穴 3 6 に流れ、第 1 小径孔 3 3 より第 1 ポンプ側ポート 2 2 に流れ、第 1 主回路 3 よりタンク 9 に流出するので、左受圧室 2 8 内の圧油は第 1 小径孔 3 3 で絞られるだけであるから左受圧室 2 8 内の圧油がスムーズにタンク 9 に流出し、スプール 2 6 は高速で摺動するので、キャビテーションを防止し、追従性良く減速する。

## 【 0 0 1 1 】

そして、スプール 2 6 が  $l_1$  だけ左方にストロークして中間位置となると、径方向の孔 3 8 が軸孔 3 0 で閉塞され、左受圧室 2 8 は第 2 小径孔 3 7 と第 1 小径孔 3 3 で第 1 ポンプ側ポート 2 2 に連通し、その連通相当絞り径が小さくなり左受圧室 2 8 内の圧油はタンク 9 に徐々に流出し、スプール 2 6 が  $l_2$  だけ左方にストロークすると図 2 に示す中立位置となるので、スプール 2 6 は低速で左方に摺動するから、停止ショックは小さく、ダンピング効果も大きくハンチングを抑制する。

30

## 【 0 0 1 2 】

このように、カウンタバランス弁 7 のスプール 2 6 は走行位置より中立位置に摺動する際に中間位置までのストローク初期には高速で摺動し、中立位置から中立位置までのストローク終期には低速で摺動するので、カウンタバランス弁 7 が高速で摺動するストローク初期にキャビテーションを防止でき、低速で摺動するストローク終期にショックなく減速して中立位置に停止できる。

## 【 0 0 1 3 】

したがって、前述のカウンタバランス弁であればキャビテーションを防止しながらショックなく減速して停止できると共に、短時間にスプール 2 6 を中立位置として短時間に停止できる。

40

## 【 0 0 1 4 】

## 【 発明が解決しようとする課題 】

かかるカウンタバランス弁は、弁本体 2 0 とスプール 2 6 と 2 つのピストン 3 1 より成り、部品点数が多くコストが高くなるばかりか、組立作業が面倒となる。

しかも、ピストン 3 1 はフランジ 3 9 を有すると共に、油孔 3 6、第 2 小径孔 3 7、孔 3 8 を有しており、そのピストン 3 1 の製作は大変面倒で製作コストが高いものとなるので、カウンタバランス弁は非常に高価となる。

## 【 0 0 1 5 】

50

そこで、本発明は前述の課題を解決できるようにしたカウンタバランス弁を提供することを目的とする。

#### 【 0 0 1 6 】

##### 【課題を解決するための手段】

弁本体 5 0 に、第 1 ・第 2 ポンプ側ポート 5 2 , 5 3 と第 1 、第 2 モータ側ポート 5 4 , 5 5 を連通・遮断するスプール 5 6 を左右摺動自在に設け、このスプール 5 6 を各ポートを遮断する中立位置に左右のパネ 5 7 , 5 7 で保持し、左受圧室 5 8 内の圧油で第 2 ポンプ側ポート 5 3 と第 2 モータ側ポート 5 5 を連通する第 1 の走行位置に移動し、右受圧室 5 9 内の圧油で第 1 ポンプ側ポート 5 2 と第 1 モータ側ポート 5 4 を連通する第 2 の走行位置に移動する構成とし、

10

前記スプール 5 6 に、左受圧室 5 8 に連通した第 1 の軸孔 6 0 と右受圧室 5 9 に連通した第 2 の軸孔 6 0 及び、その第 1 ・第 2 の軸孔 6 0 を常時第 1 ・第 2 ポンプ側ポート 5 2 , 5 3 にそれぞれ連通する第 1 ・第 2 の小径孔 6 1 並びに、第 1 ・第 2 の軸孔 6 0 をスプール外周面に開口する第 1 ・第 2 の大径孔 6 4 をそれぞれ形成し、前記弁本体 5 0 に補助ポート 6 5 を形成し、

前記スプール 5 6 が中立位置及び中立位置と第 1 ・第 2 の走行位置の中間位置の時には第 1 ・第 2 の大径孔 6 4 が閉塞され、スプール 5 6 が第 1 の走行位置の時には第 1 の大径孔 6 4 が補助ポート 6 5 に連通し、スプール 5 6 が第 2 の走行位置の時には第 2 の大径孔 6 4 が補助ポート 6 5 に連通する構成としたカウンタバランス弁。

#### 【 0 0 1 7 】

20

##### 【作 用】

スプール 5 6 が走行位置より中立位置に向けて移動する時に、中間位置までのストローク初期には左右受圧室 5 8 , 5 9 内の圧油が小径孔 6 1 と大径孔 6 4 よりスムーズに流出し、さらに中立位置までストロークする時には小径孔 6 1 のみより流出して流れ難くなるので、スプール 5 6 の移動速度はストローク初期には速く、ストローク終期では遅くなり、キャビテーションを防止しながらスプール 5 6 を短時間に中立位置に復帰できると共に、第 2 ・第 1 モータ側ポート 5 5 , 5 4 を第 2 ・第 1 ポンプ側ポート 5 3 , 5 2 に徐々に連通できる。

また、弁本体 5 0 とスプール 5 6 より構成したので、部品点数が少なくなる。

#### 【 0 0 1 8 】

30

##### 【実 施 例】

図 3 に示すように、弁本体 5 0 には弁孔 5 1 が形成され、その弁孔 5 1 には第 1 ・第 2 ポンプ側ポート 5 2 , 5 3 と第 1 ・第 2 モータ側ポート 5 4 , 5 5 が形成してあり、各ポートは弁孔 5 1 に摺動自在に嵌挿したスプール 5 6 で連通、遮断され、そのスプール 5 6 は一対のパネ 5 7 , 5 7 で中立位置 N に保持され、かつ左右受圧室 5 8 , 5 9 の圧油力で図 1 に示す第 1 位置 A、第 2 位置 B に向けて摺動される。

#### 【 0 0 1 9 】

前記スプール 5 6 の左右には軸孔 6 0 が穿孔され、この軸孔 6 0 はスプール 5 6 に穿孔した小径孔 6 1 でスプール 5 6 の左右小径部 6 2 , 6 3 にそれぞれ開口し、かつ大径孔 6 4 でスプール 5 6 の外周面に開口し、各軸孔 6 0 は左右受圧室 5 8 , 5 9 に連通・遮断される。

40

#### 【 0 0 2 0 】

前記第 1 ・第 2 ポンプ側ポート 5 2 , 5 3 は図 1 に示す第 1 ・第 2 主回路 3 , 4 に接続し、第 1 ・第 2 モータ側ポート 5 4 , 5 5 は図 1 に示す油圧モータ 5 の第 1 ・第 2 ポート 6<sub>1</sub> , 6<sub>2</sub> に接続している。

#### 【 0 0 2 1 】

次に各部の詳細を作動とともに説明する。

図 1 に示す操作弁 2 が中立位置 N の時にはカウンタバランス弁 7 は中立位置 N となって、そのスプール 5 6 は図 3 の中立位置となり、大径孔 6 4 は弁孔 5 1 で閉塞されている。

この状態から、操作弁 2 を第 1 位置 a とすると、油圧ポンプ 1 の吐出圧油が第 1 主回路 3

50

に供給され、第1主回路3の圧油は第1ポンプ側ポート52、小径孔61、軸孔60より左受圧室58に流れてスプール56を右方にL<sub>3</sub>だけ押し、図4に示す走行位置とし、第2ポンプ側ポート53と第2モータ側ポート55を右小径部63で連通し、左側の大径孔64は弁孔51に形成した補助ポート65に開口する。

【0022】

これにより、油圧モータ5の第1ポート6<sub>1</sub>に圧油が供給され、第2ポート6<sub>2</sub>より圧油が第2モータ側ポート55、第2ポンプ側ポート53を通過してタンク9に流出する。なお、前記補助ポート65は油圧モータ5を制動するブレーキを解除作動する油圧回路に接続している。

【0023】

前述の状態より操作弁2を中立位置Nとすると第1主回路3内の圧油がタンク9に流出して圧力が低下するので、スプール56はバネ57で左方に向けて摺動する。

【0024】

この時、左受圧室58内の圧油は、図4に示すように軸孔60、小径孔61より第1ポンプ側ポート52に流れ、第1主回路3よりタンク9に流出すると共に、軸孔60、大径孔64より補助ポート65に流出するので、左受圧室58内の圧油の流出経路の絞り用開口面積は第1小径孔61の開口面積と大径孔64の開口面積の和となって大であるから左受圧室58内の圧油がスムーズに流出し、スプール56は高速で摺動するので、キャビテーションを防止し、追従性良く減速する。

【0025】

そして、スプール56がL<sub>4</sub>だけ左方にストロークして中間位置となると図5のように、大径孔64が弁孔51で閉塞され、左受圧室58の圧油は軸孔60と小径孔61で第1ポンプ側ポート52に流出し、その流出経路の開口面積は小径孔61の開口面積のみで小となり、左受圧室58内の圧油はタンク9に徐々に流出し、スプール56がL<sub>5</sub>だけ左方にストロークすると図3に示す中立位置となるので、スプール56は低速で左方に摺動するから、停止ショックは小さく、ダンピング効果も大きくハンチングを抑制する。

【0026】

このように、カウンタバランス弁7のスプール56は走行位置より中立位置に摺動する際に中間位置までのストローク初期には高速で摺動し、中間位置から中立位置までのストローク終期には低速で摺動するので、カウンタバランス弁7が高速で摺動するストローク初期にキャビテーションを防止でき、低速で摺動するストローク終期にショックなく減速して中立位置に停止できる。

【0027】

したがって、キャビテーションを防止しながらショックなく減速して停止できると共に、短時間にスプール56を中立位置として短時間に停止できる。

【0028】

【発明の効果】

スプール56が走行位置より中立位置に向けて移動する時に、中間位置までのストローク初期には左右受圧室58、59内の圧油が小径孔61と大径孔64よりスムーズに流出し、さらに中立位置までストロークする時には小径孔61のみより流出して流れ難くなるので、スプール56の移動速度はストローク初期には速く、ストローク終期では遅くなり、キャビテーションを防止しながらスプール56を短時間に中立位置に復帰できると共に、第2・第1モータ側ポート55、54を第2・第1ポンプ側ポート53、52に徐々に連通できる。

したがって、油圧モータの駆動油圧回路に設けることでキャビテーションを防止しながらショックなく減速して短時間に油圧モータを停止できる。

また、弁本体50とスプール56より構成したので、部品点数が少なくコストが安くなるし、組立作業が容易となる。

【図面の簡単な説明】

【図1】従来の駆動油圧回路図である。

10

20

30

40

50

【図 2】従来のカウンタバランス弁の断面図である。

【図 3】本発明のカウンタバランス弁の中立状態の断面図である。

【図 4】本発明のカウンタバランス弁の走行状態の断面図である。

【図 5】本発明のカウンタバランス弁の中間状態の断面図である。

【符号の説明】

50 ... 弁本体

52 ... 第 1 ポンプ側ポート

53 ... 第 2 ポンプ側ポート

54 ... 第 1 モータ側ポート

55 ... 第 2 モータ側ポート

56 ... スプール

57 ... バネ

58 ... 左受圧室

59 ... 右受圧室

60 ... 軸孔

61 ... 小径孔

62 ... 左小径部

63 ... 右小径部

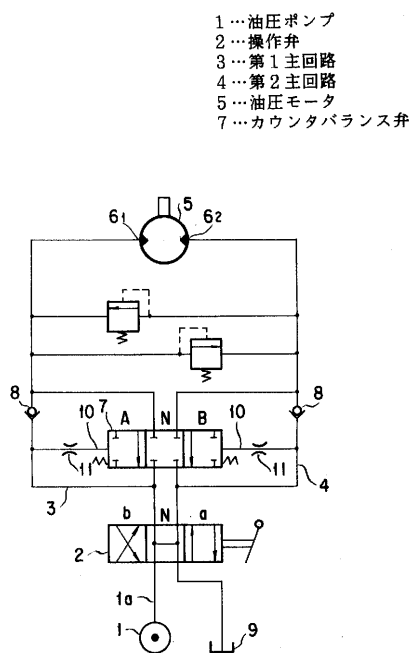
64 ... 大径孔

65 ... 補助ポート。

10

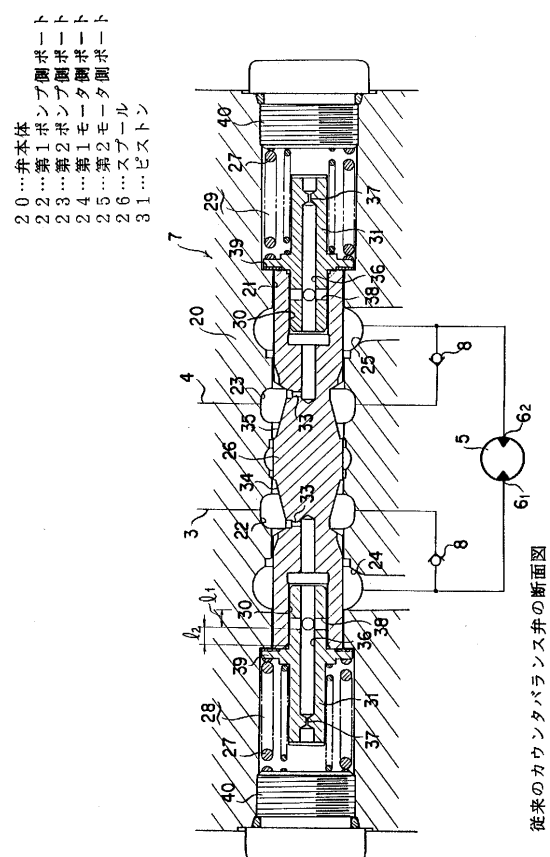
20

【図 1】



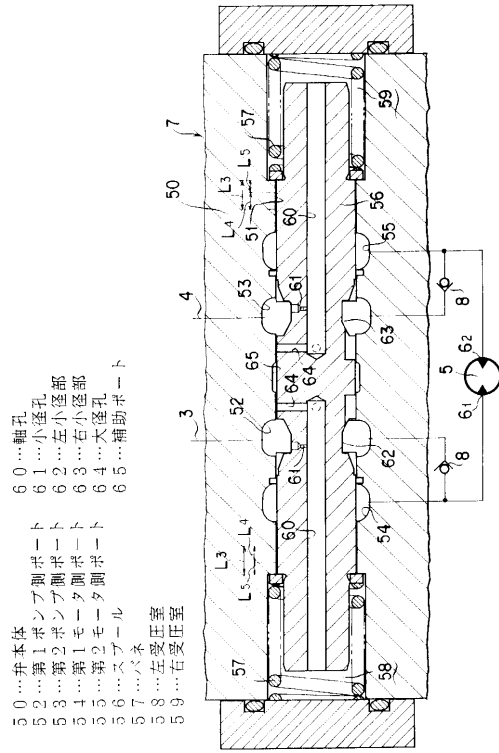
従来の駆動油圧回路図

【図 2】



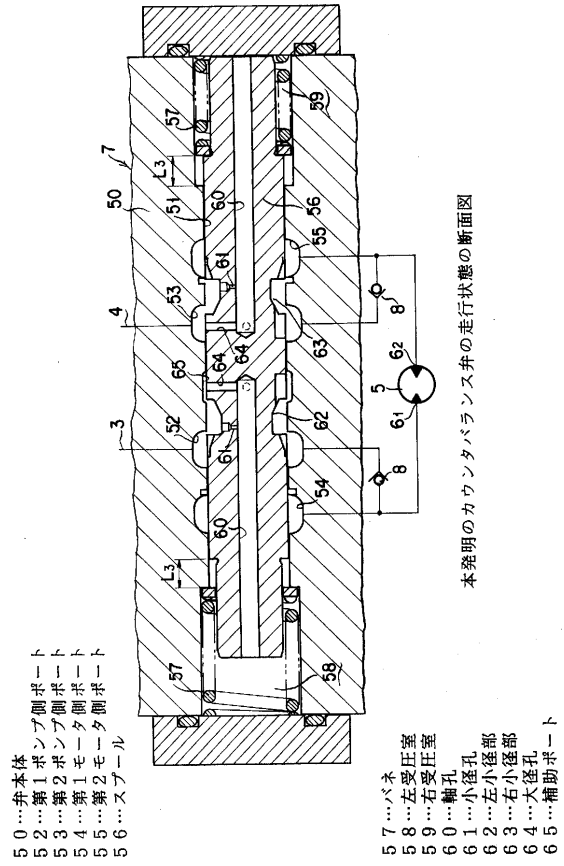
従来のカウンタバランス弁の断面図

【図 3】



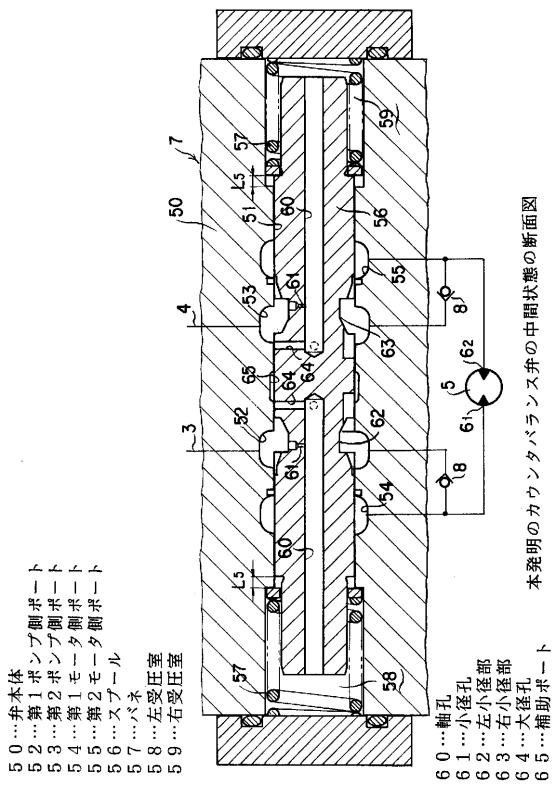
本発明のカウンタバランス井の中立状態の断面図

【図 4】



本発明のカウンタバランス井の走行状態の断面図

【図 5】



本発明のカウンタバランス井の中間状態の断面図

---

フロントページの続き

- (72)発明者 布谷 貞夫  
栃木県小山市横倉新田400 株式会社小松製作所 小山工場内  
(72)発明者 角 英樹  
栃木県小山市横倉新田400 株式会社小松製作所 小山工場内

審査官 加藤 友也

- (56)参考文献 西独国特許出願公開第03151027(D E , A )  
実開昭58-146167(J P , U )  
実公平3-29649(J P , Y 2 )  
実公平2-21659(J P , Y 2 )  
実公平1-7843(J P , Y 2 )

- (58)調査した分野(Int.Cl.<sup>7</sup>, D B 名)  
F15B 11/00-11/22  
E02F 9/22  
F16K 17/04