

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公表特許公報(A)

(11) 特許出願公表番号

特表2004-515681

(P2004-515681A)

(43) 公表日 平成16年5月27日(2004.5.27)

(51) Int. Cl.⁷

F 0 1 L 9/02

F 1 5 B 11/028

F I

F 0 1 L 9/02

F 1 5 B 11/02

Z

Y

テーマコード (参考)

3 G 0 1 8

3 H 0 8 9

審査請求 未請求 予備審査請求 有 (全 56 頁)

(21) 出願番号 特願2002-548287 (P2002-548287)
 (86) (22) 出願日 平成13年11月30日 (2001.11.30)
 (85) 翻訳文提出日 平成15年6月4日 (2003.6.4)
 (86) 国際出願番号 PCT/US2001/046686
 (87) 国際公開番号 W02002/046582
 (87) 国際公開日 平成14年6月13日 (2002.6.13)
 (31) 優先権主張番号 09/729,487
 (32) 優先日 平成12年12月4日 (2000.12.4)
 (33) 優先権主張国 米国 (US)

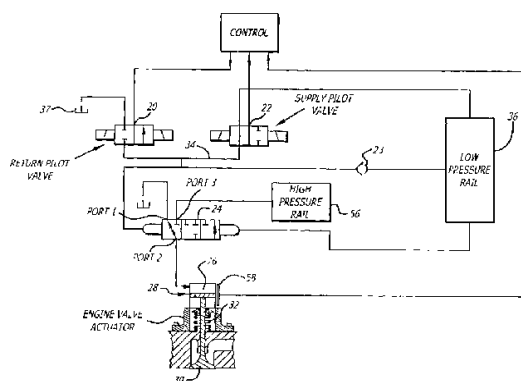
(71) 出願人 399015492
 スターマン・インダストリーズ・インコー
 ポレーテッド
 アメリカ合衆国・80863・コロラド州
 ・ウッドランド パーク・ワン イノベイ
 ション ウェイ・(番地なし)
 (74) 代理人 100064621
 弁理士 山川 政樹
 (72) 発明者 ターナー, クリストファー・ウェイン
 アメリカ合衆国・80528・コロラド州
 ・フォート コリンズ・オーガスタ トレ
 イル・5255

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 油圧式弁駆動システムおよび方法

(57) 【要約】

内燃エンジンのための油圧式エンジン弁駆動システムおよび方法。本システムは、比例弁を使用して、エンジン弁位置を制御する油圧アクチュエータに流入する作動流体の流量を調節する。比例弁の位置を高速弁によって制御して、エンジン弁の離座および着座速度を含む様々なエンジン弁のパラメータを制御する。エンジン弁の事象の間に、すべての弁を既知の開始位置に戻すことによって、比例弁の位置決めにおける誤差の蓄積を回避する。高速弁および比例弁にはスプール弁を使用し、かつエンジン弁にはスプリング・リターンおよび油圧リターンを使用する実施形態が開示される。比例弁中の特別に造形したスプールを設けることによって、エンジン弁動作に対する制御が向上する。他の様々な代替実施形態が開示される。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

油圧アクチュエータであって、その油圧アクチュエータ中の流体圧力によって弁を弁開位置に向かって促すために弁に対して配置された油圧アクチュエータと、
第 1 圧力下にある流体源を油圧アクチュエータに結合する第 1 位置と油圧アクチュエータを第 2 圧力下にある流体タンクに結合する第 2 位置との間で油圧によって移動可能なスプールを有し、第 2 圧力が第 1 圧力よりも小さい、比例スプール弁と、
第 1 位置と第 2 位置の間でスプール位置を油圧によって制御する電気制御式弁と、
弁を閉位置に戻す弁リターンとを備えるエンジン弁を開く装置。

【請求項 2】

10

スプール弁が、第 1 圧力下にある流体源を油圧アクチュエータから遮断する第 1 位置と、油圧アクチュエータを第 2 圧力下にある流体タンクから遮断する第 2 位置との間で第 3 の位置を有する、請求項 1 に記載の装置。

【請求項 3】

第 2 圧力が大気圧である、請求項 1 に記載の装置。

【請求項 4】

第 1 圧力下にある流体源と油圧アクチュエータ、および油圧アクチュエータと第 2 の圧力下にある流体タンクの間における流れのための、スプール位置に対する領域を形成するために、スプールの直径に段が設けられる、請求項 1 に記載の装置。

【請求項 5】

20

弁が 2 連ソレノイド式ラッチング・スプール弁を備える、請求項 1 に記載の装置。

【請求項 6】

エンジン弁を開く方法であって、
弁に対して配置した油圧アクチュエータを備えて油圧アクチュエータ中の流体圧力によって弁を弁開位置に促すステップと、
第 1 圧力下にある流体源を油圧アクチュエータに結合する第 1 位置と油圧アクチュエータを第 2 圧力下にある流体タンクに結合する第 2 位置との間で油圧によって移動可能なスプールを有する比例スプール弁に油圧アクチュエータを結合するステップであって、第 2 圧力が第 1 圧力よりも小さいステップと、
電気制御式弁によって第 1 位置と第 2 位置の間でスプールの位置を油圧によって制御する
ステップとを含む方法。

30

【発明の詳細な説明】

【0001】

発明の背景

1. 発明の分野

本発明は内燃エンジンのための油圧弁駆動の分野に関する。

【0002】

2. 従来技術

現時点において、本発明の対象であるピストン式内燃エンジンが、自動車、トラック、バス、および様々な他の可動型および静止型の動力システムで現在広く使用されている。このようなエンジンには、一般的なガソリン式およびディーゼル式エンジンばかりでなく、液体プロパンなどの異なる燃料で動作する同様なエンジンも含まれる。これらのエンジンは一般に、スプリングによって閉位置に押されかつエンジン・クランクシャフトによって駆動されるカムシャフトによって適切な時点で直接または間接に開く吸気および排気弁を使用している。2 サイクル・ディーゼル・エンジンなどの 2 サイクル・エンジンでは、カムシャフトがエンジンのクランクシャフトと同期して回転するが、4 サイクル・エンジンでは、カムシャフトが 2 対 1 の減速駆動システム（ギヤまたはチェーンまたはベルトなど）によって駆動されてエンジンのクランクシャフトの 2 分の 1 の速度で回転する。

40

【0003】

エンジン弁のカムシャフトの駆動には歴史的にいくつかの利点があり、それが何十年もの

50

間、このようなエンジンにおいてかなり汎用されることになった。特に、このようなカム駆動弁システムの現在の開発水準を考慮すれば、これらの利点には高い信頼性がある。また開発および生産量の状態を考慮すれば、カム駆動は相対的に経済性が優れている。カム駆動はまた、カムシャフト角に対する弁位置を決める滑らかな曲線を与えるようにカムを形成できるという利点がある。これによって、低エンジン回転数において、弁をかなり低速で離れさせ、低速初期開放だけでなく、低速で閉じるようにすることができ、その結果、生成される騒音が最小になる。またそれによって、エンジン回転数の動作域全体を通じて同じ弁タイミングを維持するのに必要な、高速エンジン回転時の弁の高速開放と高速閉成が得られる。

【0004】

10

カム駆動弁システムには、ますます問題となってきたいくつかの制約もある。特に、最適弁タイミングがエンジンの動作域全体を通じて一定しない。例えば、あるエンジン回転数で最大出力となる弁タイミングは、別のエンジン回転数で最大出力となる弁タイミングと同じではない。したがって、古典的なカム駆動弁システムでは妥協的な弁タイミングを用いてエンジン動作条件の適度な範囲にわたって適度な性能を提供するが、他方では、皆無ではないにしても、これらのほとんどの条件に関して最適にはならない場合がある。さらには、エンジン排気ガスの見地から言えば、任意のエンジン回転数で最大出力となる弁タイミングが最適ではない場合がある。所与のエンジン回転数のいずれにおいても、最適弁タイミングは、エンジン負荷および可能性として空気の温度、空気圧、エンジン温度等々の他のパラメータに依存せざるを得ない。

20

【0005】

近年、固定タイミング・カム式弁システムの制約のいくつかを補償しようとする機構が導入されるようになった。これらの機構には、エンジン回転数に伴って弁タイミング（しかし、カムシャフト角に関する弁開時間ではない）を変えるための機構および弁開時間を長くするための機構が含まれる。しかし、このような機構は、複雑になりがちであり、すべてのエンジン動作回転数で弁の開弁距離が固定され、かつ弁動作の最適化に着手できるための変動値の数および値域に限定がある。

【0006】

最近では、弁駆動用の様々な油圧システムが提案されている。これらのシステムは、多様なエンジン動作パラメータの値域にわたってより柔軟に弁駆動パラメータを制御する可能性を提供する。本発明はこれらのシステムに関する改良である。

30

【0007】

発明の概要

内燃エンジンのための油圧式エンジン弁駆動システムおよび方法。本システムは、比例弁を使用して、エンジン弁位置を制御する油圧アクチュエータに流入出する作動流体の流量を調節する。比例弁の位置を高速弁によって制御して、エンジン弁の離座および着座速度を含む様々なエンジン弁のパラメータを制御する。エンジン弁の事象の間に、すべての弁を既知の開始位置に戻すことによって、比例弁の位置決めにおける誤差の蓄積を回避する。高速弁および比例弁にはスプール弁を使用し、かつエンジン弁にはスプリング・リターンおよび油圧リターンを使用する実施態様が開示される。

40

【0008】

エンジン弁動作に対する制御を向上させるために、比例弁に特別に形成したスプールを使用してスプール位置に対する流れ領域を形成する。これによって、可能なスプール位置の選択部分に対して、スプールの動きに対する流れ領域をより漸進的に制限することができ、スプールがその最大位置にあるとき、最大流れ領域を阻害することなく、このような領域にあるスプール位置の小さな誤差の効果を減少させる。

【0009】

様々な他の代替実施形態が開示される。

【0010】

好ましい実施形態の詳細な説明

50

本発明は、ピストン式内燃エンジン中の１つまたは複数の吸気弁または１つまたは複数の排気弁を動作させる油圧弁動作システムであり、本システムは、弁タイミング、弁開時間、開放の程度、および開閉速度における完全な柔軟性を提供する。これらおよび他のパラメータの望ましい値域にわたる動作を、すべてのエンジン動作条件に対して制御し、かつより重要なことであるが、それを最適化することができる。このような最適化はまた、前回の弁動作サイクル時の弁動作に基づいて弁動作を増分調節できることを含む。これは、吸気弁または排気弁の動作パラメータを制御するために、パイロット弁の使用により比例弁の位置を制御することによって実現する。この点に関して、本明細書および特許請求の範囲において「吸気弁」または「排気弁」と言う場合、この語句が使用されている文脈によって別途明確にされていなければ、内燃エンジンの１本のシリンダ用の１つまたは複数の吸気弁、あるいは内燃エンジンの１本のシリンダの１つまたは複数の排気弁を指す。本システムの典型的な実施形態を本明細書では時に「２段階」システムと呼ぶが、以下に詳細に説明する。

【００１１】

最初に図１を参照すると、本発明によるシステムの典型的な構成のブロック図が見られる。図１に例示する本システムを使用して吸気または排気弁を駆動することができる。このような２段階システムは、３方比例スプール弁２４に結合した２つの小型２方デジタル式ラッチング・スプール弁２０、２２を備えている。この比例スプール弁が、制御容積２６に流入出する流れ領域を制御する。この制御容積は、アクチュエータ２８に対して作用してエンジン弁３０の位置を調節する。この実施形態ではスプリング・リターン３２を使用して弁を閉じるが、引き続き説明するように、油圧で閉じる弁を備える実施形態も同様に使用することができる。

【００１２】

これらの２つの小型２方デジタル・ラッチング・スプール弁２０、２２（ここではパイロット弁と呼ぶ）は好ましくは同一の弁であり、かつ１９９７年６月２４日交付の「Digital Two, Three, and Four Way Solenoid Control Valves」と題する米国特許第５,６４０,９８７号で開示されている２方弁に従うことが好ましく、その開示を参照により本明細書に組み込む。このような弁は、本発明で使用するように、２つの位置の間で動作可能な２連ソレノイド式高速磁気ラッチング・スプール弁である。第１位置によって第１ポートを第２ポートに結合して、これらの２つのポート間を流体連通し、かつ第２位置によって第１ポートと第２ポートの間の流体連通を遮断する。ポペット弁など他のタイプの弁も使用できるが、上記特許に開示されているタイプの弁が一般的に好ましく、それは、これらの弁では適正な制御が非常に高速であり、これらは磁気ラッチングなどが可能なために省エネルギーであり、かつ使用すれば、既に相対的に暖まっているそれらの動作環境においてさらに加熱するのを最小限にするために駆動完了を検知できるからである。（米国特許第５,７２０,２６１号および第５,９５４,０３０号を参照）。

【００１３】

図１の本発明の実施形態では、弁２０が、その第１位置にあるとき配管３４からドレイン配管またはタンク３７（大気圧など相対的に低圧にある）までの液流を許容し、それが第２位置にあるとき配管３４からドレイン３７までの液流を遮断する。弁２２は、それが第１位置にあるとき低圧レール３６から配管３４までの液流を許容し、それが第２位置にあるとき低圧レール３６から配管３４までの液流を遮断する。逆止弁２３は随意選択であり、通常はこの逆止弁へかかる差圧は弁を開く方向にはないので閉じている。しかし、それが備わることによって、一時的な圧力変動を減衰させかつ圧力変動におけるエネルギーの回復を助長する。

【００１４】

ここで図２を参照すると、図１の３方比例スプール弁２４の全体的な構造および機能を例示する図が見られる。この比例スプール弁は内部ハウジング４０中にスプール３８を含む。このハウジングが、外部ハウジング組立体（図示せず）内部に挿入され、Ｏリング溝４

2 中の O リングによってポート 1、2、3 を相互に離し、かつ内部ハウジング 40 の両端とも隔離する。外部ハウジング組立体は対応する流体接続部を有するとともに、図 2 のポート 1、2、3 として示した領域のそれぞれの近くに内部環状溝を含む。それぞれの溝は、内部ハウジング 40 中のそれぞれの内部領域 44、46、48 とそれぞれに流体連通するために内部ハウジング 40 を通る穴に対するマニフォールド領域としての役割を果たす。それぞれのポートから、対応する内部領域 44、46 または 48 までの流体連通が、典型的な実施形態では、貫通穴 50 によってばかりでなく、その穴に直交してそれぞれのポートに対応した貫通穴 52 を配置することによって実現している。

【0015】

概略的に例示する図 2 のように、スプール 38 は、スプールの左端にある有効領域 A_1 を有するピストンとスプールの右側にある有効領域 A_2 を有するピストンに対して作用する流体圧によって内部ハウジング 40 中に位置決めされる。図 2 に特に例示するように、スプール 38 は、本明細書では第 1 位置と呼ぶ右端の位置にある状態で示してある。その位置は、スプールを駆動するピストンの行程上にあるストップまたはスプール自体に作用するストップによって決まる。この位置では、スプール 38 がポート 3 と 2 の間の流体連通を遮断しており、かつポート 2 と 1 の間の流体連通を許容している。明らかなことであるが、スプールがその左端の位置にあるとき、本明細書ではその第 2 位置と呼ぶが、ポート 1 と 2 の間の流体連通が遮断されかつポート 2 と 3 の間の流体連通が可能になる。

【0016】

図 1 の 2 個の小型 2 方デジタル式ラッチング・スプール弁 20、22 を例として示すが、通常スプール弁では、隣接するポート間の流体連通は、スプールが一方の位置ありかつスプールが他方の位置に向かって最初に移動する間は遮断されていることになる。しかし、これらの 2 つの隣接するポートを結合する領域を分離している、ハウジング中のランドに関連したスプールのリリースがランドを一旦ブリッジし始めると、これらの 2 つのポートに結合する領域間の流れ領域が確立し、その流れ領域はスプールがさらに移動するにつれて直線的に増加する。その流れ領域はスプールの全径の周囲の領域なので、一旦開き始めると、スプールが相対的に小さくさらに移動するだけで 2 つのポート間に相対的に大きな流れ領域が開かれることになる。

【0017】

しかし、この 3 方比例スプール弁 24 (図 1) では、その細部のいくつかを図 2 に例示しているが、スプール位置に対する流れ領域を再形成するように、このようなスプール位置に対する流れ領域の変化を修正することができる。典型的な実施形態では、これを図 3 および 4 に例示するような態様で達成する。図 3 がスプール 38 の斜視図であり、図 4 がスプール 38 の中央ランドの一方の縁部の拡大図である。図 3 で分かるように、スプールの中央ランドは、この中央ランドのそれぞれの端部の回りに等間隔をおいて複数の切り溝 54 を有し、これらの切り溝によって、スプールのランドの縁部が内部ハウジングのランドの縁部に達する前の、すなわちスプール弁の流れ領域が確立し始める通常のスプール位置で流れ領域が開き始める。

【0018】

さらに、図 4 で分かるように、小さい段が、典型的な実施形態の 3 方比例スプール弁のスプール・ランドに形成してある。したがって、スプールが、内部ハウジングの内径中で緊密にすべり込む外径 D_0 を有する一方で、典型的なスプールの中央ランドの両端に追加的な直径 D_1 、 D_2 、 D_3 を有する。 D_3 は D_2 よりも小さく、 D_2 は D_1 よりも小さく、かつ D_1 は D_0 よりも小さい。これによって、図 5 および 6 に例示するように、隣接するポート間の流体連通の開閉時に、スプール位置に対する流れ領域における非線形的な変化が与えられる。これらの図は、3 方比例スプール弁中のスプール位置に対する、ポート 1 と 2 の間およびポート 2 と 3 の間におけるそれぞれの流れ領域を例示する。図 5 で分かるように、スプールが右端位置にあるとき、ポート 1 と 2 の間の流れ領域が最大であり、スプールの右側への最初の動きに対して、最初に相対的に大きな比率で減少し、次に別の移動部分に対してある比率で減少し、次いでスプール移動の残部に対してさらにある比率で

10

20

30

40

50

実質的にゼロ流れ領域まで減少して、スプールが移動を約 40 % 完了するとき、ポート 1 と 2 の間の連通を基本的に遮断する。対照的に図 6 はポート 2 と 3 の間の流れ領域を示すが、それは図 5 の鏡像である。

【0019】

図 5 および 6 からわかるように、本発明の典型的な実施形態では、スプールの最初の閉弁移動時の流れ領域の減少がスプール位置に対して大きな比率で生じ、スプールの位置が増進するにつれて流量の変化が減少して、スプールが移動距離の半ば手前まで達したときに実質的に流れ領域がゼロになり、それによって通常のスプール弁に特徴的な、スプール位置に対する流れ領域の関係を実質的に変更する。また、流れ領域は、最大スプール移動距離の 2 分の 1 に達する前に実質的にゼロになるので、ポート 1 と 2 の間およびポート 2 と 3 の間の流体連通は、スプールがその移動範囲のほぼ中央に位置するとき不能になる、すなわち、遮断される。例示した特定の典型的な実施形態に関しては、ポート 1 と 2 の間およびポート 2 と 3 の間の実質的な遮断は、スプール位置が、その移動距離の約 40 % とその移動距離の約 60 % の間のいずれかの地点にあるときに生じる。流れ領域の他の形状も使用可能であり、あるいは望ましければ何ら整形しなくてもよいことが明らかであるが、何らかの形状を使用して、スプールがその最大位置にあるとき、最大流れ領域を阻害せずに制限領域内のスプール位置における小さな誤差効果を減少させることが好ましい。

10

【0020】

再び図 1 を参照すると、低圧レール 36 中の流体が、それは、例として、20 から 50 バールの圧力を有することができるが、3 方比例スプール弁 24 の右側に結合されて、ピストンの領域 A_2 (図 2) に対して作用しスプールをその左端位置に促す。

20

【0021】

スプール弁 22 が開きかつスプール弁 20 が閉じていると仮定すると、低圧レール 36 内の圧力が、配管 34 に連通され、したがって比例スプール弁のスプール (図 1 および図 2) を駆動するピストンの領域 A_1 に対して作用する。領域 A_1 は領域 A_2 よりも大きいので、比例スプール弁のスプールがその右端位置に押されてポート 1 とポート 2 を結合し、出口に通じるチャンバ 26 に結合して、弁リターン・スプリング 32 が弁 30 を閉位置に押しやることができる。領域 A_1 は、 $A_1 - A_2 = A_2$ となるように A_2 の約 2 倍であることが好ましい。

【0022】

2 方弁 22 が閉じかつ 2 方弁 20 が開いている場合は、配管 34 がドレイン 37 に通じ、3 方比例スプール弁のピストン領域 A_1 (図 2) に対して作用する圧力が実質的にゼロになる。しかし、スプール弁の領域 A_2 に対して作用する圧力は、定圧レール 36 の圧力に等しいので、そのためにスプールに対して不均衡な力が生成されてスプールをその左端位置に押しやる。この位置では、ポート 2 がポート 3 と流体連通しているので、高圧レール 56 内の圧力が制御容積 26 に連通して弁 30 を押し開く。

30

【0023】

例として、弁 30 が半分開きかつスプール弁 20、22 が両方とも閉じている場合は、比例スプール弁のポート 2 がポート 1 および 3 から隔離されることになり、制御容積 26 中の流体が閉じ込められて、弁 30 をその現位置に維持する。最後に、2 方スプール弁 20、22 は非常に高速の弁なので、比例スプール弁のスプールをその移動距離の最端部の任意の望ましい位置に急速かつ制御可能に配置し、したがって制御容積 26 に流入出する流体の流量を可変的に制御するような態様で、これらのスプール弁を制御することができる。次いで、これによって開放の程度、開弁のタイミングおよび持続時間、弁の開閉速度の変化 (その変化は互いに異なりかつ / またはエンジン動作条件に応じて異なり得る)、およびエンジンの毎分回転数に伴う最終閉弁速度などの弁 30 の動作パラメータを完全に制御することができる。これによって低騒音動作に関する低エンジン毎分回転数における相対的に低速の閉弁が可能になると共に、依然として、高速エンジン動作回転数に必要な、エンジンの毎分回転数に伴う閉弁速度を増大させることもできる。

40

【0024】

50

典型的な実施形態で使用する、低圧レール、高圧レール、およびドレインの中に流れる流体はエンジン作動オイルであるが、望まなければ他の流体を使用することもできる。弁 30 の制御システム中の流量は、オイルの粘性、したがってオイルの温度、低圧レールと高圧レールの圧力などの様々なパラメータによって異なるので、図 1 の弁制御システムの動作によってこのような変動値を適切に補償しなければならない。一次近似値として、これらの変動値を適切にモデル化して、現在のエンジン動作パラメータ（回転速度、エンジン負荷、燃料の温度、気温、エンジン・オイルの温度、大気圧など）を考慮すれば、図 1 に示した制御システムは、エンジンのクランクシャフト角に伴う比例弁のスプール位置の望ましい変化に少なくとも近似的に合わせて弁 20、22 の動作継続時間を適切に変化させることができる。

10

【0025】

典型的な実施形態では、小型のホール効果センサ 58 を弁 30 用の隣接するアクチュエータ 28 に位置決めして、フィードバック信号をコントローラに供給する。したがって、弁動作サイクル時の弁の移動を監視しかつ利用して、この弁動作サイクルに関して弁 20、22 の動作を制御しかつ / またはこの弁動作サイクルに関してより正確に最適弁動作を実現するために、次の弁動作サイクルにおいて修正を行うことができる。この点に関して、その時点の既存のエンジン動作条件および周辺条件に関する所定値として、または完了した弁動作の変更に関する 1 つまたは複数のエンジン性能特性に対する増分変化の効果による決定値として、あるいは両者の組合せとして、エンジンのクランク角に対する所定の弁位置の変化に、より適切に適合させること含めて様々な方法のいずれかによって、より

20

【0026】

2 つ（または 2 つ以上）の弁を単一の比例弁 24 によって同時に駆動している場合は、位置センサ（ホール効果センサまたは他の位置センサ）などのセンサを弁の一方のみにまたは両方に使用可能であり、これらの信号の総和によって、これらの 2 つの弁位置変化のより適切な平均値を示し、かつ信号の差異によって動きの悪い弁などの障害を検出する。1 個の（または複数の）位置センサが好ましいが、位置に変換するための積分時間は短いので、速度センサなど、他のタイプのセンサを使用することもできる。この点に関して、それぞれの弁動作サイクルの最後に、制御弁 22 を駆動して配管 34 を低圧レール 36 に結合しかつ制御弁 20 を駆動して配管 34 をドレイン 37 から連結解除し、スプール 38 を

30

【0027】

したがって、2 つの小型ラッチング弁 20、22（本明細書では時にパイロット弁と呼ぶ）が、比例弁 24 の位置を制御する。特に、供給パイロット弁 22 によって、低圧レール 36（約 20 から 50 バール）と、比例 3 方弁を移動させるために使用する第 1 ピストンとの間の液体の流れを可能にする。逃がしパイロット弁 20 によって、ピストンから大気圧の出口までの液流を可能にする。これらのパイロット弁を使用して、比例弁の位置を急

40

速かつ正確に変化させることができる。比例弁の位置は、図 5 および 6 で注目した 3 つの流れ状態全体を通じて無限に変化し得る。すなわち、

状態 1：高圧レール 56（約 100 から 240 バール）からの高圧流体を高圧レールからエンジン弁駆動ピストン上方の制御容積 26 まで流すことができる。

状態 2：比例弁のスプール 38 が強制停止位置の間の中央に位置し、エンジン弁駆動ピストン上方の制御容積中に流体を閉じ込めかつ油圧ロックを生成する。

状態 3：エンジン弁駆動ピストン上方の制御容積 26 中の流体を大気圧に通じさせる。

【0028】

比例弁が状態 2 から状態 3 に移行するとき、高圧レール 56 からの高圧流体がエンジン弁駆動ピストン上方の制御容積 26 中へと通過できる領域が非線形的に増加する。（図 6 参

50

照)。同様に、比例弁が状態2から状態1に移行するとき、流体がエンジン弁駆動ピストンの上方の制御容積26からドレイン37まで通過できる領域が非線形的に増加する(図5参照)。したがって、比例スプール弁の幾何学形状は高いゲインと低いゲインの領域を有するように設計されている。この低いゲインの領域が離座および着座速度に関する精密な制御を行い、他方で高いゲインの領域が最大エンジン弁速度を実現するのに必要な大きな流れ領域となる。これによって着座および離座時にエンジン弁のより正確な制御が助長される。適切な着座速度および弁のオーバーラップをエンジン回転数および温度の全域を通して実現するように、これらの領域はより正確でなければならない。

【0029】

典型的な油圧システムの機能をより適切に説明するために、以下の説明によって、完全なエンジン弁動作サイクルを通して本システムを調べ、ノードル油圧シミュレーション(nodal hydraulics simulation)からの結果を模倣する。この特定のシミュレーション・モデルには、低エンジン回転数におけるシミュレーションも実施したが、毎分6000回転のエンジン回転数で、100のOW30合成モータ・オイルを使用した。

【0030】

典型的な弁の事象を以下のように説明することができる。最初に、(図1に例示するように)供給パイロット弁22を開きかつ逃がしパイロット弁20を閉ざす。これによって比例弁スプールを逃がし(右端)位置(状態3、図5および6)に保つ。特に、エンジン弁駆動ピストン容積26と出口37の間の流れ領域が最大値にあり(状態3、図6)、かつエンジン弁駆動ピストン制御容積と高圧レールの間の領域が閉じている(状態3、図5)。したがって、エンジン弁はリターン・スプリング32によってその弁座に対して強制的に閉じられている。

【0031】

開弁を開始すると、供給パイロット弁22が開き、かつ逃がしパイロット弁20が閉じる。これによって、比例スプール弁から出口までの液流が可能になる。したがって、比例スプールが状態3から移動を開始する。逃がしパイロット弁20は、比例スプールが状態2を通過して状態1に移行するのに十分に長く開いたままになっている。しかし、比例弁は、状態1の低いゲインの領域におけるごく小さい流れ領域が高圧レール(図5)とエンジン弁駆動ピストン制御容積26との間で開くまで移動できるだけである。その結果、エンジン弁が低速で離れる。このような離座速度は、比例弁の停止位置に応じて異なる。次いで、比例スプールが、高圧レールとエンジン弁駆動ピストンの制御容積の間でより大きな流れ領域を開ける位置まで移動するために、逃がしパイロット弁20が再び開く。その結果、エンジン弁が最初に低速で離座した後で急速に開く。

【0032】

ここでエンジン弁は、望ましい高さで、この特定の例では、11mmで停止しなければならない。このために、比例スプールは、エンジン弁上方の制御容積が油圧によってロックされる状態2にまで移動させられる。これは必要な時間の長さにわたって、逃がしパイロット弁20を閉じかつ供給パイロット弁22を開くことによって実現する。エンジン弁は、それが強制的に戻されるまでこの位置に留まることになる。この時点で、エンジン弁中の運動エネルギーが、制御容積中の流体とエンジン弁のリターン・スプリングの位置エネルギーへ完全に転換される。運動エネルギーと位置エネルギーの間のこのような交換は、制御容積が油圧によってロックされている間に数回発生するが、それによってエンジン弁位置のわずかな変動が生じる恐れがある。このような効果を抑制しかつ比例弁スプール中にいくらかの運動エネルギーを回復するために、エンジン弁アクチュエータの制御容積26と高圧レール56の間に、動作中に発生する恐れのある高圧スパイクを減衰するための逆止弁を配置することもできる。

【0033】

次に、比例弁を状態3の高いゲインの領域まで移動させるほど十分に長く供給パイロット弁20を再び開き、次いで少なくとも逃がしパイロット弁22が再び開く前に閉じる。繰

り返して言えば、この時点でエンジン弁制御容積 26 と出口 37 の間の流れ領域が最大値である。したがって、エンジン弁は弁スプリング中に保存されているエネルギーによってその弁座に向かって急激に加速されることになる。

【0034】

弁を望ましい速度で着座させるためには、エンジン弁制御容積 26 と出口 37 を結合する流れ領域を制限しなければならない。これは、比例弁を状態 3 における低いゲインに再び位置決めするために、短時間逃がしパイロット弁 20 をもう一度開くことによって実現する。このような着座速度は、この領域における比例弁の停止位置に応じて変化する。

【0035】

これによって 1 エンジン弁サイクルが完了する。次の事象のためのシステムを準備するために、すべての構成要素をそれらの初期状態に再び位置決めすることになる。所定位置から外れている唯一の構成要素は比例弁である。供給パイロット弁 22 を再び開き、比例弁を状態 3 における最大流れ領域の位置に戻す。これによってそれぞれの弁の事象の始まりにおける基準点が再び確立され、比例弁の位置決め誤差が弁サイクルごとに蓄積することはない。このような方式で、様々なエンジン回転数、負荷、および温度における望ましい着座速度が、比例スプールが停止する位置を変更することによって実現可能である。これは所望ならば低圧レールの圧力を変更することによってさらに助長することが可能であり、したがって比例スプール弁のより精密な制御を達成することができる。

【0036】

上に説明した本システムの 1 つのシミュレーションでは、図 7 に例示するように、2 つの同心ピストンからなるエンジン弁アクチュエータを使用する。エンジン弁をそのストローク全体を通して駆動するために圧力にさらされる比較的大きな領域を有する 1 つのアクチュエータを使用する代わりに、機械的な停止位置に達する前にピーク速度を最初に実現するためのみに大型ピストン（ブースト・ピストン 60）を使用し、他方でストロークの残りを小型の入れ子式ピストン（駆動ピストン 62）を使用して達成する。特に、エンジン弁、具体的には排気弁がその弁座から離れ始めるとき、シリンダ内圧力が実質的に残存している。さらには、最大エンジン弁加速度もこの時点で必要になる。したがって、エンジン弁をそのストロークの初期部分を通して駆動するためにはより大きな力が必要であり、他方でストロークの残りに必要な力ははるかに小さい。本発明のシステムは、1 つのアクチュエータのみを使用すれば同様に機能することになるので、2 つの同心ピストン設計の使用に依存することはない。しかし、2 つの同心ピストン設計は、弁サイクルごとの高圧レールからの流体が少なくすみ、したがって弁動作に必要なエネルギーが少ない。

【0037】

スプリング・リターン弁ではなく、図 8 に示すように、油圧によって戻すエンジン弁も使用可能である。この実施形態では、弁アクチュエータが断面領域 A_2 を有するピストン・ロッド 66 の上に断領域 A_1 を有するピストン 64 を備えている。チャンバ 68 が高圧レールに恒久的に結合され、かつチャンバ 70 が高圧レールと出口の間で比例弁によって切換可能である。したがって、最大開弁力は、高圧レールの圧力の A_2 倍に等しく、かつ最大閉弁力は、高圧レールの圧力の $A_1 - A_2$ 倍に等しい。スプリング力とストロークの間の関数的な関係のために、より小さい直径のアクチュエータを備える油圧式戻し弁と本質的に同じ弁動力性能を実現することができる。

【0038】

リターン・スプリングでは、ピーク・シリンダ圧に対して最大に加速するために大きな弁開放力が望ましいとき、スプリングの閉弁力は最小値にある。油圧による戻しでは、油圧式戻しエンジン弁の閉弁力は一定であり、したがって弁が着座しているときのスプリングの閉弁力よりも大きいことになる。したがって、機械的なスプリングに特徴的な力が、単一のピストン戻し機構よりもエンジン弁を戻すためには望ましい。

【0039】

クローズド・センタ 3 方比例弁を使用する代わりに、クローズド・センタ 4 方比例弁（図 9）を使用して油圧式の戻しシステムを構成することもできる。クローズド・センタ 3 方

10

20

30

40

50

比例弁と同様に、その位置を3つの流れ状態全体を通して無限に変化させることができる。

状態1：高圧レールからエンジン弁駆動ピストン64の上の制御容積70まで高圧流体を流すことができると共に、エンジン弁駆動ピストン64の下方で作用するチャンバ68中の流体がタンクに通じている。

状態2：比例弁がその強制停止位置の間の中央に位置し、エンジン弁駆動ピストン上方の制御容積70中とエンジン弁駆動ピストン下方の制御容積68中に流体を閉じ込め、油圧ロックを生成する。

状態3：エンジン弁駆動ピストン上方の制御容積70内の流体を大気圧に通じさせ、高圧流体を高圧レールからエンジン弁駆動ピストン64下方の制御容積68まで流す。

10

【0040】

比例弁が状態2から状態1へ移行すると、高圧流体がエンジン弁駆動ピストン64上方の制御容積70中へと通過できる領域が非線形的に増加する(図5および6と同様に)。同時に、エンジン弁駆動ピストン64下方の流体とタンクの間の流れ領域が非線形的に増加する。同様に、比例弁が状態2から状態3へ移行すると、流体がエンジン弁駆動ピストン64上方の制御容積70からタンクまで通過できる領域が非線形的に増加する。同時にエンジン弁駆動ピストン64下方の流体と高圧レールの間の流れ領域が非線形的に増加する。

【0041】

説明したすべてのシステムでは、制御容積に対抗するために比例弁は油圧力を使用する。別法として、比例弁はまた、スプリングを使用して対抗力の一部または全部を供給することもできる。

20

【0042】

3方比例弁システムはいずれも従来技術で知られた復元システムを利用する。そのシステムを実装すれば、3方または4方比例弁を駆動するための低圧レールを復元システムの低圧供給源用に使用することができる。

【0043】

本発明は、ディーゼル式やガソリン式エンジンだけでなく、代替燃料を動力源とする同様のエンジンに関しても多くの利点を有する。これらの利点には、
開弁および閉弁時期に関する無限の可変エンジン弁タイミング；
弁座からその最大リフト位置までの無限の可変エンジン弁開放の程度；
無限の可変弁開弁および閉弁継続時間が含まれる。

30

【0044】

比例3方または4方弁は、弁離座および着座における精密な制御のための低いゲインの流れ領域を有する。それはまた、最大流量のための高いゲインの流れ領域を有し、エンジン弁の速度を増加させてエンジン・シリンダ内への空気流量を最大化することができる。

【0045】

本システムによって、エンジン弁輪郭を非対称的にすることができる。

【0046】

本システムは、レール圧に関係なくエンジン弁のスルー速度(slew rate)を無限に変化させることができる。

40

【0047】

本システムは、低速の離座および着座の必要がない。特に、弁は最大加速度で開き始めることができ、あるいは望ましい場合は最大速度で着座することもできる。

【0048】

本システムはラッシュ調節の必要がなく、特に、

本システムは、熱膨張によるエンジン構成要素(特に弁トレイン構成要素)の増大に影響されずかつそれを補償することができる；

本システムは、弁座およびエンジン弁の摩耗によるエンジン弁の後退に影響されずかつそれを補償することができる；さらに

50

本システムは、初期の組立および製造許容誤差による弁トレイン構成要素間の許容誤差の積重なりに影響されずかつそれを補償することができる。

【 0 0 4 9 】

本システムは、温度、経年などによる作動流体の粘度の変化を補償することができる。

【 0 0 5 0 】

本システムは、エンジン・シリンダ中に空気を供給する合計時間の最適化が可能であり、したがってエンジン動作条件の全域で燃焼事象を最適化して、

最大出力；

低排出ガス；

燃料／空気の混合を制御することによる排出ガスの低減；

10

不要なシリンダ内空気の運動の抑制によるヒート・リジェクションの低減；

触媒点火を向上させ、始動時排気ガスを削減する高 B M E P 燃焼方式をもたらす。

【 0 0 5 1 】

本システムは、エンジン・ブレーキによって、特に制動中に噴射器を遮断しかつ圧縮ストロークの頂点で排気弁を開くことによって、圧縮エネルギーを消散させるように動作することができる。

【 0 0 5 2 】

エンジン・サイクルの変更が以下のように可能である。

2 ストローク動作。

通常エンジン動作サイクルから 1 対または複数対のストロークを排除することによる多ストローク動作（例として、2 ストロークから 4 ストローク、4 ストロークから 6 ストロークまたは 8 ストロークなど）、最小エネルギー損失および／または他の事情のために、弁がこれらのストローク対の間は制御されている。

20

本システムによる内部排気ガス再循環（E G R）の実現、したがって E G R 弁を除去することができる。

可変圧縮比。

ミラー・サイクル動作、すなわち、最大熱力学的効率のために高膨張率による最大シリンダ圧制御。

アトキンソン・サイクル動作。

不要なシリンダ内空気の運動の抑制によるヒート・リジェクションの低減。

30

触媒点火を向上させ、始動排ガスを削減する高 B M E P 燃焼方式。

クランクの向上およびコールド・スタート。

始動時／低温アイドル時／高高度での運転時の白煙およびディーゼル「燃料」臭の低減。高高度での補償。

自動車の負荷／運転サイクルに、より適合するための可変トルク曲線。

より快適な運転性、自動車に使用可能な燃料の経済性向上のために低速におけるトルクの増大を可能にする。

【 0 0 5 3 】

本システムは、逐次配分ポンプによってより効率的に動作する。

【 0 0 5 4 】

40

低圧レールをエンジン弁アクチュエータの戻り流量によって供給するアキュムレータと置き換えることができる。

【 0 0 5 5 】

エンジン弁において空気の流量調整ができるようにエンジン弁の動きを変更できるので、スロットル本体を排除することができる。

【 0 0 5 6 】

すべてのエンジン動作条件で過給機の動作を最適化することができる。

【 0 0 5 7 】

自動車燃料を節約するためにシリンダ動作を停止する。

【 0 0 5 8 】

50

本２段階システムは、非常に高いエンジン回転数（アイドル速度から毎分１０，０００回転まで）でエンジン弁を十分に制御することができる。さらには、弁の離座および着座の限界領域を正確かつ精密に制御すると共に、弁タイミング、継続時間および高さを無限に変えることができるという特徴を備えることができる。本システムはまた、すべてのエンジン回転数において弁タイミングおよび持続時間を調節して燃焼室に流入出する流量の動的効果を最大化することによって、エンジン回転数の全域を通じてエンジンのシリンダに供給できる空気量を顕著に増加させる能力を有する。

【００５９】

本発明の典型的な実施形態および様々な代替実施形態を本明細書において開示してきたが、本発明の趣旨および範囲から逸脱することなく、その形態および細部に様々な変更を加え得ることは当業者には明らかであろう。 10

【図面の簡単な説明】

【図１】

本発明によるシステムの典型的な構成を示すブロック図である。

【図２】

図１の３方比例スプール弁２４の一般的な構造および機能を示す図である。

【図３】

図２の比例弁のスプール３８を示す斜視図である。

【図４】

図３のスプール３８の中央ランドの縁部を示す拡大図である。 20

【図５】

高圧レールと弁アクチュエータのチャンバ２６の間における、比例弁２４によって備わるスプール位置に対する流れ領域をそれぞれに示すグラフである。

【図６】

弁アクチュエータのチャンバ２６と出口３７の間における比例弁２４によって備わるスプール位置に対する流れ領域をそれぞれに示すグラフである。

【図７】

本発明で使用可能な２つの同心ピストンからなるエンジン弁アクチュエータを示す断面図である。

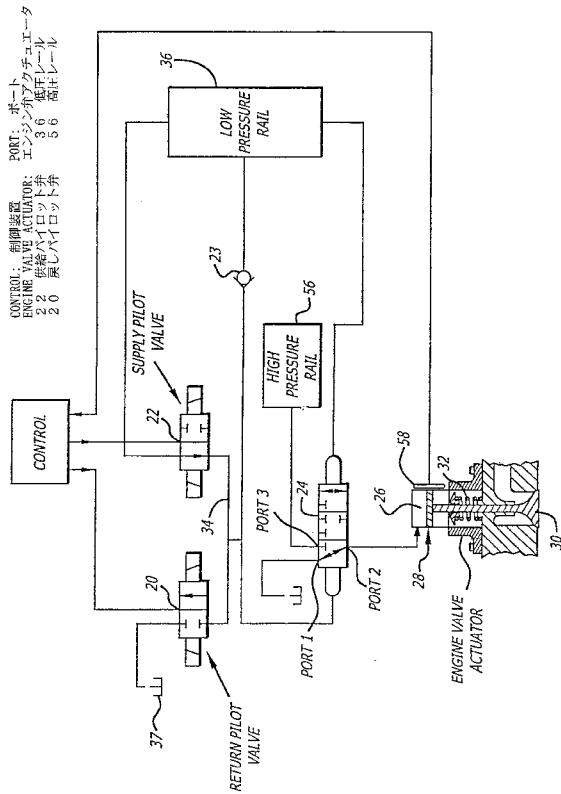
【図８】

クローズド・センタ３方比例弁を使用する、油圧によって戻すエンジン弁を制御する本発明の一実施形態を示すブロック図である。 30

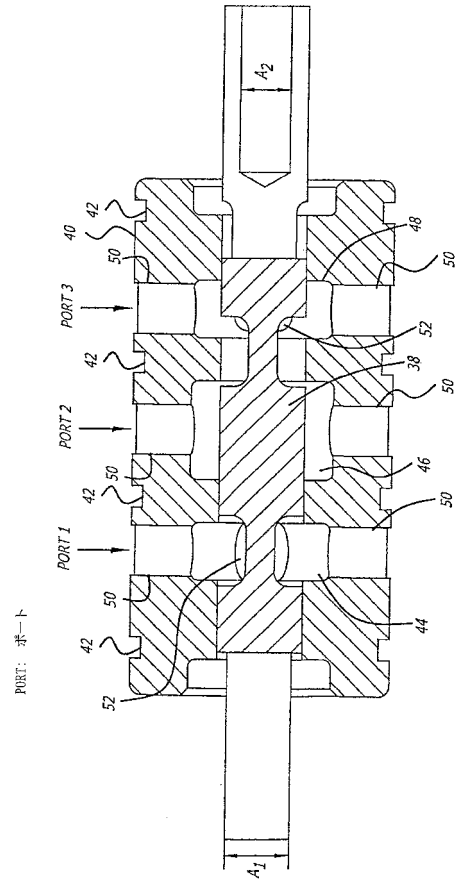
【図９】

クローズド・センタ４方比例弁を使用する、油圧によって戻すエンジン弁を制御する本発明の一実施形態を示すブロック図である。

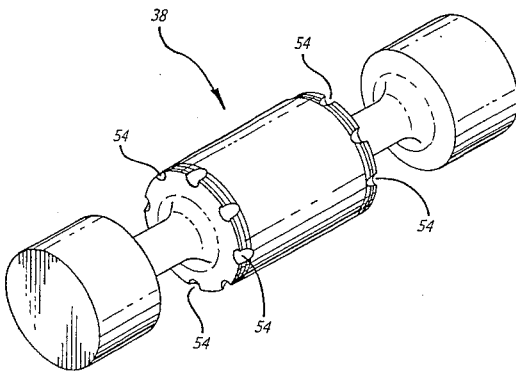
【図 1】



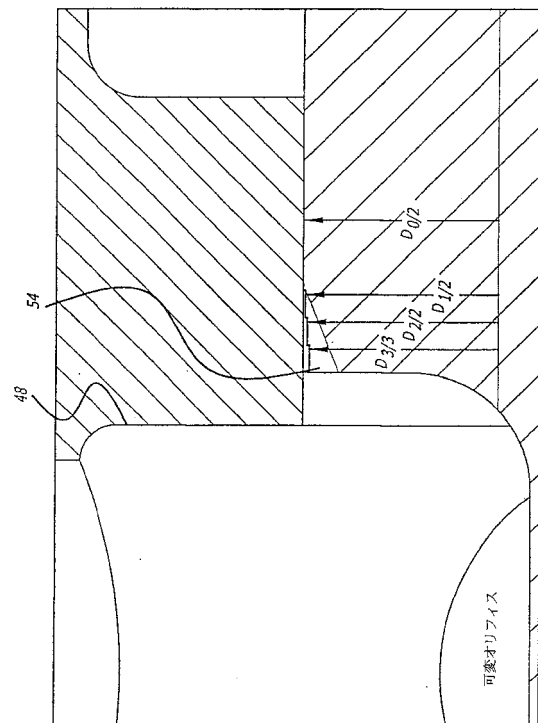
【図 2】



【図 3】



【図 4】



【国際公開パンフレット】

(12) INTERNATIONAL APPLICATION PUBLISHED UNDER THE PATENT COOPERATION TREATY (PCT)

(19) World Intellectual Property Organization
International Bureau(43) International Publication Date
13 June 2002 (13.06.2002)

PCT

(10) International Publication Number
WO 02/46582 A2(51) International Patent Classification: **F01L**

(21) International Application Number: PCT/US01/46686

(22) International Filing Date:
30 November 2001 (30.11.2001)

(25) Filing Language: English

(26) Publication Language: English

(30) Priority Data:
09/729,487 4 December 2000 (04.12.2000) US(71) Applicant (for all designated States except US): **STURMAN INDUSTRIES, INC.** [US/US]; One Innovation Way, Woodland Park, CO 80863 (US).

(72) Inventors: and

(75) Inventors/Applicants (for US only): **TURNER, Christopher, Wayne** [US/US]; 5255 Augusta Trail, Fort Collins, CO 80528 (US); **RAJMAO, Miguel, Angelo** [US/US]; 335 Via Linda Vista, Manitou Springs, CO 80829 (US); **BABBITT, Guy, Robert** [US/US]; 822 North Weber, Colorado Springs, CO 80903 (US).(74) Agents: **BLAKELY, Roger, W.** et al.; Blakely, Sokoloff, Taylor & Zafman, 12400 Wilshire Boulevard, 7th floor, Los Angeles, CA 90025-1026 (US).

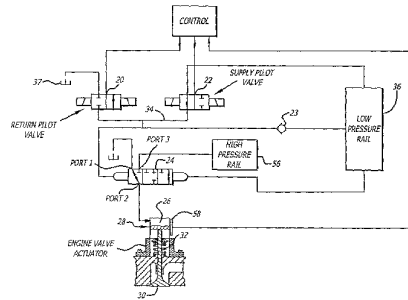
(81) Designated States (national): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NO, NZ, OM, PH, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG, SI, SK, SL, TJ, TM, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

(84) Designated States (regional): ARIPO patent (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), Eurasian patent (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), European patent (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, TR), OAPI patent (BF, BI, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Published:
— without international search report and to be republished upon receipt of that report

[Continued on next page]

(54) Title: HYDRAULIC VALVE ACTUATION SYSTEMS AND METHODS



(57) Abstract: Hydraulic engine valve actuation systems and methods for internal combustion engines. The systems utilize a proportional valve to regulate the flow of a working fluid to and from a hydraulic actuator controlling the engine valve position. The position of the proportional valve is controlled by high speed valves to control various engine valve parameters, including engine valve takeoff and landing velocities. Returning all valves to a known starting position between engine valve events avoids accumulation of errors in proportional valve positioning. Embodiments using spool valves for the high speed valves and the proportional valve, and spring return and hydraulic return for the engine valve, are disclosed. A specially shaped spool in the proportional valve provides enhanced control over the engine valve operation. Various further alternate embodiments are disclosed.

WO 02/46582 A2

WO 02/46582 A2



For two-letter codes and other abbreviations, refer to the "Guidance Notes on Codes and Abbreviations" appearing at the beginning of each regular issue of the PCT Gazette.

WO 02/46582

PCT/US01/46686

HYDRAULIC VALVE ACTUATION
SYSTEMS AND METHODS

BACKGROUND OF THE INVENTION

1. Field of the Invention

The present invention relates to the field of hydraulic valve actuation for internal combustion engines.

2. Prior Art

At the present time, piston-type internal combustion engines of interest to the present invention are currently widely used in automobiles, trucks, buses and various other mobile and stationary power systems. Such engines include the common gasoline and diesel engines, as well as similar engines operating from different fuels such as liquid propane. These engines commonly utilize intake and exhaust valves that are spring loaded to the closed position and which are directly or indirectly opened at appropriate times by a camshaft driven from the engine crankshaft. In a two-cycle engine such as a two-cycle diesel engine, the camshaft will rotate in synchronism with the engine crankshaft, though in a four-cycle engine, the camshaft is driven through a two-to-one reduction drive system (gear or chain or belt, etc.) to rotate at one-half the engine crankshaft speed.

Camshaft actuation of engine valves historically has had a number of advantages, resulting in its relatively universal use in such engines for many decades. These advantages include high reliability, particularly given the current level of development of such cam actuated valve systems. Cam actuation is also relatively cost effective, again given the state of development and quantities in which it is produced. Cam actuation also has the advantage of allowing shaping the

WO 02/46582

PCT/US01/46686

cam to provide a smooth curve defining valve position versus camshaft angle. This results in a rather low velocity takeoff and initial valve opening, as well as a rather low velocity valve final closing at low engine speeds, resulting in minimum noise being generated. It also results in faster valve opening and valve closing at higher engine speeds as required to maintain the same valve timing throughout the engine speed operating range.

Cam actuated valve systems also have certain limitations which are becoming of increasing concern. In particular, optimal valve timing is not fixed throughout the engine operating range. For instance, valve timing for maximum power at one engine speed will not be the same as valve timing for maximum power at another engine speed. Accordingly, the classic cam operated valve systems utilize a compromise valve timing, providing reasonable performance over a reasonable range of engine operating conditions while being less than optimal for most, if not at all, these conditions. Further, valve timing for maximum power at any engine speed may not be optimal from an engine emissions standpoint. Optimum valve timing at any given engine speed may need to be dependent on engine loading, and perhaps other parameters, such as air temperature, air pressure, engine temperature, etc.

Recently, mechanisms have been introduced to attempt to make up for some of the limitations in the fixed timing cam operated valve systems. These mechanisms include mechanisms for varying valve timing (but not valve opening duration in terms of camshaft angle) with engine speed, as well as mechanisms for also increasing the valve open duration. However, such mechanisms tend to be complicated, open the valve a fixed distance under all engine operating speeds and

WO 02/46582

PCT/US01/46686

are limited in the number and range of variables for which valve operation may begin to be optimized.

Recently various hydraulic systems for valve actuation have been proposed. These systems offer the potential of more flexible control of valve actuation parameters over the range of the various engine operating parameters. The present invention is an improvement on these systems.

BRIEF SUMMARY OF THE INVENTION

Hydraulic engine valve actuation systems and methods for internal combustion engines. The systems utilize a proportional valve to regulate the flow of a working fluid to and from a hydraulic actuator controlling the engine valve position. The position of the proportional valve is controlled by high speed valves to control various engine valve parameters, including engine valve takeoff and landing velocities. Returning all valves to a known starting position between engine valve events avoids accumulation of errors in proportional valve positioning. Embodiments using spool valves for the high speed valves and the proportional valve, and spring return and hydraulic return for the engine valve, are disclosed.

To provide enhanced control over the engine valve operation, a specially shaped spool in the proportional valve may be used to shape the flow areas versus spool position. This allows more gradual restricting of the flow areas versus spool movement over selected portions of the possible spool positions, diminishing the effect of small errors in spool position in such regions without inhibiting the maximum flow areas when the spool is at its maximum positions.

Various further alternate embodiments are disclosed.

WO 02/46582

PCT/US01/46686

BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

Figure 1 is a block diagram of an exemplary configuration of a system in accordance with the present invention.

Figure 2 is a diagram illustrating the general structure and function of the three-way proportional spool valve 24 of Figure 1.

Figure 3 is a perspective view of the spool 38 of the proportional valve of Figure 2.

Figure 4 is an expanded view of an edge of the center land of the spool 38 of Figure 3.

Figures 5 and 6 are graphical representations of the flow area versus spool position provided by the proportional valve 24 between the high pressure rail and the chamber 26 of the valve actuator, and between the chamber 26 and the vent 37, respectively.

Figure 7 is a cross sectional view of an engine valve actuator consisting of two concentric pistons that may be used with the present invention.

Figure 8 is a diagram of an embodiment of the present invention that controls a hydraulically returned engine valve using a closed center 3-way proportional valve.

Figure 9 is a diagram of an embodiment of the present invention that controls a hydraulically returned engine valve using a closed center 4-way proportional valve.

WO 02/46582

PCT/US01/46686

DETAILED DESCRIPTION OF THE PREFERRED EMBODIMENT

The present invention is a hydraulic valve operating system for operating one or more intake valves or one or more exhaust valves in a piston-type internal combustion engine, which provides full flexibility in valve timing, valve duration, extent of opening, and valve opening and closing velocity. Operation over the desired range of these and other parameters may be controlled, and more importantly optimized, for all engine operating conditions. Such optimization may also include incrementally adjusting the valve operation based on the valve operation during a previous valve operating cycle. This is achieved by controlling the position of a proportional valve by the use of pilot valves to control the operating parameters of an intake or exhaust valve. In that regard, a reference herein and in the claims to an "intake valve" or an "exhaust valve," unless otherwise made clear by the context in which the phrase is used, shall mean one or more intake valves for a cylinder of an internal combustion engine, or one or more exhaust valves of a cylinder of an internal combustion engine. Exemplary embodiments of this system, sometimes referred to herein as a "two-stage" system, are hereafter described in detail.

First referring to Figure 1, a block diagram of an exemplary configuration of a system in accordance with the present invention may be seen. The system illustrated in Figure 1 may be used to actuate an intake or an exhaust valve. This 2-stage system consists of 2 miniature 2-way digital latching spool valves 20 and 22 coupled to control the position of a 3-way proportional spool valve 24. The proportional spool valve, in turn, controls the flow area into, and out of, a control volume 26. This control volume

WO 02/46582

PCT/US01/46686

acts on an actuator 28 to regulate the position of the engine valve 30. In this embodiment, a spring return 32 is utilized for valve closing, though embodiments with hydraulic valve closing may also be used, as shall be subsequently described.

The 2 miniature 2-way digital latching spool valves 20 and 22 (referred to herein as pilot valves) may preferably be identical valves, preferably in accordance with the 2 way valves disclosed in U.S. Patent No. 5,640,987 entitled Digital Two, Three, and Four Way Solenoid Control Valves, issued June 24, 1997, the disclosure of which is incorporated herein by reference. Such valves are double solenoid, high speed, magnetically latching spool valves, that as used in the present invention, are operable between two positions. The first position couples a first port to a second port for fluid communication between the two ports, and the second position blocks fluid communication between the first and second ports. While other types of valves could be used, such as poppet valves, valves generally of the type disclosed in the above referenced patent are preferred because of their very high speed for good control, and low energy consumption because of such capabilities as their magnetic latching, and the ability to sense completion of actuation, if used, to minimize heating above the already relatively warm environment in which they operate. (See U.S. Patent Nos. 5,720,261 and 5,954,030.)

In the embodiment of the present invention of Figure 1, valve 20 allows fluid flow from fluid line 34 to a drain line or reservoir 37 (at a relatively low pressure, such as atmospheric pressure) when in its first position, and blocks fluid flow from fluid line 34 to the drain 37 when in its second position. Valve 22 allows fluid flow from a low pressure rail 36 to the fluid line 34 when in its first

WO 02/46582

PCT/US01/46686

position, and blocks fluid flow from the low pressure rail 36 to the fluid line 34 when in its second position. Check valve 23 is optional, and is normally closed, as the differential pressure on the check valve normally will not be in a direction to open the valve. Its presence however, will help damp transient pressure fluctuations and recover energy in the pressure fluctuations.

Now referring to Figure 2, a diagram illustrating the general structure and function of the three-way proportional spool valve 24 of Figure 1 may be seen. The proportional spool valve includes a spool 38 within an internal housing 40 which fits within an external housing assembly (not shown) with O-rings in O-ring grooves 42 to separate the regions of ports 1, 2 and 3 from each other and from the ends of the internal housing 40. In that regard, the outer housing assembly, in addition to having the associated fluid connections, also includes internal annular grooves adjacent each of the regions identified as ports 1, 2 and 3 in Figure 2, each to act as a manifold region for the holes through the internal housing 40 for fluid communication with a respective one of the inner regions 44, 46 and 48 in the internal housing 40, respectively. Fluid communication from each of the ports to the associated inner region 44, 46 or 48 is provided in the exemplary embodiment not only by through holes 50, but also by cooperatively disposed orthogonal through holes 52 associated with each of the ports.

As schematically illustrated in Figure 2, the spool 38 is positioned within the internal housing 40 by fluid pressures acting on a piston at the left end of the spool having an effective area A_1 and a piston at the right side of the spool having an effective area of A_2 . As specifically

WO 02/46582

PCT/US01/46686

illustrated in Figure 2, the spool 38 is shown in its extreme right position, referred to herein as its first position, as defined by stops on the travel of either the pistons actuating the spool or stops acting on the spool itself. In this position, the spool 38 is blocking fluid communication between ports 3 and 2 and is allowing fluid communication between ports 2 and 1. Obviously, when the spool is at its left-most position, referred to herein as its second position, fluid communication between ports 1 and 2 is blocked and fluid communication between ports 2 and 3 is enabled.

Normally in a spool valve, by way of example in the two miniature, two-way digital latching spool valves 20 and 22 of Figure 1, fluid communication between two adjacent ports will be blocked when the spool is in one position and during the initial motion of the spool toward the other position. However, once the relief on the spool associated with the land in the housing separating the regions coupled to the two adjacent ports starts to bridge the land, a flow area between the regions coupled to the two ports is established, that flow area increasing linearly with further motion of the spool. Because that flow area is a peripheral flow area of the full diameter of the spool, once opening starts, a relatively large flow area between the two ports will be opened with only a relatively small further motion of the spool.

However, in the three-way proportional spool valve 24 (Figure 1), some of the details of which are illustrated in Figure 2, this change in flow area versus spool position is purposely modified to reshape the flow area versus spool position. In the exemplary embodiment, this is accomplished in the manner illustrated in Figures 3 and 4. In that

WO 02/46582

PCT/US01/46686

regard, Figure 3 is a perspective view of the spool 38 and Figure 4 is an expanded view of an edge of the center land of the spool 38. As may be seen in Figure 3, the center land on the spool has a plurality of kerfs 54 equally spaced around each end of the center land, which kerfs begin to open a controlled flow area with spool position prior to the edge of the land on the spool reaching the edge of the land on the internal housing, the normal position for a spool valve flow area starting to be established.

In addition, as may be seen in Figure 4, small steps are ground in the center land of the spool of the three-way proportional spool valve of the exemplary embodiment. Thus, while the spool has an outer diameter D_0 having a close sliding fit within the inner diameter of the internal housing, each end of the center land of the exemplary spool has additional diameters D_1 , D_2 and D_3 , where D_3 is less than D_2 , D_2 is less than D_1 and D_1 is less than D_0 . This provides a non-linear variation in flow area versus spool position during the opening and closing of the fluid communication between adjacent ports, as illustrated in Figures 5 and 6. These figures illustrate the flow area between ports 1 and 2, and ports 2 and 3, respectively, versus the position of the spool in the three-way proportional spool valve. As may be seen in Figure 5, when the spool is at the right-most position, the flow area between ports 1 and 2 is a maximum, initially decreasing at a relatively high rate for the initial motion of the spool to the right, then decreasing in rate for another part of the motion, then decreasing at a further reduced rate to a substantially zero flow area for the rest of the spool motion, essentially blocking communication between ports 1 and 2 when approximately 40% of the spool motion has been achieved. In comparison, Figure 6

WO 02/46582

PCT/US01/46686

shows the flow area between ports 2 and 3, which is a mirror image of Figure 5.

It will be noted from Figures 5 and 6 that in the exemplary embodiment of the present invention, the reduction in flow area on the initial valve closing motion of the spool occurs at a high rate with respect to spool position, decreasing in change in flow rate with an increasing position of the spool until the flow area goes to substantially zero when less than half of the spool motion has been achieved, thereby substantially altering the flow area versus spool position characteristic of a conventional spool valve. Also, because the flow area goes to substantially zero before one-half of the maximum spool travel has been achieved, fluid communication between both ports 1 and 2, and ports 2 and 3, is disabled or blocked when the spool is approximately centered within its travel range. For the specific exemplary embodiment illustrated, the substantial blockage between both ports 1 and 2, and ports 2 and 3, occurs whenever the spool's position is anywhere between approximately 40% of its travel and 60% of its travel. Obviously other shaping of the flow areas, or no shaping may be used if desired, though preferably some shaping will be used to diminish the effect of small errors in spool position in the restricted regions without inhibiting the maximum flow areas when the spool is at its maximum positions.

Referring again to Figure 1, it may be seen that fluid in the low pressure rail 36, which may have a pressure, by way of example, of 20 to 50 bar, is coupled to the right side of the three-way proportional spool valve 24 to act on the area A_2 (Figure 2) of a piston encouraging the spool to its left-most position.

WO 02/46582

PCT/US01/46686

Assuming spool valve 22 is open and spool valve 20 is closed, pressure in the low pressure rail 36 is communicated to line 34, and thus acts on area A_1 of the piston actuating the spool of the proportional spool valve (Figures 1 and 2). Because the area A_1 is larger than the area A_2 , the spool of the proportional spool valve is forced to its right-most position, coupling port 1 and port 2 to couple chamber 26 to vent, allowing the valve return spring 32 to force the valve 30 to the closed position. Preferably area A_1 is approximately twice area A_2 so that $A_1 - A_2 > A_2$.

If the two-way valve 22 is closed and the two-way valve 20 is open, line 34 will be vented to the drain 37, so that the pressure acting on piston area A_1 (Figure 2) of the three-way proportional spool valve will be substantially zero. The pressure acting on area A_2 of the spool valve, however, will be equal to the pressure of the low pressure rail 36, thereby creating an unbalanced force on the spool to force the spool to its left-most position. In this position, port 2 is in fluid communication with port 3, communicating the pressure in the high pressure rail 56 to control volume 26 to force the valve 30 open.

If, by way of example, valve 30 is half open and spool valves 20 and 22 are both closed, then port 2 of the proportional spool valve will be isolated from both ports 1 and 3, so that the fluid in the control volume 26 is trapped, maintaining the valve 30 at its present position. Finally, since the two-way spool valves 20 and 22 are very high speed valves, they may be controlled in such a manner as to rapidly controllably place the spool of the proportional spool valve at any desired location within the extremes of its travel, and thus variably control the flow rate of fluid

WO 02/46582

PCT/US01/46686

into or out of the control volume 26. This, in turn, allows full control of the operating parameters of the valve 30, such as the extent of opening, the timing and duration of opening, the velocity profile of the opening and closing of the valve (which profiles can be different from each other and/or vary with engine operating conditions), and the final valve closing velocity with engine rpm. This allows a relatively low velocity valve closing at low engine rpm for low noise operation, while still allowing the closing velocity to be increased with engine rpm, as necessary for higher engine operating speeds.

The fluid used in the exemplary embodiment in the low pressure rail, the high pressure rail and passed to drain is engine operating oil, though other fluids may be used if desired. Since the flow rates in the control system for valve 30 will vary with various parameters, such as oil viscosity, and thus oil temperature, and the pressure of the low pressure rail and the high pressure rail, operation of the valve control system of Figure 1 must reasonably compensate for such variations. As a first order approximation, these variations may be reasonably modeled so that the control system as shown in Figure 1 can reasonably vary operating durations of valves 20 and 22 to at least approximate the desired profile of the proportional valve spool position with engine crankshaft angle, given the existing engine operating parameters (speed, engine load, fuel temperature, air temperature, engine oil temperature, atmospheric pressure, etc.).

In the exemplary embodiment, a small Hall effect sensor 58 is positioned adjacent actuator 28 for the valve 30 so as to provide a feedback signal to the controller. Thus valve motion during a valve operating cycle may be monitored and

WO 02/46582

PCT/US01/46686

used to control the operation of the valves 20 and 22 for that valve operating cycle, and/or to make corrections in the next valve operating cycle to more accurately achieve optimum valve operation for that valve operating cycle. In that regard, more optimum operation may be determined in any of various ways, including better compliance to a predetermined valve position profile versus engine crank angle as predetermined for the then existing engine operating conditions and ambient conditions, or as determined by the effect of incremental changes on one or more engine performance characteristics for the change in valve operation just made, or a combination of both.

In the event two (or more) valves are being actuated in unison by a single proportional valve 24, a sensor such as a position sensor (Hall effect sensor or other position sensor) may be used on only one of the valves, or on both valves, the sum of the signals providing a better average indication of the position profile of the two valves and the difference in the signals providing fault detection, such as a sticky valve. While a position sensor(s) is preferred, other types of sensors could be used, such as a velocity sensor, as the integration times to convert to position are short. In that regard, at the end of each valve operating cycle, the control valve 22 is actuated to couple line 34 to the low pressure rail 36 and control valve 20 is actuated to decouple line 34 from the drain 37 to bring the spool 38 to the stop at the position shown schematically in Figure 1. This provides predetermined spool and pilot valve starting points for each valve operating cycle so that errors in the spool valve position do not accumulate, valve operating cycle to valve operating cycle. If desired, a sensor may also be used to

WO 02/46582

PCT/US01/46686

sense the position of the proportional spool valve spool 38, though this is not preferred.

Thus the two miniature latching valves 20 and 22 (sometimes referred to herein as pilot valves) control the position of the proportional valve 24. Specifically, the supply pilot valve 22 allows fluid to flow between a low-pressure rail 32 (approximately 20-50 bar) and a first piston used to move the proportional 3-way valve. The vent pilot valve 20 will allow fluid to flow from the piston to a vent at atmospheric pressure. Using these pilot valves, the position of the proportional valve can be changed quickly and accurately. The position of the proportional valve can be infinitely varied throughout 3 flow states noted in Figures 5 and 6, namely:

State 1: The high pressure fluid from the high pressure rail 56 (approximately 100-240 bar) is allowed to flow from the high pressure rail to a control volume 26 above the engine valve actuation piston.

State 2: The spool 38 of the proportional valve is centered between its hard stops, trapping fluid in the control volume above the engine valve actuation piston and creating a hydraulic lock.

State 3: The fluid in the control volume 26 above the engine valve actuation piston is vented to atmospheric pressure.

As the proportional valve moves from state 2 to state 3, the area through which high-pressure fluid from the high pressure rail 56 can flow into the control volume 26 above the engine valve actuation piston increases nonlinearly. (See Figure 6). Similarly, as the proportional valve moves from state 2 to state 1, the area through which fluid can flow out of the control volume 26 above the engine valve actuation

WO 02/46582

PCT/US01/46686

piston to drain 37 increases nonlinearly (See Figure 5). Thus the geometry of the proportional spool valve has been designed with regions of high and low gain. The low gain region provides fine control for take-off and seating velocities, while the high gain region provides the large flow area required to achieve maximum engine valve velocities. This facilitates more accurate control of the engine valve during seating and take-off. These areas need more accuracy so that proper seating velocities and valve overlap are achieved throughout the full range of engine speed and temperature.

To better describe the function of the exemplary hydraulic system, the following description traces the system through a complete engine valve operating cycle, mimicking results from a nodal hydraulics simulation. The specific simulation model used 100°C 0W30 synthetic motor oil at an engine speed of 6000 rpm, though simulations at lower engine speeds have also been run.

An exemplary valve event may be described as follows. Initially the supply pilot valve 22 is open and the vent pilot valve 20 is closed (as illustrated in Figure 1). This keeps the proportional valve spool in the venting (right-most) position (State 3, Figures 5 & 6). Specifically, the flow area between engine valve actuation piston control volume 26 and vent 37 is at a maximum (state 3, Figure 6) and the area between engine valve actuation piston control volume and the high-pressure rail is closed (state 3, Figure 5). As a result, the engine valve is forced closed against its seat by the return spring 32.

To initiate valve opening, the supply pilot valve 22 is opened and the vent pilot valve 20 is closed. This allows fluid to flow from the control volume of the proportional

WO 02/46582

PCT/US01/46686

spool valve to vent. As a result, the proportional spool begins to move from state 3. The vent pilot valve 20 is left open long enough for the proportional spool to pass through state 2 and into state 1. However, the proportional valve is only allowed to travel until just a small flow area in the low gain region of state 1 is open between the high-pressure rail (Figure 5) and engine valve actuation piston control volume 26. This results in a slow take-off of the engine valve. The speed of this take-off will vary depending on where the proportional valve is stopped. Then the vent pilot valve 20 is opened once again so that the proportional spool moves to a position that opens a larger flow area between the high pressure rail and the engine valve actuation piston's control volume. This results in a rapid opening of the engine valve after the initial slow takeoff.

The engine valve now must stop at the desired lift, in this particular example, 11mm. To do this, the proportional spool will be moved to state 2 in which the control volume above the engine valve is hydraulically locked. This is achieved by closing the vent pilot valve 20 and opening the supply pilot valve 22 for the required amount of time. The engine valve will stay in this position until it is commanded to return. At this point the kinetic energy in the engine valve is fully converted into potential energy of the fluid in the control volume and the engine valve return spring. This trade off between kinetic and potential energy occurs several times while the control volume is hydraulically locked, which can result in a slight oscillation of the engine valve position. To reduce this effect and to recover some of the kinetic energy in the proportional valve spool, a check valve could also be placed between the control volume 26 of the engine valve actuator and the high-pressure rail 56

WO 02/46582

PCT/US01/46686

in order to damp out any high pressure spikes that may occur during operation.

Next, the supply pilot valve 22 will be opened again long enough to move the proportional valve to the high gain region of state 3, and then closed, at least before vent pilot valve 20 is again opened. To reiterate, at this point the flow area between the engine valve control volume 26 and vent 37 is a maximum. Therefore, the engine valve will accelerate very quickly toward its seat via the stored energy in the valve spring.

In order to seat the valve at the desired velocity, the flow area that connects the engine valve control volume 26 and vent 37 must be restricted. This can be achieved by once again opening the vent pilot valve 20 for a short period to reposition the proportional valve to a low gain in state 3. This seating velocity will change depending on where the proportional valve is stopped in this region.

This completes one engine valve cycle. In order to prepare the system for the next event, all components will be repositioned to their initial conditions. The only component that is out of position is the proportional valve. The supply pilot valve 22 is again opened, returning the proportional valve to a position of maximum flow area in state 3. This reestablishes a reference point at the beginning of each valve event, so that errors in proportional valve positioning do not accumulate, one valve cycle to another. In this way, the seating velocities desired at different engine speeds, loads and temperatures can be achieved by changing the position at which the proportional spool dwells. This can be facilitated further by varying the pressure in the low-pressure rail if desired, thus accomplishing finer control of the proportional spool valve.

WO 02/46582

PCT/US01/46686

In a simulation of the system described above, an engine valve actuator consisting of two concentric pistons was used, as illustrated in Figure 7. Instead of using one actuator with a relatively large area exposed to pressure to drive the engine valve through its entire stroke, the large piston (boost piston 60) is used only initially to achieve peak velocities before reaching a mechanical stop, while the remainder of the stroke is accomplished using a smaller telescoping piston (drive piston 62). Specifically, when the engine valve, particularly an exhaust valve, initiates lift from its seat, in-cylinder pressure remains substantial. In addition, maximum engine valve acceleration is also required at this time. As a result, a greater force is needed to actuate the engine valve through the beginning of its stroke while a much lower force is required for the remainder of the stroke. The present invention system does not rely on using the two concentric piston design, as it will also function if just one actuator is used. However, the two concentric piston design requires less fluid from the high pressure rail for each valve cycle, and thus requires less energy for valve operation.

One can also use a hydraulically returned engine valve as opposed to a spring returned valve, as illustrated in Figure 8. In this embodiment, the valve actuator comprises a piston 64 having a cross-sectional area A_1 on a piston rod 66 having a cross-sectional area A_2 . Chamber 68 is permanently coupled to the high pressure rail, and chamber 70 is switchable by the proportional valve between the high pressure rail and the vent. Consequently, the maximum valve opening force is equal to the pressure of the high pressure rail times A_2 and the maximum valve closing force is equal to the pressure of the high pressure rail times $A_1 - A_2$. Because

WO 02/46582

PCT/US01/46686

of the functional relationship between spring force and stroke, one can achieve essentially the same valve dynamics as a hydraulically returned valve with a smaller diameter actuator.

With a return spring, the spring closing force is at a minimum when one desires a large opening force for maximum acceleration against peak cylinder pressure. With hydraulic return, the closing force of a hydraulically returned engine valve is constant and therefore will be higher than that of a spring when the valve is seated. Therefore, the force characteristic of a mechanical spring is more desirable for returning the engine valves than a single piston return mechanism.

Instead of using a closed center 3-way proportional valve, the hydraulically returned system can also be constructed using a closed center 4-way proportional valve (Figure 9). Like the closed center 3-way proportional valve, its position can also be infinitely varied throughout 3 flow states.

State 1: The high pressure fluid is allowed to flow from the high pressure rail to a control volume 70 above the engine valve actuation piston 64 while the fluid in chamber 68 acting below the engine valve actuation piston 64 is vented to tank.

State 2: The proportional valve is centered between its hard stops, trapping fluid in the control volume 70 above the engine valve actuation piston and in the control volume 68 below the engine valve actuation piston, thus creating a hydraulic lock.

State 3: The fluid in the control volume 70 above the engine valve actuation piston is vented to atmospheric pressure while high pressure fluid is allowed to flow

WO 02/46582

PCT/US01/46686

from the high pressure rail to the control volume 68 below the engine valve actuation piston 64.

As the proportional valve moves from state 2 to state 1 the area through which high-pressure fluid can flow into the control volume 70 above the engine valve actuation piston 64 increases nonlinearly (similar to Figures 5 & 6). At the same time the flow area between the fluid below the engine valve actuation piston 64 and tank increases nonlinearly. Similarly, as the proportional valve moves from state 2 to state 3, the area through which fluid can flow out of the control volume 70 above the engine valve actuation piston 64 to tank increases nonlinearly. At the same time the flow area between the fluid below the engine valve actuation piston 64 and the high-pressure rail increases nonlinearly.

In all the systems described, the proportional valve uses hydraulic force to oppose the pressure in its control volume. Alternatively, the proportional valve can also use a spring to supply part or all of the opposing force.

Any of the 3-way proportional valve systems can take advantage of the recovery systems known in the art. The low-pressure rail used for actuating the 3 or 4 way proportional valve can be used for the low-pressure source of the recovery system if that system is implemented.

The present invention has many advantages for both diesel and gasoline engines, as well as similar engines powered with alternate fuels. These advantages include:

Infinitely variable engine valve timing for both opening and closing times.

Infinitely variable engine valve lift from the valves seat to its maximum lift position.

Infinitely variable valve open and/or close time duration.

WO 02/46582

PCT/US01/46686

The proportional 3 or 4 way valve has low gain flow regions for fine control at valve take-off and seating. It also has high gain flow regions for maximum flow allowing increased speed of the engine valve so that airflow into the engine cylinders can be maximized.

The system can allow the engine valve profile to be non-symmetric.

The system is capable of an infinitely varying the slew rate of the engine valve independent of rail pressure.

The system does not require a slow take-off and landing. Specifically, the valve can begin opening with maximum acceleration or seat at maximum velocity if desired.

The system does not need a lash adjustment system, specifically:

- the system is unaffected and can compensate for the growth of engine components (specifically valve train components) due to thermal expansion,

- the system is unaffected and can compensate for engine valve recession due to wear of the valve seat and the engine valve, and

- the system is unaffected and can compensate for tolerance stack up between valve train components resulting from initial assembly and manufacturing tolerances.

The system can compensate for varying working fluid viscosity due to temperature, age, etc.

The system can optimize the amount time at which air is metered into the engine cylinder thus optimizing the combustion event at the full spectrum of engine operating conditions resulting in:

WO 02/46582

PCT/US01/46686

maximum power,
lower emissions,
reduced emissions by controlling fuel/air mixing,
reduced heat rejection by reduction of unnecessary
in cylinder air motion, and
high BMEP combustion schemes to improve catalyst
light-off, reduce startup emissions.

The system can be operated in such a way that engine
braking will result, specifically by shutting off the
injector during braking and opening the exhaust valve at the
top of the compression stroke to dissipate the compression
energy.

The engine cycle can be varied to allow for:

2 stroke operation.

Multiple stroke operation (such as, by way of
example 2-stroke to 4-stroke, 4-stroke to 6-stroke or 8-
stroke operation, etc.) by eliminating one or more pairs
of strokes from the normal engine operating cycle, with
the valves being controlled during these pairs of
strokes for minimum energy loss and/or other
considerations.

The system can allow for internal exhaust gas
recirculation (EGR). As a result the EGR valve can be
removed.

Variable compression ratio.

Miller cycle operation - Maximum cylinder pressure
control with high expansion ratio for maximum
thermodynamic efficiency.

Atkinson cycle operation.

Reduced heat rejection by reduction of unnecessary
in cylinder air motion.

WO 02/46582

PCT/US01/46686

High BMEP combustion schemes to improve Catalyst light-off, reduce startup emissions.

Improved Cranking and Cold Start.

Reduced white smoke and diesel "fuel" smell during startup/cold temperature idle/high altitude operation

High altitude compensation.

Variable torque curves to better fit duty/drive cycle of vehicle.

Increased torque at low speeds for better driveability, potential vehicle fuel economy improvements.

The system will operate more efficiently with a sequentially apportioned pump.

The low-pressure rail can be replaced with an accumulator that is supplied by the return flow of the engine valve actuator.

Because the engine valve motion can be varied so that air can be throttled at the engine valve, the throttle body can be eliminated.

Operation of the turbo can be optimized at all engine operating conditions.

Cylinder deactivation for improved vehicle fuel economy.

This 2-stage system has the capability of satisfactorily controlling engine valves at very high engine speeds (from idle speeds to 10,000 RPM). In addition, the critical regions of valve take-off and seating can be controlled with accuracy and precision while providing the features of infinitely variable valve timing, duration and lift. The system also has the capability of significantly increasing the amount of air that can be supplied to an engine's

WO 02/46582

PCT/US01/46686

cylinders throughout the full range of engine speed by adjusting valve timing and duration to maximize the dynamic effects of flow into and out of the combustion chamber at all engine speeds.

While an exemplary embodiment and various alternate embodiments of the present invention have been disclosed herein, it will be obvious to those skilled in the art that various changes in form and detail may be made therein without departing from the spirit and scope of the invention.

WO 02/46582

PCT/US01/46686

CLAIMS

What is claimed is:

1. Apparatus for opening an engine valve comprising:
 - a hydraulic actuator disposed with respect to the valve to encourage the valve toward a valve open position by the pressure of a fluid in the hydraulic actuator;
 - a proportional spool valve having a spool hydraulically moveable between a first position coupling a source of fluid under a first pressure to the hydraulic actuator and a second position coupling the hydraulic actuator to a reservoir of fluid under a second pressure, the second pressure being less than the first pressure;
 - electrically controlled valving hydraulically controlling the position of the spool between the first and second positions; and,
 - a valve return returning the valve to a closed position.
2. The apparatus of claim 1 wherein the spool valve has a third position between the first and second positions blocking the source of fluid under a first pressure from the hydraulic actuator blocking the hydraulic actuator from the reservoir of fluid under the second pressure.
3. The apparatus of claim 1 wherein the second pressure is atmospheric pressure.
4. The apparatus of claim 1 wherein the spool is stepped in diameter to shape the area versus spool position for flow between the source of fluid under the first pressure and the hydraulic actuator, and the hydraulic actuator to the reservoir of fluid under the second pressure.

WO 02/46582

PCT/US01/46686

5. The apparatus of claim 1 wherein the valving comprises double solenoid latching spool valves.

6. A method of opening an engine valve comprising:
providing a hydraulic actuator disposed with respect to the valve to encourage the valve toward a valve open position by the pressure of a fluid in the hydraulic actuator;
coupling the hydraulic actuator to a proportional spool valve having a spool hydraulically moveable between a first position coupling a source of fluid under a first pressure to the hydraulic actuator and a second position coupling the hydraulic actuator to a reservoir of fluid under a second pressure, the second pressure being less than the first pressure; and,
hydraulically controlling the position of the spool between the first and second positions by electrically controlled valving.

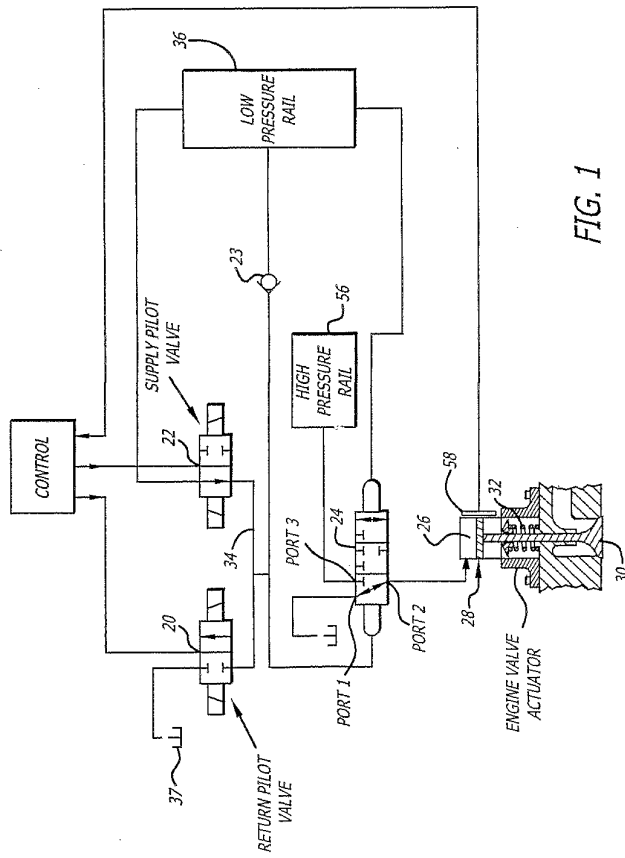


FIG. 1

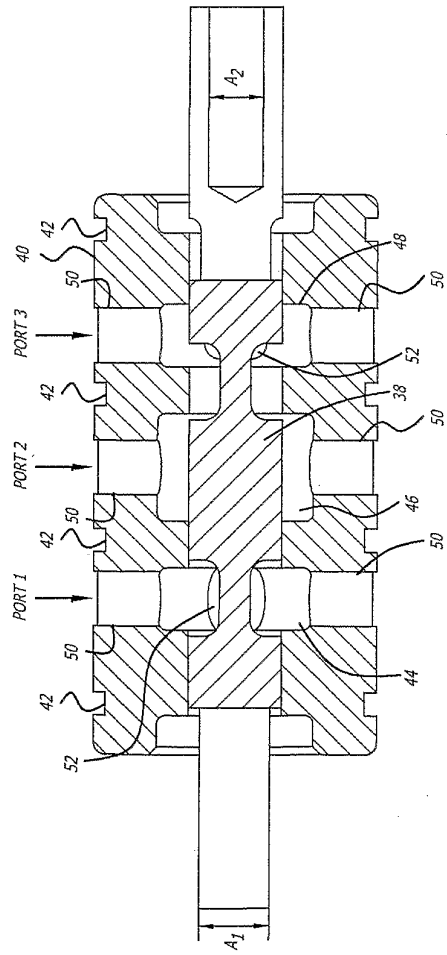


FIG. 2

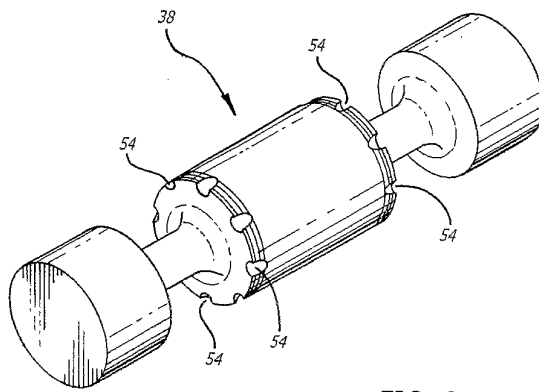


FIG. 3

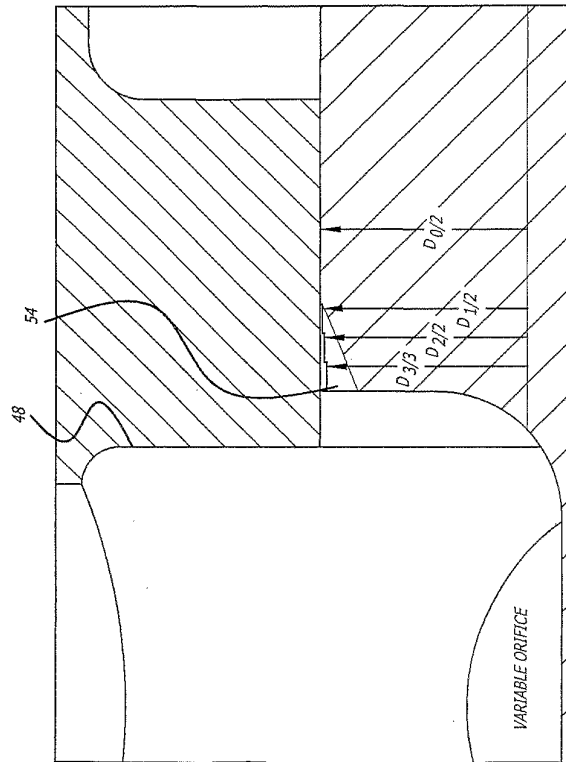


FIG. 4

WO 02/46582

5/8

PCT/US01/46686

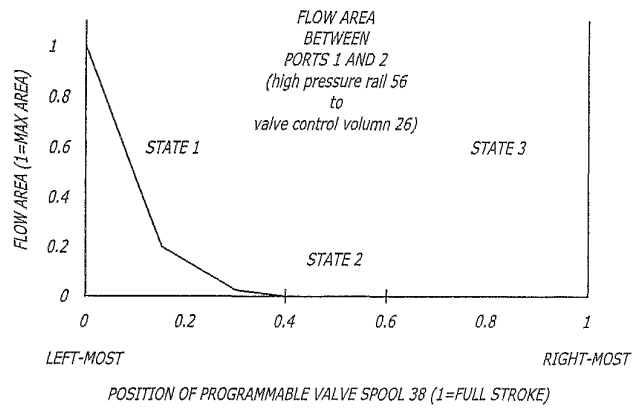


FIG. 5

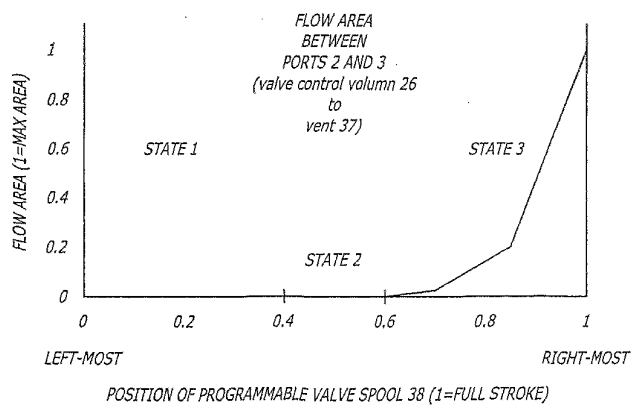


FIG. 6

WO 02/46582

6/8

PCT/US01/46686

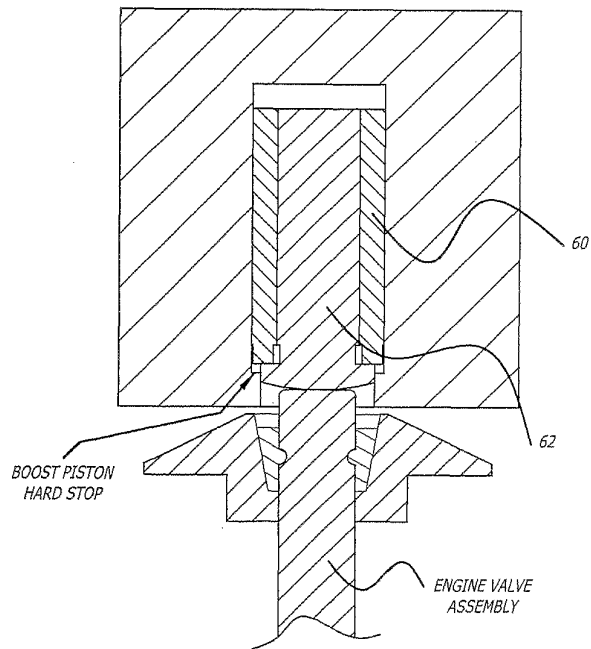


FIG. 7

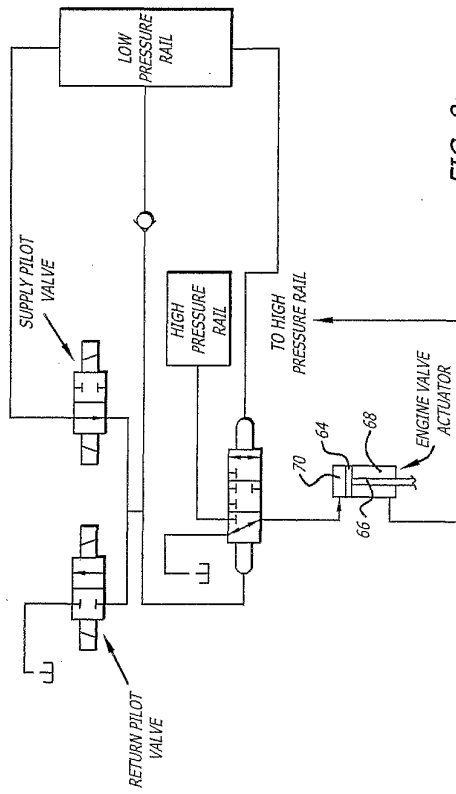


FIG. 8

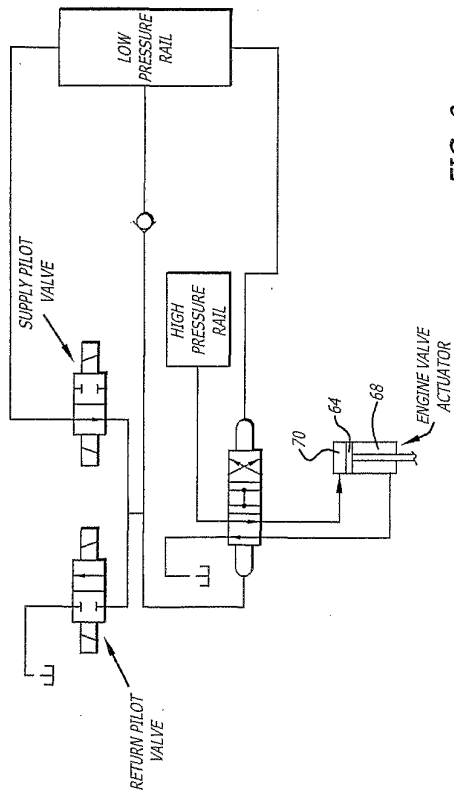


FIG. 9



PCT

(81) **Designated States (national):** AE, AG, AI, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CI, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, ES, FI, GB, GD, GE, GI, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MY, NZ, OM, PH, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG, SI, SK, SL, TJ, TM, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

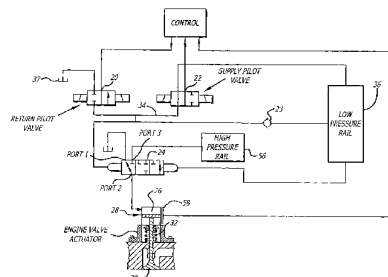
(71) **Applicant** (for all designated States except US): **STURMAN INDUSTRIES, INC.** [US/US]; One Innovation Way, Woodland Park, CO 80863 (US).

(84) **Designated States (regional):** ARIPO patent (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), Eurasian patent (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), European patent (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, TR), OAPI patent (BF, BJ, CI, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Published:
— with international search report

[Continued on next page]

(54) Title: HYDRAULIC VALVE ACTUATION SYSTEMS AND METHODS



(57) **Abstract:** Hydraulic engine valve actuation systems and methods for internal combustion engines. The systems utilize a proportional valve to regulate the flow of a working fluid to and from a hydraulic actuator controlling the engine valve position. The position of the proportional valve is controlled by high speed valves to control various engine valve parameters, including engine valve takeoff and landing velocities. Returning all valves to a known starting position between engine valve events avoids accumulation of errors in proportional valve positioning. Unload/imports using spool valves for the high speed valves and the proportional valve, and spring return and hydraulic return for the engine valve, are disclosed. A specially shaped spool in the proportional valve provides enhanced control over the engine valve operation. Various further alternate embodiments are disclosed.

WO 02/046582 A3

WO 02/046582 A3 

(88) Date of publication of the international search report: 16 January 2003
For two-letter codes and other abbreviations, refer to the "Guidance Notes on Codes and Abbreviations" appearing at the beginning of each regular issue of the PCT Gazette.

【 國際調查報告 】

Form EOT/SA/210 (second sheet) (July 1992)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No.
PCT/US 01/46686

C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 5 640 987 A (STURMAN ODED E) 24 June 1997 (1997-06-24) cited in the application claims 1,7 -----	5

Form PCT/ISA/210 (continuation of second sheet) (July 1992)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International Application No
PCT/US 01/46686

Patent document cited in search report		Publication date		Patent family member(s)	Publication date
US 5881689	A	16-03-1999	DE JP	19543080 A1 9151715 A	22-05-1997 10-06-1997
EP 0550925	A	14-07-1993	US EP JP	5248123 A 0550925 A2 5240011 A	28-09-1993 14-07-1993 17-09-1993
DE 1292493	B	10-04-1969	NONE		
US 5193584	A	16-03-1993	DE JP	4304320 A1 5288279 A	26-08-1993 02-11-1993
US 5640987	A	24-06-1997	AU DE GB HK JP WO US US	2241095 A 19580307 T0 2301655 A ,B 1009345 A1 10504873 T 9527865 A1 5598871 A 6308690 B1	30-10-1995 17-04-1997 11-12-1996 28-05-1999 12-05-1998 19-10-1995 04-02-1997 30-10-2001

フロントページの続き

(81)指定国 AP(GH,GM,KE,LS,MW,MZ,SD,SL,SZ,TZ,UG,ZM,ZW),EA(AM,AZ,BY,KG,KZ,MD,RU,TJ,TM),EP(AT, BE,CH,CY,DE,DK,ES,FI,FR,GB,GR,IE,IT,LU,MC,NL,PT,SE,TR),OA(BF,BJ,CF,CG,CI,CM,GA,GN,GQ,GW,ML,MR,NE,SN, TD,TG),AE,AG,AL,AM,AT,AU,AZ,BA,BB,BG,BR,BY,BZ,CA,CH,CN,CO,CR,CU,CZ,DE,DK,DM,DZ,EC,EE,ES,FI,GB,GD,GE, GH,GM,HR,HU,ID,IL,IN,IS,JP,KE,KG,KP,KR,KZ,LC,LK,LR,LS,LT,LU,LV,MA,MD,MG,MK,MN,MW,MX,MZ,NO,NZ,OM,PH,P L,PT,RO,RU,SD,SE,SG,SI,SK,SL,TJ,TM,TR,TT,TZ,UA,UG,US,UZ,VN,YU,ZA,ZM,ZW

(72)発明者 ライマオ, ミゲル・アンジェロ

アメリカ合衆国・80829・コロラド州・マニトウ スプリングス・ヴィア リンダ ヴィスタ
・335

(72)発明者 バビット, ガイ・ロバート

アメリカ合衆国・80903・コロラド州・コロラド スプリングス・ノース ウェバー・822

Fターム(参考) 3G018 AB12 CA19 DA52 DA57 DA60 DA74 FA06 FA07 GA03

3H089 AA60 BB17 CC01 DB33 DB45 DB49 DB75 EE16 EE38 GG02

JJ20