

(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2004-36603
(P2004-36603A)

(43) 公開日 平成16年2月5日(2004.2.5)

(51) Int.Cl.⁷

F01L 13/00

F01L 1/24

F16H 53/02

F 1

F01L 13/00

303D

テーマコード(参考)

3G016

F01L 13/00

301M

3G018

F01L 1/24

G

3J030

F16H 53/02

Z

審査請求 未請求 請求項の数 18 O L 外国語出願 (全 43 頁)

(21) 出願番号 特願2003-67758 (P2003-67758)
 (22) 出願日 平成15年3月13日 (2003.3.13)
 (31) 優先権主張番号 60/364,273
 (32) 優先日 平成14年3月13日 (2002.3.13)
 (33) 優先権主張国 米国(US)

(71) 出願人 503061511
 STANADYNE CORPORATION
 アメリカ合衆国 コネチカット 06095
 92 DEERFIELD ROAD,
 WINDSOR, CONNECTICUT 06095 U. S. A.
 (74) 代理人 100077861
 弁理士 朝倉 勝三

最終頁に続く

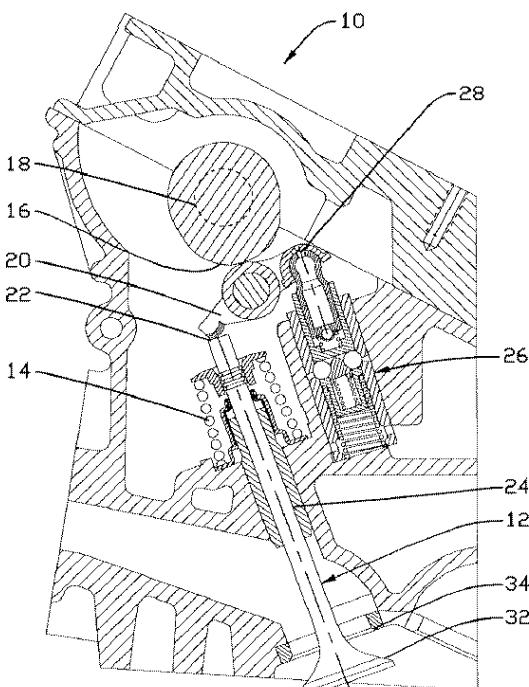
(54) 【発明の名称】ロッキングボールを不作動できるラッシュ調整装置

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】間隙を排除することにより、著しい音響ノーズの発生をなくし、また座の摩耗の補償をする。

【解決手段】制御ピストンが液圧的に加圧されたときに、球体がデテントから離れ、ピストンアセンブリがガイド本体内のラッシュ調整装置の拡張移動(引っ込み)に適応する弾性又はソフトストップを提供する。ピストンは2つの作動位置だけを有することが必要とされ、第1の位置は不作動とされて移動止め又はハードストップを確立する位置であり、第2の位置は完全に作動されて弁不作動位置を確立する位置である。好適には、象限対称に4つのデタント及びこれらのデタントに圧縮状態で関連する部品もって、サイドローディングが除去される。更に、バックラッシュも除去される。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

内燃エンジンに取り付けられている液圧式ラッシュ調整装置であって、前記内燃エンジンが燃焼シリンダと、弁座が形成されているシリンダ排気ポートと、前記弁座から離れること及び前記弁座を密封することにより前記排気ポートを開放及び閉鎖するように配置されている移動可能な排気弁と、この排気弁を関連する弁ばねの閉鎖力に抗して動かし、これにより前記排気ポートを周期的に閉鎖及び開放するのに十分な力でもってローカアームをラッシュ調整装置の枢動点上で周期的に枢動させるためのローブカム形状部を備えている回転可能なカムシャフトとを有しているものにおいて、

開口上方端を有する円筒形のガイド本体と、

このガイド本体内に配置されていると共に、一次ピストンを備え、この一次ピストンが前記ローカアームの一端のための枢動点を提供するようにされている枢動表面にまで前記開口上方端を越えて前記ガイド本体に沿って上向きに延びている一次ピストンアセンブリと、

前記ガイド本体からの前記枢動表面の突出量を調整するために前記ガイド本体に組み入って、前記一次ピストンと協働的に関連する一次液圧流路手段と、

前記ガイド本体内の前記一次ピストンの下に配置されていると共に、同軸方位の制御ピストンを包含し、この制御ピストンが前記一次ピストンアセンブリの下に間隔を置いている制御表面を有している二次ピストンアセンブリと、

前記制御ピストンの軸方向位置を調整するために前記二次ピストンアセンブリと協働的に関連する二次液圧流路手段と、

前記一次ピストンアセンブリと前記二次ピストンアセンブリとの間に配置されているラッチ手段と、

を包含し、前記ラッチ手段が前記制御ピストンと協働し、

前記二次液圧流路手段が不作動とされているときには、前記制御ピストンが前記ラッチ手段を第1の位置に維持し、これにより前記ガイド本体に関する前記一次ピストンアセンブリの移動についてハードストップ制限を形成するようにし、また

前記二次液圧流路手段が高圧の液圧流体で作動されたときには、前記制御ピストンが軸方向に動かされて前記ラッチ手段が第2の位置に移動し、これにより前記二次ピストンアセンブリが前記一次ピストンアセンブリと協働して前記ガイド本体に関する前記一次ピストンアセンブリの移動についてソフトストップを提供するようにしたラッシュ調整装置。

【請求項 2】

請求項1記載のラッシュ調整装置において、おおよそ円筒形のタペットが前記ガイド本体内に配置されて前記ガイド本体の上方端に向かって偏倚され、前記タペットが上方部分と、中間部分と、下方部分とを有し、

前記上方部分が上方シリンダを画成し、この上方シリンダ内には前記一次ピストンが取り付けられて、この一次ピストンが前記一次ピストンアセンブリを形成し、

前記中間部分が前記ラッチ手段を部分的に画成し、

前記下方部分が下方シリンダを画成し、この下方シリンダ内には前記制御ピストンが取り付けられて、この制御ピストンが前記二次ピストンアセンブリを形成し、

更に、前記制御ピストンが前記ラッチ手段の前記第1及び第2の位置に対応する軸方向に間隔を置いている第1及び第2の位置間で前記中間部分内を移動可能であり、

前記制御ピストン及び前記ラッチ手段がそれぞれの第2の位置であるときには、前記タペットへの偏倚が前記ガイド本体に関する前記一次ピストンアセンブリの移動のためのソフトストップを提供するようにしたラッシュ調整装置。

【請求項 3】

請求項2記載のラッシュ調整装置において、前記ラッチ手段が複数の剛性本体を包含し、これらの剛性本体が、前記ラッチ手段の第1の位置では前記ガイド本体に係合するように前記制御ピストンの第1の位置により軸線を横切るように付勢され、また前記制御ピストンの第2の位置では前記ラッチ手段の第2の位置で前記ガイド本体から非係合するよう

10

20

30

40

50

軸線を横切るように動かされ、これにより前記タペットが前記一次ピストンアセンブリと一緒に前記ガイド本体に関して軸方向に動くことができて前記ソフトストップを提供するようにしたラッシュ調整装置。

【請求項 4】

請求項 3 記載のラッシュ調整装置において、

前記ラッチ手段が前記タペットの中間部分に複数のクロス穴を包含し、これらのクロス穴が前記軸線に沿って交差して制御室を形成し、この制御室内に前記制御ピストンが配置され、

前記剛性本体が、それぞれの前記クロス穴に配置されていると共に前記クロス穴の直径に実質的に等しい直径を有する球体であり、

前記ガイド本体がデントを包含し、これらのデントには前記ラッチ手段及び前記制御ピストンが前記第 1 の位置であるときに前記球体が軸方向移動に抗してしっかりと支持され、及び

前記二次液圧流路手段が、前記制御ピストンを前記第 1 の位置から前記第 2 の位置に動かすために前記制御室への高圧流路を包含し、これにより前記球体上に前記制御ピストンにより提供される横支持を軽減し、前記球体を前記デントから引っ込めるようにしたラッシュ調整装置。

【請求項 5】

請求項 4 記載のラッシュ調整装置において、前記デントが前記ガイド本体の環状溝であるラッシュ調整装置。

【請求項 6】

請求項 4 記載のラッシュ調整装置において、前記制御ピストンアセンブリが、

前記制御室に配置されて複合角錐形状の頭部、及び前記第 2 のシリンダを通して軸方向に延びている中空本体を有するピストンと、

前記第 2 のシリンダ内に着座されて、前記ピストン本体内に延び、前記制御ピストンを前記制御室内へ偏倚せしめるピストンばねと、

前記クロス穴よりも下で前記ガイド本体と前記タペットとの間に着座されて、前記ガイド本体の上方端に向かう前記タペットの偏倚を与えるばねと、
を包含しているラッシュ調整装置。

【請求項 7】

請求項 6 記載のラッシュ調整装置において、前記制御ピストンの頭部が複数の上方傾斜部に移行する複数の下方傾斜部を有し、これらの上方及び下方傾斜部が前記軸線に関して傾斜鋭角を有し、前記下方傾斜部の傾斜角が前記上方傾斜部の傾斜角よりも小さいラッシュ調整装置。

【請求項 8】

請求項 7 記載のラッシュ調整装置において、前記下方傾斜部の傾斜角は前記下方傾斜部が前記上方傾斜部に近づくにつれて徐々に減少するラッシュ調整装置。

【請求項 9】

請求項 4 記載のラッシュ調整装置において、前記二次液圧流路手段が前記一次ピストンアセンブリと前記二次ピストンアセンブリとの間の流路を包含し、前記制御ピストンが前記ベントを開いて前記一次ピストンアセンブリからの液圧流体もって前記制御室を加圧するための弁表面を担持しているラッシュ調整装置。

【請求項 10】

請求項 1 記載のラッシュ調整装置において、前記ラッチ手段が前記軸線のまわりに対称的に間隔を置いている複数の剛性本体を包含し、これらの剛性本体が前記制御ピストンの軸方向移動の影響を受けて前記第 1 及び第 2 の位置間の半径方向移動のために案内されるラッシュ調整装置。

【請求項 11】

請求項 10 記載のラッシュ調整装置において、前記制御ピストンアセンブリが、
前記剛性本体に当接する複合角錐形状の頭部、及び前記第 2 のシリンダを通して軸方向に

10

20

30

40

50

延びている中空本体を有するピストンと、

前記第2のシリンダ内に着座されて、前記ピストン本体内に延び、前記制御ピストンを前記制御室内へ偏倚せしめるピストンばねと、

前記クロス穴よりも下で前記ガイド本体と前記タペットとの間に着座されて、前記ガイド本体の上方端に向かう前記タペットの偏倚を与えるばねと、
を包含しているラッシュ調整装置。

【請求項 1 2】

請求項1記載のラッシュ調整装置において、前記ラッチ手段が複数の剛性本体を包含し、これらの剛性本体が、前記ラッチ手段の第1の位置では前記ガイド本体に係合するよう前に記制御ピストンの第1の位置により軸線を横切るように付勢され、また前記制御ピストンの第2の位置では前記ラッチ手段の第2の位置で前記ガイド本体から非係合するよう軸線を横切るように動かされ、これにより前記一次ピストンアセンブリが前記ガイド本体に関して軸方向に動くことができて前記ソフトストップを提供するようにしたラッシュ調整装置。

【請求項 1 3】

請求項1記載のラッシュ調整装置において、

前記ラッチ手段が前記タペットの中間部分に複数のクロス穴を包含し、これらのクロス穴が前記軸線に沿って交差して制御室を形成し、この制御室内に前記制御ピストンが配置され、

前記剛性本体が、それぞれの前記クロス穴に配置されていると共に前記クロス穴の直径に実質的に等しい直径を有する球体であり、

前記ガイド本体がデテントを包含し、これらのデテントには前記ラッチ手段及び前記制御ピストンが前記第1の位置であるときに前記球体が軸方向移動に抗してしっかりと支持され、及び

前記二次液圧流路手段が、前記制御ピストンを前記第1の位置から前記第2の位置に動かすために前記制御室への高圧流路を包含し、これにより前記球体上に前記制御ピストンにより提供される横支持を軽減し、前記球体を前記デテントから引っ込めるようにしたラッシュ調整装置。

【請求項 1 4】

請求項1記載のラッシュ調整装置において、前記デテントが前記ガイド本体の環状溝であるラッシュ調整装置。

【請求項 1 5】

請求項14記載のラッシュ調整装置において、前記二次液圧流路手段が前記一次ピストンアセンブリと前記二次ピストンアセンブリとの間の流路を包含し、前記制御ピストンが前記ベントを開いて前記一次ピストンアセンブリからの液圧流体でもって前記制御室を加圧するための弁表面を担持しているラッシュ調整装置。

【請求項 1 6】

燃焼シリンダと、弁座が形成されているシリンダ排気ポートと、前記弁座から離れること及び前記弁座を密封することにより前記排気ポートを開放及び閉鎖するように配置されている移動可能な排気弁と、この排気弁を関連する弁ばねの閉鎖力に抗して動かし、これにより前記排気ポートを周期的に閉鎖及び開放するのに十分な力でもってロッカアームをラッシュ調整装置の枢動点上で周期的に枢動させるためのロープカム形状部を備えている回転可能なカムシャフトとを有している内燃エンジンにおいて、前記排気弁を少なくとも一回のカムシャフト回転サイクルの間じゅう選択的に閉じたままに維持する方法において、ラッシュ調整装置を支持し、このラッシュ調整装置により担持されている複数の剛性球体を、前記ラッシュ調整装置を囲繞しているガイド本体のデテントに係合するように半径方向外向きに付勢し、これにより通常の作動中前記ラッシュ調整装置と前記ガイド本体との間の相対的移動を防止し、したがってロッカアームの一端のための固定枢動点を確立し、少なくとも一回のカムシャフト回転にわたって前記排気弁の閉鎖が所望されたときには、前記剛性球体を前記デテントとの係合から離して半径方向内向きに動かし、前記ラッシュ

10

20

30

40

50

調整装置を弾性力により軸方向に支持し、前記弾性力は前記ラッシュ調整装置を前記ガイド本体に関して軸方向に動かすのを許容し、したがって前記ラッシュ調整装置に前記ロッカームのソフトストップを提供し、これにより前記カムロープが前記ばねの閉鎖力に抗して前記排気弁を開くために前記ロッカームに加えられないでこ比を減少するようにした方法。

【請求項 17】

請求項16記載の方法において、

前記剛性球体が、軸線上に中心決めされていると共に軸方向に偏倚されて前記剛性球体に接触している支持ヘッドにより半径方向外向きに付勢され、及び

前記支持ヘッドを前記剛性球体との接触から離す液圧移動の結果として前記剛性球体が半径方向内向きに動かされ、10

これにより前記剛性球体が半径方向内向きに動いて前記デテントから離れるようにした方法。

【請求項 18】

請求項17記載の方法において、

支持ヘッドが前記ラッシュ調整装置内に着座されている内側ばねにより軸方向に偏倚され、及び

前記ラッシュ調整装置が前記内側ばねを囲繞する外側ばねにより支持され、この外側ばねは、前記ガイド本体により支持されている一端と、前記ラッシュ調整装置に作用して、前記ラッシュ調整装置が前記ガイド本体に関して軸方向に動くのを許容する弾性力を与える他端とを有している方法。20

【発明の詳細な説明】

【0001】

【背景】

本発明は、内燃エンジンのための液圧式ラッシュ調整装置に関する。

【0002】

自動車エンジンは、走行時間の大部分の間それらの定格出力のほんの一部分のみを使用する。燃料経済の増大は、特に、エンジンシリンダの幾つかが不作動され、他のエンジンシリンダが作動し続ける場合には、定常状態走行の間エンジンシリンダへの空気ポンプ損失を減少することによりなすことができることが知られている。30

【0003】

このシリンダの不作動をなしとげる幾つかの方法がある。そのひとつ的方法は、コラプス型の液圧式ラッシュ調整装置であり、これによりエンジン弁は選択的に不作動とされる。典型的な液圧式ラッシュ調整装置は、非常に簡単な装置であり、この装置は基本的には弁トレーンに直列に又は並列に取り付けられている液圧式シリンダ及びピストンアセンブリから成る。このラッシュ調整装置の作動室は、エンジン潤滑油回路に一方向逆止弁を介して接続されている。エンジン弁が開いているままの時間の間中、弁閉鎖力は作動室内に捕えられている潤滑油柱によってもっぱら支えられている。そして、圧力レベルの増大のために、最初の潤滑油充填の一部分が漏れ出て、弁トレーン長さを短くし、弁の適當な着座を保証する。弁が着座させられて弁閉鎖力が弁座により支えられるや否や、作動室内の圧力は降下する。漏洩により生じた隙間は、潤滑油回路から一方向弁（逆止弁）を介してすばやく補給される。このような隙間を排除することにより、著しい音響ノーズの発生をなくし、また座の摩耗が補償される。40

【0004】

エンジン弁の作動サイクル中（弁は開いている）、ラッシュ調整装置の収縮は外側スリーブの対応する穴にロックされた横ラッチングピンにより防止される。不作動サイクル中、二次回路からの潤滑油が（リセットばねに抗して）ラッチングピンを押して係合から離し、ラッシュ調整装置キャリヤは、この時点から、弁トレーン力を支持することができなくなり、弁は閉じたままとされる（不作動とされる）。カムにより発生する弁トレーンの動きは、ラッシュ調整装置キャリヤの下に取り付けられている単一又は複数のばねにより吸

収される。

【0005】

この設計の欠点は、第1に、再作動（特に、高速であることが重要）のために用いる非常に短い時間の間にラッチングピンがその目標穴を見つけることに関連する困難さであり、また、第2に、ラッチングピン及びその保持穴が高い曲げ（せん断）力にさらされることである。

【0006】

【発明の概要】

本発明によれば、液圧式ラッシュ調整装置は次のように改変される。すなわち、弁不作動信号を受けることにより、ラッシュ調整装置のストップ制限はハードストップからソフトストップに一層確実にかつ一定して変わる。その結果、弁閉鎖ばねに蓄えられている過剰な力がソフトストップを介してラッシュ調整装置を動かし、その結果ラッシュ調整装置のタペット枢動点もまたオーバヘッドカムが減少した力でもってローラフィンガに作用する位置に動かされる。したがって、弁はカムシャフトの回転のいかなる部分の間でも開くことができない。ラッシュ調整装置の不作動により、フィンガアームのための枢動点は通常の位置に戻り、ラッシュ調整装置はハードストップとされ、カムはカムタイミングにしたがって弁を開くように弁閉鎖ばねに打ち勝つことができる。

【0007】

本質的に、従来のラッシュ調整装置は、ガイド本体内に同軸方位の液圧式制御ピストンアセンブリを組み込むことにより改変される。制御ピストンは、通常はラッチ手段、例えば複数のデント内で他の部品に圧縮状態に荷重されている複数の硬質球体を固定し、これによりリジットストップを提供しているが、しかし制御ピストンが液圧的に加圧されたときには、球体がデントから離れ、ピストンアセンブリがガイド本体内のラッシュ調整装置の拡張移動（引っ込み）に適応する弾性又はソフトストップを提供する。液圧作動は、好適には、制御ピストンアセンブリのためにギャラリー及び関連する入口ポートへの高圧油を制御するための三方ソレノイド弁又は同種の手段でもって実施される。本発明の典型的な実施において、ピストンは2つの作動位置だけを有することが必要とされ、第1の位置は不作動とされて移動止め又はハードストップを確立する位置であり、第2の位置は完全に作動されて弁不作動位置を確立する位置である。

【0008】

好適には、象限対称に4つのデント及びこれらのデントに圧縮状態で関連する部品でもって、サイドローディングが除去される。更に、本発明によれば、バックラッシュも除去される。

【0009】

より詳細には、高出力作動中（エンジン弁が作動している）、実質的に円筒形のラッシュ調整装置タペットインサートは、タペット本体の下方部分のひとつ又はそれ以上のクロス穴に配置されてガイド本体の穴の対応する環状溝に係合しているボールのリングにより支持されている。液圧制御ピストンは、タペット本体の中心線上に配置されて、それ自身の戻しばねにより付勢され、加圧油が制御ギャラリー又は室に存在していない限りは、ボールを押し広げて離し続ける。弁作動の反作用力を支えるすべての部品はボールベアリングに同じ方法で圧縮状態で荷重され、これは摩耗及び寿命の期待に関する限り非常に利益がある。

【0010】

加圧潤滑油が切り換えられるや否や、液圧力は制御ピストン戻しばね力に打ち勝ち、制御ピストンを下向き方向に動かし、ボールが環状溝の傾斜部を下に滑動することを許し、これによりボールが中央部に向かって動きタペットを解放する。この位置において、タペットを押し上げるようにする力はタペットの下側部分に配置されているタペット戻しばね（不作動用ばね）の力のみであり、この力は弁の作動のために必要とされる力よりも非常に小さく、これにより関連するエンジン弁の開放を防止する。

【0011】

10

20

30

40

50

最も重要な個所での接触応力（ヘルツ応力）を減少するために、この液圧制御ピストンの上方部分は、好適には、4つの対称の対の上方及び下方傾斜部を画成する、複合角錐状に幾分似ている形状とされる。このような制御ピストンの作動により、ボールは下方傾斜部での支持から上方傾斜部での支持へと動く。同じ荷重で、ボールとフラット部との間の接触応力はボールとシリンダとの間の接触応力よりも非常に小さい。また、両傾斜部（上方及び下方傾斜部）の傾斜角は、ボール／傾斜部の干渉部で生ずる反作用力を最小にするように設計することができる。同様な方法において、制御ピストンのロッキング表面（下方傾斜部）は、弁作動（ボールが係合している）周期中におけるバックラッシュを排除するような小さい開先（自己ロッキング）角を有することができる。

【0012】

10

以下、添付図面を参照して本発明の好適な実施例について詳述する。

【0013】

図1は、内燃エンジン10の一部分の部分断面図であって、排気弁12がカムシャフト18の高いロープ16から枢動可能なフィンガアーム20の一端（自由端）を介して弁システム24の頂部22の滑動表面に伝達された力により弁ばね14に抗して開いている状態と、本発明によるラッシュ調整装置26がフィンガアーム20の他方端に固定枢動点28を提供している通常の不作動状態を示す。

【0014】

図2は、図1と同様な図であるが、カムシャフト18が回転して高いロープ16を引っ込ませ、その結果低いロープ16'がフィンガアーム20に作用し、これによりフィンガアームの自由端30がラッシュ調整装置の通常の固定枢動点28のまわりを図1に示されている位置に関して時計方向に枢動し、その結果弁ばねが弁システムを上昇せしめて、弁部材32が弁座34に密接している状態を示す。

20

【0015】

図3は、図2と同様な図であるが、本発明によるラッシュ調整装置を作動したことにより、フィンガアーム枢動点28'を引っ込ませ、その結果たとえ高いロープ部分16がアーム20に係合したときでもアーム20が弁システム24に対して弁32を開くように十分に枢動することができない状態を示す。

【0016】

図4A、図4B及び図4Cは本発明の好適な実施例にしたがって改変されたラッシュ調整装置26を示し、このラッシュ調整装置は角錐様制御ピストンアセンブリ36を備え、通常の状態は図1及び図2に対応する“ハードストッパ”的状態である。ラッシュ調整装置26は、普通の主又は一次ピストンアセンブリ38と前述した二次又は制御ピストンアセンブリ36とを包含し、これらの両ピストンアセンブリはガイド本体44内に配置されている。図示の実施例においては、単体シリンダユニット42がタベットとして動き、一次シリンダ42A及び二次シリンダ42Bの両方を画成する。

30

【0017】

主又は一次ピストンアセンブリ38は、一次シリンダ42A内に配置されている第1のピストン40を包含し、上記の「背景」の項で述べた従来の方法で作動する。一次液圧回路は、第1のシリンダ42Aに関しての一次ピストン40の軸方向位置を調整する目的のために、一次入口ギャラリー62及びガイド本体44を貫通している関連するポートからの液圧流体を第1のシリンダ42Aのポート60に供給する。従来と同じように、第1のピストン40は通路50を有し、この通路は、通常は、逆止弁52により閉じられており、逆止弁52はボールであり、ばね54及び座が関連している。座は、端壁56により支持されている他のばね54Aにより第1のピストン40に対して付勢されている。図示した構成において、第1のピストンはその頭部のベント48に通じる中空中央部46を有する。頭部の下の細い首部はスリーブ64の穴内に捕えられ、スリーブ84は第1のシリンダ42Aの上方端に固定されている。

40

【0018】

この方法において、ガイド本体44の頂部からの第1のピストン40の突出量（符号10

50

0で示されている)は、第1のシリンダ42Aに関しての第1のピストン40の突出量102を調整することにより、調整することができる。

【0019】

本発明によれば、第2のピストンアセンブリ36は第2の液圧回路により選択的に作動され、これによりガイド本体44内に第1のピストンアセンブリ38を“ソフト”引っ込みできるようにし、これによりガイド本体44からのシリンダ42Aの突出量104が減少する。図示した実施例、すなわち第1のシリンダ42Aと第2のシリンダ42Bとがシリンダユニット又はタベット42により一体である実施例において、第2のピストンアセンブリ36の移動は、また、一次ピストンアセンブリ及びそれ故第1のピストン40を動かす。第2のピストンアセンブリ36が動かされ(引っ込まれ)、すなわち弾性終り位置に達すると、第1のピストンアセンブリは同様にガイド本体44内の弾性引っ込み位置となる。

【0020】

シリンダユニット42が引っ込み(作動)位置であるとき、図1及び図2に示されている枢動点28は図3に符号28'で示されるように下向きに動かされ、これによりロープ16とアーム20との間のてこ比を変え、その結果ロープは弁ばね14に打ち勝って弁32と開くようにアームに十分な力を与えることができない。本発明によれば、ラッシュ調整装置の作動状態において、図2に示されているカム位置での枢動点は、ラッシュ調整装置が不作動とされているときと同じであるが、しかし、図1に示されているカム位置では、“ソフトストップ”は枢動点を図3に示されている位置に下向きに動かす。

【0021】

図4の実施例において、シリンダユニット42は、4つの円筒形のスロットを形成するに加えて、シリンダユニットの中心線を直接に囲繞する液圧制御ギャラリー又は室66を形成するために互いに直角に交差している2つの貫通穴を除いて、ピストンシリンダ42A及び42B間にソリッド中央区域を有する。上述の4つの円筒形スロットは、それぞれ、上述の交差する2つのクロス穴の直径と実質的に同じ直径を有する4つの剛性ボール70を受け入れる。シリンダユニットの中心線を横切る方位とされてかつクロス穴及びボール70の中心を通過する平面(すなわち、図4Bに示されている平面)において、ガイド本体44は4つのアーチ形デント68を有し、これらのデントは好適にはガイド本体44の内面に沿う環状溝により形成されている。

【0022】

ボール70は横位置の穴内に支持され、その結果各デントの下方湾曲部は符号104で示されているようなガイド本体44の頂部からの第1のシリンダ42Aの固定突出量を維持する剛性ストップ92を形成する。ボール70は、第2又は制御ピストン74の頭部94により剛性ストップ92に対して付勢されている。より詳細には、ピストン頭部94の急勾配の下方傾斜部96及びたな部106は、ピストンばね82の上向き偏倚力と結合して、ボール70を図1及び図2に関連して上述したような通常の弁作動に関連した掛止位置に維持する。

【0023】

二次ピストンアセンブリ36は開口座部78を備えている二次シリンダ42Bを有し、この二次シリンダの外径は第1のシリンダ42Aの、クロス穴を含む中央区域の下の部分の外径よりも小さい。クロス穴の真下のシリンダユニットの部分90は、(後で一層詳細に述べるように)ボールを支持することができる下方穴壁のシェルフ又はトラックを画成するのみならず、肩部又はフランジも画成し、この肩部又はフランジを介してシリンダばね84がシリンダユニットを上向きに偏倚せしめる。これに対し、デントの下方湾曲部92は、第1のピストン40の頭部に加えられる下向きの力に対抗して、ガイド本体44に関してのシリンダユニット42の下向き移動を防止する剛性ストップを提供し、またデントの上方湾曲部92'はガイド本体44の座部に符号86で示すように着座されているシリンダばね84により与えられるシリンダユニット42への上向き偏倚に対抗する剛性ストップを提供する。

10

20

30

40

50

【0024】

ラッチング部品が解放されると、後で一層詳細に説明するように、シリンドバネ84はシリンドユニット42を介して第1のピストン40によって作用する下向きの力のすべてを支えて、所望するソフト（すなわち、弾性）ストップを提供し、これにより燃焼シリンド弁32はカムシャフト回転の間じゅう閉じたままである。弁32は、したがって、第2のシリンドアセンブリ36が下記の方法で“作動”されているときは、“不作動”とされている。すなわち、液圧流体が、ガイド本体44の二次入口ポート72を通して導入され、これによりガイド本体の内側壁の環状部68を通過し、二次ギャラリー又は制御室66を加圧する。この加圧は、制御ピストン74の頭部に作用し、制御ピストン74をピストンばね82の偏倚力に抗して下向きに付勢する。ピストンばね82は、二次シリンド42Bの下方端の座80に取り付けられ、また制御ピストンの中空本体108内に着座されている。制御ピストンがピストン室76内を下向きに動くと、下方傾斜部96はボールの下側半部上に乗り、その結果ボールは実質的に静止したままである。しかしながら、制御ピストンの更なる動きにより、ボールはかなり小さい鋭角を有している上方傾斜部98に接触し、これによりボールは中心線に向かって横内向きに動く。

10

【0025】

制御ピストンがそのシリンド42B内に完全に引っ込められると、ボールは内向きに動いてデント68から離れ、その結果、ボールがデント68より下のガイド本体44の内側壁に接触すると、制御室66内の高圧力のために、シリンドユニット42への下向きの力（図1でのピストン40にアーム20を介して作用するカムロープ16による）がボールをシェルフ90上で半径方向内向きに転動せしめる。シリンドユニット42のこの下向き移動は、ボールによって制限されず、第2のシリンド42Bがガイド本体44の下方端に底をつけるまで（もし必要ならば、制限をして）、ばね84の偏倚力に抗して下向きに続ける。ポート88は、ガイド本体44容積の下方部分内の流体を排出せしめる。

20

【0026】

図5A及び図5Bは、ラッシュ調整装置が作動させられて引っ込められた、すなわち“ソフトストップ”的な状態を示す。これに対し、図4Bの断面図は、図4Aと関連した通常の不作動状態におけるボール70の、ガイド本体44の溝68、制御室66及び制御ピストンの上方傾斜部98との関係を示し、図5Bはシリンドユニット42が図5Aに示されている完全に引っ込められた状態における同じ関係を示す。

30

【0027】

図4A及び図5Aに示されている状態間では、次のことを認識することができよう。すなわち、ガイド本体44に関しての第1のピストン40の総突出量100は、シリンドユニット42及び関連するラッチングボールがガイド本体44内を下向きに移動した距離110により、100'に変えられている。更に、次のことも認識しなければならない。すなわち、図5Aにおいて、制御ピストン74は底をついているが、しかしこれはハードストップとする必要がなく、これによりシリンドばね84と符号90で示されるフランジ又は同種物を介してシリンドユニットに加えられる力との間の弾性関係を維持する。

【0028】

ラッシュ調整装置の通常作動が望まれたときには、二次ギャラリー内の液圧が解放される。これにより、制御ピストン74は二次シリンド内を上昇し、シリンドばねはボールがデントに到達して図4A示される状態に戻るまでシリンドユニットを上向きに動かす。

40

【0029】

ある適用においては、排気弁が不作動とされている間に、ハードストップの通常の調整のために部分62, 60, 46（図4A参照）を通して一次ピストンアセンブリに入る圧力が、適当な再係合を防止し、したがって弁の再作動を防止する点までラッシュ調整装置を広げることを生じせしめる。

【0030】

図6、図7及び図8は、これを防止するアンチポンプアップ装置を組み込んでいる他の実施例を示す。圧力/面積関係による差液圧力は、正の弁閉鎖力成分を常に有するように設

50

計することができる。図7は、図6の制御ピストン112を組み込んでいるラッシュ調整装置114を示す(制御ピストンの傾斜角は誇張されている)。制御ピストン112は、後で一層詳細に述べられるように弁座116を形成する丸頂部と、図4に示される類似の傾斜部98及び96よりも小さな開先角度を形成する上方傾斜部118及び下方傾斜部120とを有する。より詳細には、これらの傾斜部は装置の中心線に対して垂直に延びる平面に関して実質的に対称な鋭角を形成する。先の実施例と同じように、制御ピストンはレッジ部分122から下に延びている実質的に円筒形の中空本体部分130を有する。先の実施例と同じように、シリンダユニット又は単体タペット136がガイド本体44内に配置され、シリンダユニットが上方又は一次シリンダ136Aと下方又は二次シリンダ136Bとを画成し、実質的にソリッドの中間区域において2つのクロス穴が中央制御室138で交差している。10

【0031】

しかしながら、この実施例においては、関連する座126を備えているベント124が第1のシリンダ136Aと制御室138との間の材料ウェブに形成されている。制御ピストン112の頭部は、ベント124を選択的に開閉するための弁表面又は座116を形成する。このベントの存在はアンチポンプアップ機能を提供し、このアンチポンプアップ機能は一次シリンダ136A内の高圧力がガイド本体44の壁を排気弁の再作動を防止する広さまで広げるのを防止する。20

【0032】

図8A-図8Fは、図7に示される実施例におけるシリンダユニット又はタペット13の不作動の段階を示す。図8Aは、排気弁が作動して燃焼室の排気ポートを順次開閉し、かつ二次液圧回路が二次ピストンアセンブリに関して不作動とされている作動状態に相当する。この作動モードにおいて、枢動表面で一次ピストン40の頂部に課された力はハードストップ表面142に捕えられているラッチングボール70に一次ピストンアセンブリを介して伝達される。制御ピストンの下方傾斜部120はこのハードストップ状態でブロッキングボールに接触する。排気弁の作動反作用力により発生した力成分は、排気弁116を閉じたままに維持する。一体弁116を備える、ここに例示した一片型制御ピストンに代わる手段が、頂部に捕えたボール弁部材を備えている制御ピストンを用いることにより等しく実施できることを認識すべきである。上方及び下方傾斜部により形成されている鋭角の頂点に隣接する制御ピストンの下方傾斜部120は、ブロッキングボールに対して正の下向き力を提供せず、単にボールに接触し、これにより、これらのボールがシェルフ90上に載っている間デタント68の下方湾曲部に対して横外向きのこれらボールの位置を維持することを保証する。30

【0033】

二次油ギャラリーが加圧され、これにより制御室138を加圧すると、制御ピストン112は弁座126から離れ、ピストンばね132の力に抗して下向きに動き始める。アーム20のローラがカムベースサイクル上を動く間(図2参照)、タペット136上に作用する主たる力は不作動シリンダばね134の上向き力である。弁116が開き始めると、一次シリンダ136A内の高圧力が弱くなり、ブロッキングボールを下方傾斜部120の上方に動かすことができるようになる。制御ピストンが下向きに動くことにより、ブロッキングボールが図8Dに示されるように上方傾斜部118上へ内向きに転動するまで、上記鋭角の頂点は図8Cに示される丘位置144の頂部を通過する。先に述べた実施例と同じように、制御室138のための主液圧作動は二次液圧回路によるポート72を通しての加圧である。40

【0034】

図8Cに示される状態において、ボールは最大横向き位置であり、3:00位置のボールは制御ピストン角度の頂点に接触し、9:00位置のボールは装置の中心線から最も遠いデタントの表面に接触する。作動圧力は、制御ピストンが図8Dに示される位置に動くのを維持し、これによりボールはタペット133の直径内にとどまり、タペットはシリンダばね134によって下向きの力に弾性的に適応し、エンジン弁を不作動し続ける。50

【0035】

図8E及び図8Fに示されるように、二次ギャラリー138内の圧力が弱くなると、ラッピングピストン戻りばね132がラッピングボールをガイド本体の壁に対して押しつける。そして、タペット136がデタント内の所定位置に到達するや否や、ブロッキングボールは再係合する。ラッピングピストン戻りばねは、慣性により助成され、したがってボールを介してピストンを押し高圧室排気弁116を閉じる。一次シリンダ136Aの高圧室は広がり、残りのラッシュを排除する。

【図面の簡単な説明】

【図1】内燃エンジンの一部分の部分断面図であって、排気弁がカムシャフトのロープから枢動可能なフィンガアームの一端（自由端）を介して弁システムの頂部の滑動表面に伝達された力によりその弁ばねに抗して開いている状態と、本発明によるラッシュ調整装置がフィンガアームの他端に固定枢動点を提供している通常の不作動状態を示す。

10

【図2】図1と同様な図であるが、カムシャフトが回転してフィンガアームに作用するロープを引っ込ませ、これによりフィンガアームの自由端がラッシュ調整装置の通常固定枢動点のまわりを図1に示されている位置に関して時計方向に枢動し、その結果弁ばねが弁システムを上昇せしめて、弁部材が弁座に密接している状態を示す。

20

【図3】図2と同様な図であるが、本発明によるエンジン弁不作動装置（ラッシュ調整装置）を作動したことにより、フィンガアーム枢動点を降下せしめ、その結果たとえカムのロープ部分がアームに係合したときでもアームは弁を開くように弁システムに対して十分に枢動することができない状態を示す。

【図4A】本発明の好適な実施例にしたがって改変されたラッシュ調整装置を示し、このラッシュ調整装置は複合角錐様の制御ピストンを備え、通常の状態では、図1及び図2に對応する“ハードストップ”の状態である。

30

【図4B】図4Aのラッシュ調整装置の一部分を示す。

【図4C】図4Aのラッシュ調整装置の一部分を示す。

【図5A】図4Aのラッシュ調整装置の作動状態、すなわち“ソフトストップ”的状態を示す。

【図5B】図5Aのラッシュ調整装置の一部分を示す。

【図6】制御ピストンの他の形状を示す。

【図7】図6の制御ピストンが組み込まれているラッシュ調整装置を示す（制御ピストンの傾斜角は誇張されている）。

【図8A】図7の実施例におけるタペット不作動の最初の段階を示す。

【図8B】図8Aに続く段階を示す。

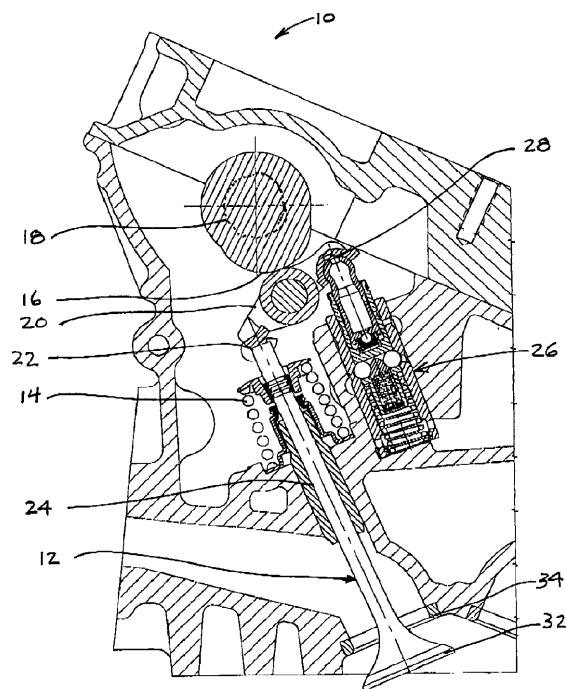
【図8C】図8Bに続く段階を示す。

【図8D】図8Cに続く段階を示す。

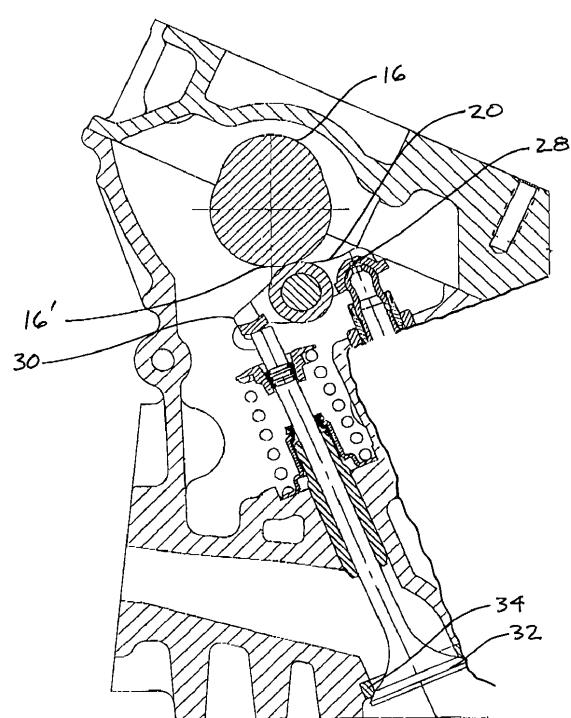
【図8E】図8Dに続く段階を示す。

【図8F】図8Eに続く段階を示す。

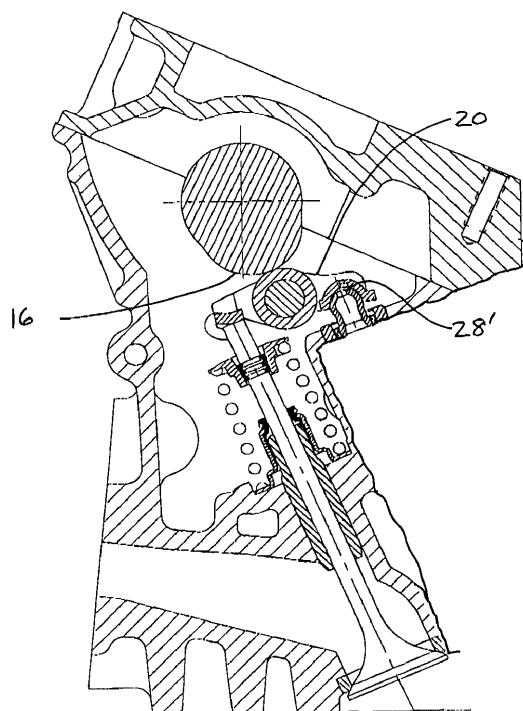
【図1】



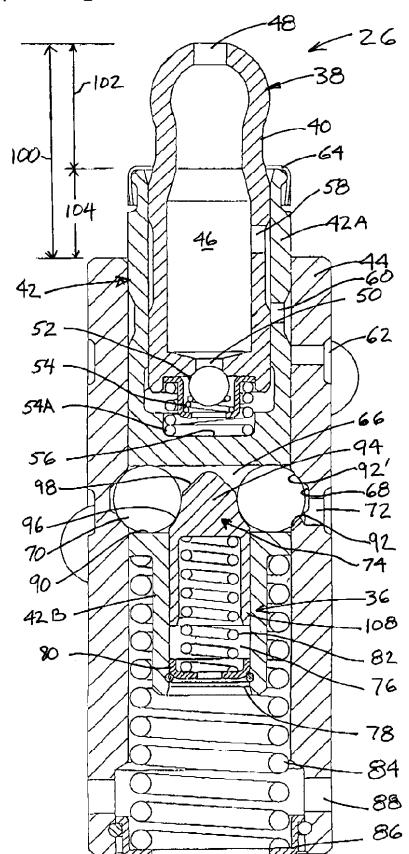
【図2】



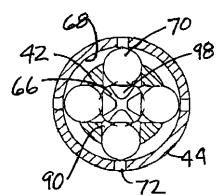
【図3】



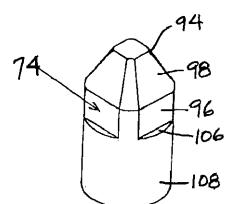
【図4A】



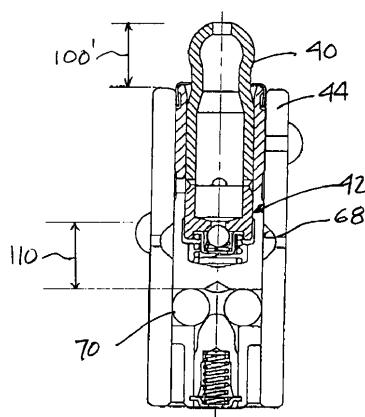
【図 4 B】



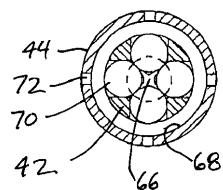
【図 4 C】



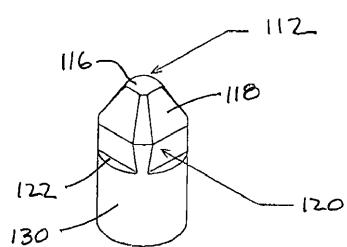
【図 5 A】



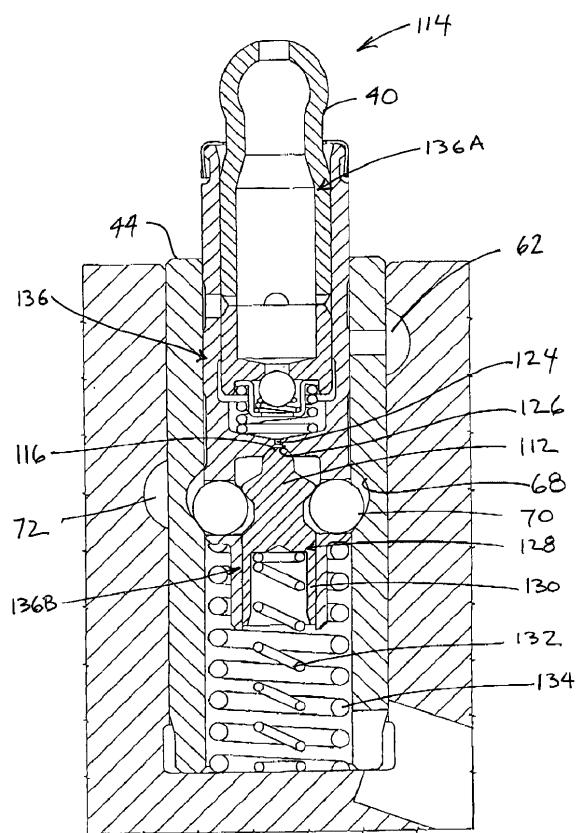
【図 5 B】



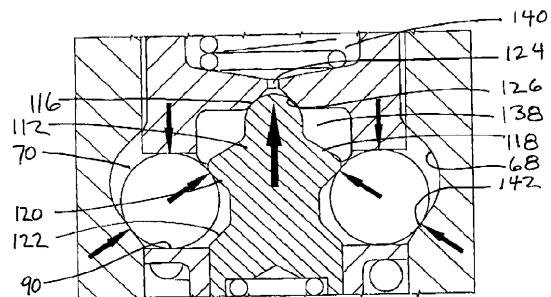
【図 6】



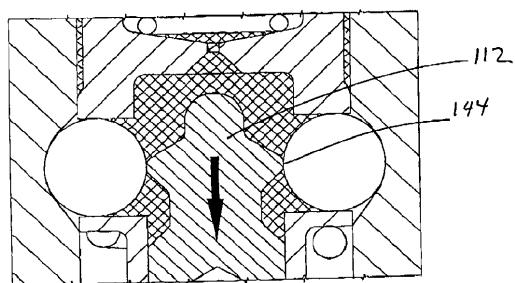
【図 7】



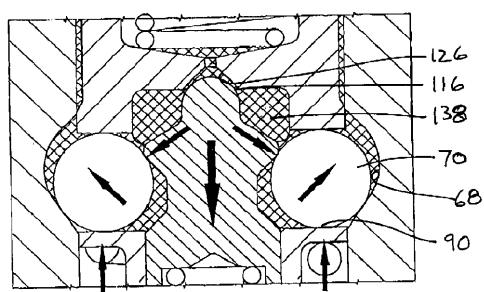
【図 8 A】



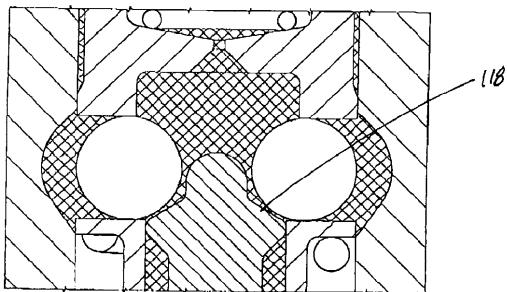
【図 8 C】



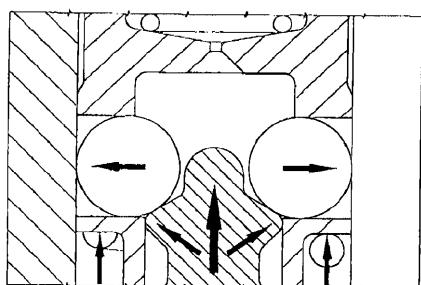
【図 8 B】



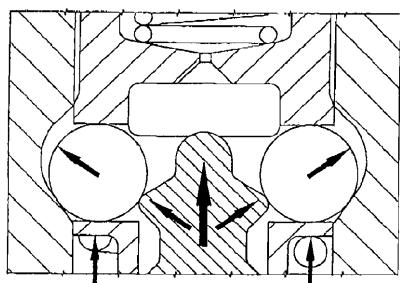
【図 8 D】



【図 8 E】



【図 8 F】



【手続補正書】

【提出日】平成15年6月26日(2003.6.26)

【手続補正1】

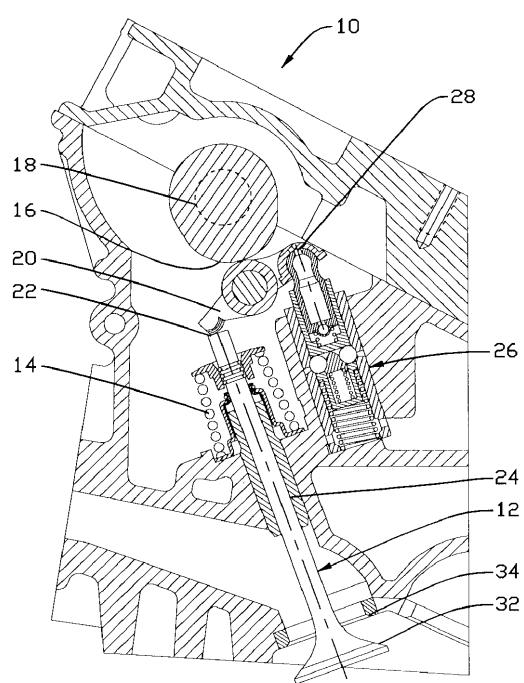
【補正対象書類名】図面

【補正対象項目名】全図

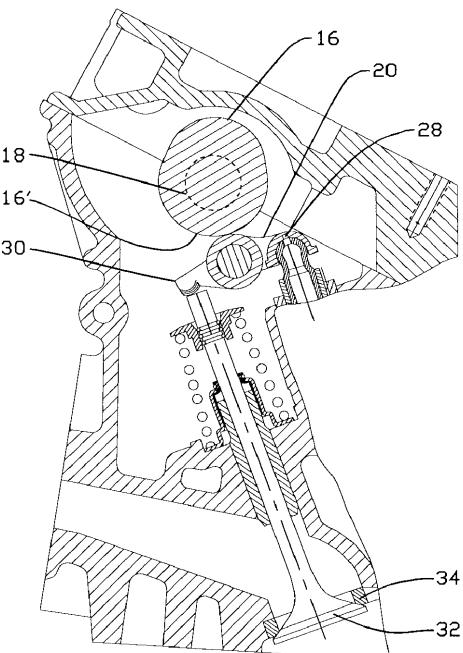
【補正方法】変更

【補正の内容】

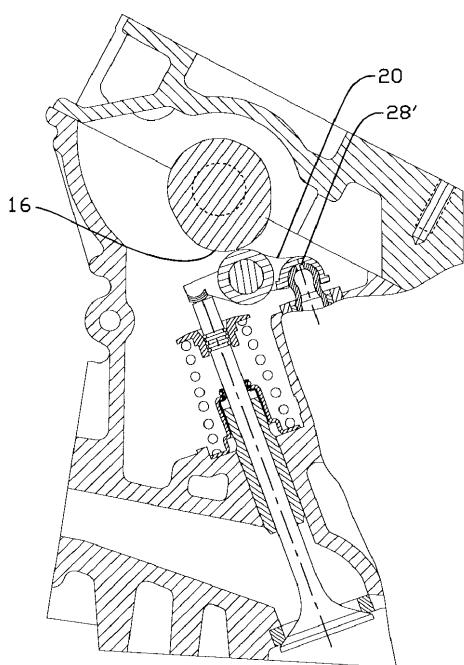
【図1】



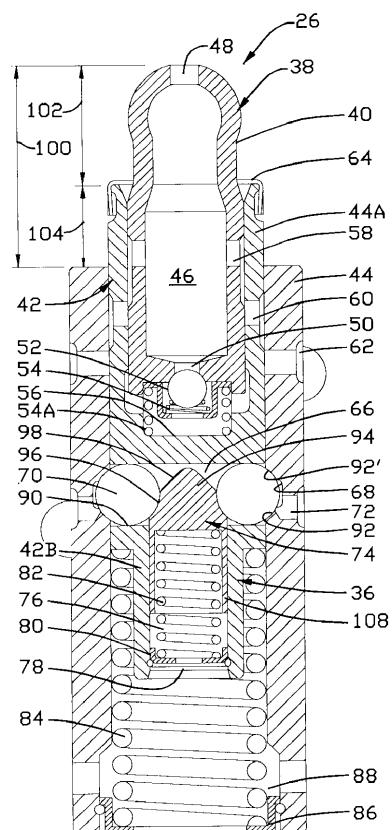
【図2】



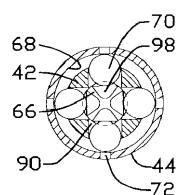
【図3】



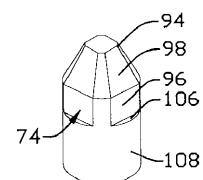
【図4 A】



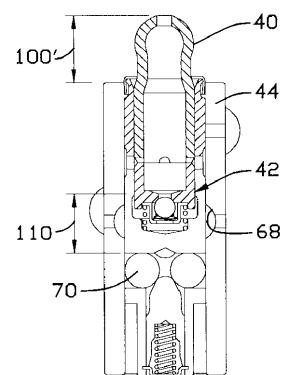
【図4 B】



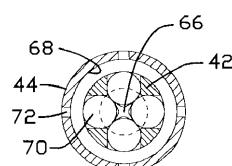
【図4 C】



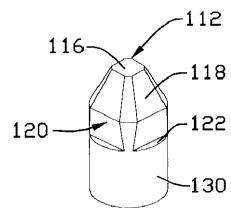
【図5 A】



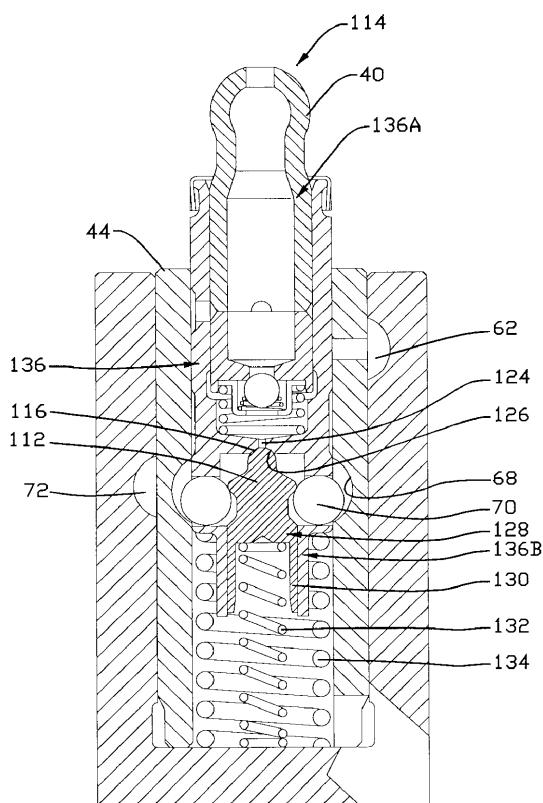
【図5 B】



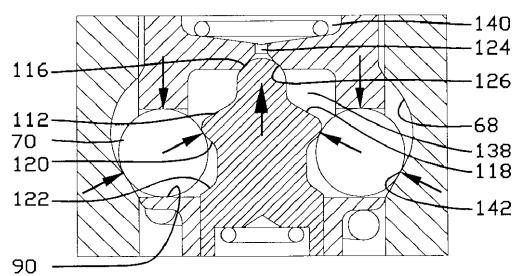
【図6】



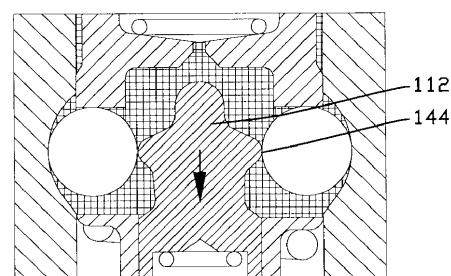
【図7】



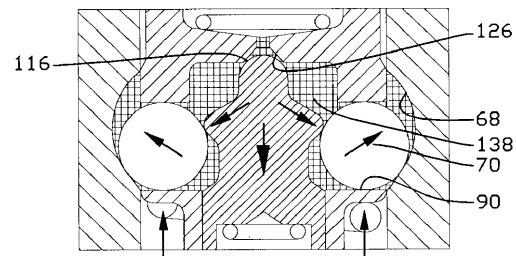
【図8A】



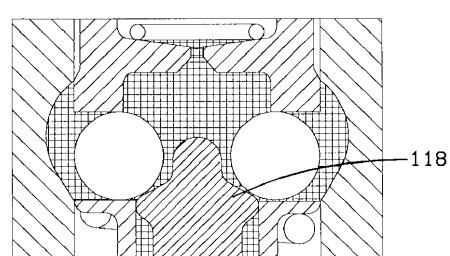
【図8C】



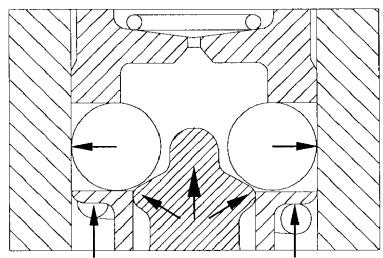
【図8B】



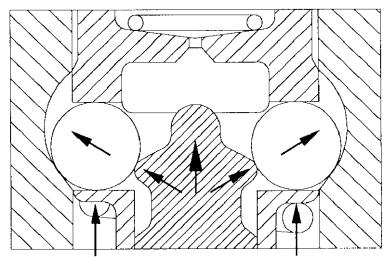
【図8D】



【図 8 E】



【図 8 F】



フロントページの続き

(72)発明者 イリジヤ ジョルジェビク

アメリカ合衆国 コネチカット 06026 イースト・グランビー キンバリー・ロード 15
9

F ターム(参考) 3G016 AA06 AA19 BB17 BB32 BB35 BB37 CA01 CA04 CA05 CA12
CA13 CA27 CA36 CA45 DA18 GA02 GA04
3G018 AB04 AB16 BA26 BA27 CA19 CB06 DA11 DA24 DA32 DA83
DA85 FA03 FA06 GA23 GA32
3J030 EA00 EA04 EC04 EC07

【外國語明細書】

Title of Invention

LASH ADJUSTER WITH LOCKING BALLS DEACTIVATION

Detailed Explanation of the Invention

Background

The present invention relates to hydraulic lash adjusters for internal combustion engines.

Automobile engines use only a small fraction of their rated power during most of the running time. It is known that increased fuel economy can be achieved by reducing the air pumping losses to the engine cylinder during steady state running, if in particular, some of the engine cylinders are deactivated while the other cylinders are kept active.

There are several ways to achieve this cylinder deactivation. One way is a collapsible hydraulic lash adjuster, whereby engine valves are selectively deactivated. A typical hydraulic lash adjuster is a very simple device, consisting basically of a hydraulic cylinder and piston assembly, mounted either in series or in parallel with the valve train. The working chamber of this lash adjuster is connected to the engine lube oil circuit via a one-way check valve. During the time while the engine valve stays open, the valve closing forces are supported exclusively by the column of lube oil trapped in the chamber. Because of the increased pressure level, some of the initial lube oil charge leaks out, shortening the valve train length and insuring proper seating of the valve. Once the valve is seated and the valve closing force is supported by the valve seat, the pressure in the chamber drops. The gap created by the leakage is then quickly refilled via the one-way (no return) valve from the lube oil circuit. By elimination of the gap there is no significant acoustic noise generated and any seat wear is compensated.

During the engine valve active cycle (valve open), collapsing of the lash adjuster piston assembly is prevented by a lateral latching pin, locked in a corresponding bore of the outer sleeve. During the de-activation cycle,

lube oil from a secondary circuit pushes the latching pin out of engagement (against a reset spring) and the lash adjuster carrier, from that point on, will not be able to support the valve train forces and the valve will remain closed (and by that de-activated). The motion of the valve train generated by the cam is instead absorbed by the spring(s) mounted below the lash adjuster carrier.

The disadvantages of this design are, first, difficulties associated with the latching pin to find its target bore during the very short time available for re-activation (especially critical at higher speed) and, secondly, the high bending (shearing) forces the pin and its retaining bore are exposed to.

Summary of the Invention

According to the present invention, the hydraulic lash adjuster is modified so that, upon receipt of a valve deactivation signal, the lash adjuster stop limit more reliably and consistently changes from a hard stop to a soft stop. As a result, the excess force stored in the valve closure spring, displaces the lash adjuster through the soft stop such that the tappet pivot point on the lash adjuster is also displaced to a position where the overhead cam acts with reduced force on the roller finger. Thus, the valve does not open during any portion of the cam shaft rotation. Upon deenergization of the lash adjuster, the pivot point for the finger arm returns to the normal position, the lash adjuster encounters a hard stop, and the cam can overcome the valve closure spring to open the valve according to the cam timing.

In essence, a generally conventional lash adjuster is modified by incorporating a coaxially oriented hydraulic control piston assembly within the guide body. The control piston normally fixes latch means, such a plurality of hard spheres, in multiple detents loaded in compression with the other components, to provide a rigid stop, but when the control piston is

hydraulically pressurized, the detents are overcome and the piston assembly provides a resilient or soft stop that accommodates extended displacement (retraction) of the lash adjuster within the guide. The hydraulic actuation is preferably implemented with a three-way solenoid valve or the like, for controlling high-pressure oil to a gallery and associated inlet ports for the control piston assembly. In the typical implementation of the invention, the piston need have only two operational positions-deenergized to establish the detent or hard stop condition, or fully energized to establish the valve deactivation position.

With all of preferably four detents in quadrant symmetry and associated components in compression, side loading is avoided. Moreover, with the present invention, backlash is also avoided.

More particularly, during high power operation (engine valve active) a substantially cylindrical lash adjusting tappet insert is supported by a ring of balls located in one or more cross holes in the lower portion of the tappet body, engaging with a corresponding annular groove in the guide body bore. The hydraulic control piston is located on the centerline of the tappet body and, energized by its own return spring, keeps the balls spread apart so long as there is no pressurized oil present in the control gallery or chamber. All components supporting the valve actuation reaction forces are loaded in compression in a similar way to a ball bearing, which is very advantageous as far as wear and life expectancy are concerned.

Once the pressurized lube oil is switched on, hydraulic force will overpower the control piston return spring force and move the control piston in the downward direction, allowing the balls to slide down the ramp of the annular groove and by that move towards the center and release the tappet. In this position, the only force trying to push the tappet up is the force of the tappet return spring (deactivation spring) located in the lower portion of the

tappet, which is much smaller than the force necessary for valve actuation and by that preventing opening of the associated engine valve.

In order to reduce the contact stress (Hertzian stress) at the most critical point, the upper portion of this hydraulic control piston is preferably shaped somewhat like a compound pyramid, defining four symmetric pairs of upper and lower ramps. Upon activation of the control piston, the balls move from support at the lower ramps to support at the upper ramps. At the same loads the contact stress between a ball and a flat is much smaller than the contact stress between a ball and a cylinder. Also the included angle of both ramps (lower and upper) can be designed in such a way as to minimize resulting reaction force at the ball/ramp interface. In a similar way the locking surfaces (lower ramp) of the control piston can have a small included (self-locking) angle to eliminate backlash during the valve active (balls engaged) period.

Brief Explanation of the Drawings

The preferred embodiments of the invention will be described below with reference to the accompanying drawings, in which:

Figure 1 is a partially sectioned view of a portion of an internal combustion engine, showing an exhaust valve opened against its valve spring by the force transmitted from a lobe on the cam shaft, through a pivotable finger arm to the sliding surface at the top of the valve stem, with the lash adjuster according to the invention configured in the normal, deactivated condition to provide a fixed pivot point at the other end of the finger arm;

Figure 2 is a view similar to Figure 1, showing the cam shaft rotated to retract the lobe acting on the finger arm, whereby the free end pivots clockwise relative to the position shown in Figure 1 about the normal fixed

pivot point of the lash adjuster, such that the valve spring raises the valve stem and the valve member closes against the valve seat;

Figure 3 is a view similar to Figure 2, showing the result of activating the engine valve deactivation device (lash adjuster) according to the present invention, thereby lowering the finger arm pivot point such that even when the lobe portion of the cam engages the arm, the arm does not pivot sufficiently against the valve stem to open the valve;

Figures 4 A, B, and C show the lash adjuster modified according to the preferred embodiment of the invention with a compound-pyramid-like control piston, in the normal, "hard stop" configuration corresponding to Figures 1 and 2;

Figures 5 A and B, show the lash adjuster of Figure 4, in the activated, or "soft stop" configuration;

Figure 6 shows an alternative form of the control piston;

Figure 7 shows a lash adjuster incorporating the control piston of Figure 6 (with the ramp angles exaggerated); and

Figures 8 A-F illustrate the phasing of the tappet deactivation for the embodiment of Figure 7.

Description of the Preferred Embodiment

Figure 1 is a partially sectioned view of a portion of an internal combustion engine 10, showing an exhaust valve 12 opened against the valve spring 14 by the force transmitted from a high lobe 16 on the cam shaft 18, through a pivotable finger arm 20 to the sliding surface at the top 22 of the valve stem 24, with the lash adjuster 26 according to the invention configured in the normal, deactivated condition to provide a fixed pivot point 28 at the other end of the finger arm 20.

Figure 2 is a view similar to Figure 1, showing the cam shaft 18 rotated to retract the high lobe 16 so that the low portion 16' acts on the finger arm 20, whereby the free end 30 pivots clockwise relative to the position shown in Figure 1 about the normal fixed pivot 28 point of the lash adjuster, such that the valve spring raises the valve stem and the valve member 32 closes against the valve seat 34.

Figure 3 is a view similar to Figure 2, showing the result of activating the lash adjuster according to the present invention, thereby retracting the finger arm pivot point 28' such that even when the high lobe portion 16 of the cam engages the arm 20, the arm does not pivot sufficiently against the valve stem 24 to open the valve 32.

Figures 4 A, B, and C show the lash adjuster 26 modified according to the preferred embodiment of the invention with a pyramid-like control piston assembly 36, in the normal, "hard stop" configuration corresponding to Figures 1 and 2. The lash adjuster 26 comprises a conventional main or primary piston assembly 38 and a secondary or control piston assembly 36 that are both situated within a guide body 44. In the illustrated embodiment, a unitary cylinder unit 42 functions as a tappet and defines both the primary cylinder 42A and the secondary cylinder 42B.

The main or primary piston assembly 38 comprises a first piston 40 situated within the primary cylinder 42A and operates in the conventional manner described in the Background. A primary hydraulic circuit provides hydraulic fluid from primary inlet gallery 62 and the associated port through the guide body 44, to port 60 in the first cylinder 42A for the purpose of adjusting the axial position of the primary piston 40 relative to the first cylinder 42A. As is conventional, the first piston 40 has a passage 50 normally closed by check valve 52 with associated ball spring and seat 54. The seat is urged against the base of the first piston 40 by another spring 54A supported by end wall 56. In the illustrated form the first piston has a

hollow center 46 leading to a vent 48 in the head. Below the head, a narrower neck is captured within an aperture in sleeve 64, which is in turn fixed to the upper end of the first cylinder 42A.

In this manner, the projection of the first piston 40 from the top of the guide 44, indicated at 100, can be adjusted by adjusting the projection 102 of the first piston 40 relative to the first cylinder 42A.

According to the invention, the second piston assembly 36 is selectively actuated, by a second hydraulic circuit, for permitting a "soft" retracting the first piston assembly 38 within guide body 44, thereby decreasing the projection 104 of the cylinder 42A from the guide body 44. In the illustrated embodiment, where the first cylinder 42A and second cylinder 42B are integral with cylinder unit or tappet 42, displacement of the second piston assembly 36 also displaces the primary piston assembly and with it, the first piston 40. To the extent the second piston assembly 36 is displaced (retracted), or reaches a resilient end position, the first piston assembly likewise achieves a resilient retracted position within the guide 44.

When the cylinder unit 42 is in the retracted (activated) position the pivot point 28, shown in Figures 1 and 2, is displaced downward as shown at 28' in a Figure 3, thereby altering the leverage as between the lobe 16 and the arm 20 such that the lobe cannot supply sufficient force on the arm to overcome the valve spring 14 and thereby open valve 32. With the invention, during the activated condition the pivot point with the cam position shown in Figure 2 is the same as when the lash adjuster is deactivated, but with the cam position shown in Fig. 1 the "soft stop" moves the pivot point downward to the position shown in Fig. 3.

In the embodiments of Figure 4, the cylinder unit 42 has a solid central region between piston cylinders 42A and 42B, except that two through bores intersect at right angles to form a hydraulic control gallery or chamber 66 immediately surrounding the centerline of the cylinder unit as

well as forming four cylindrical slots for receiving a respective four rigid balls 70 having substantially the same diameter as the diameter of the cross bores. At the plane oriented transversely to the centerline and passing through the centers of the cross bores and balls 70 (i.e., as shown in Figure 4B), the guide body 44 has a respective four arcuate detents 68, preferably formed by an annular groove along the inside surface of the guide body 44. .

The balls 70 are supported in the bores at lateral positions such that the lower curvature on each detent forms a rigid stop 92 that maintains a fixed projection of the first cylinder 42A from the top of the guide body 44, as indicated at 104. The balls 70 are urged against the rigid stops 92 by the head 94 of the second, or control piston 74. In particular, the steep lower slope 96 and ledge 106 on the piston head 94, in combination with the upward bias of piston spring 82, keep the balls 70 in the latched position associated with the normal valve operation as explained above with respect to Figures 1 and 2.

The secondary piston assembly 36 has secondary cylinder 42B with open bottom 78 wherein the outer diameter of the second cylinder is less than that of the first cylinder 42A below the central region containing the cross bores. The portion 90 of the cylinder unit immediately below the cross bores not only defines a shelf or track at the lower bore wall on which the balls can be supported (as more fully described below), but also defines a shoulder or flange against which the cylinder spring 84 biases the cylinder unit upwardly. Whereas the lower curvature 92 of the detents provides a rigid stop preventing downward movement of the cylinder unit 42 relative to the guide body 44, in opposition to downward forces applied at the head of the first piston 40, the upper curvature 92' of the detents provides a rigid stop in opposition to the upward bias on the cylinder unit provided by the cylinder spring 84, which is seated 86 at the bottom of the cylinder unit 42.

When the latching components are released, as will be described more fully below, the cylinder spring 84 bears all the downward forces acting via the first piston 40 through the cylinder unit 42, and provide the desired provides soft (i.e., resilient) stop, whereby the combustion cylinder valve 32 remains closed throughout the camshaft rotation. The valve is thus "deactivated" when the second cylinder assembly 36 is "activated" in the following manner. Hydraulic fluid is introduced through the secondary inlet port 72 in the guide body 44, thereby passing through the annulus 68 at the inside wall of the guide body and pressurizing the secondary gallery or control chamber 66. This pressurization acts on the head 94 of the control piston 74, urging it downwardly against the bias of the piston spring 82, which is mounted in seat 80 at the lower end of the secondary cylinder 42B and which is also seated within the hollow body 108 of the piston. As the control piston moves downwardly within the piston chamber 76, the lower ramps 96 ride on the lower half of the balls, such that the balls remain substantially stationery. However, upon further movement of the control piston, the balls contact the upper slopes 98 which have a significantly less acute angle, whereby the balls move laterally inward, toward the centerline.

When the control piston is fully retracted within its cylinder 42 B the balls have moved inwardly away from the detents such that, due to the high pressure in the control chamber 66, a downward force on the cylinder unit 42 (due to the cam lobe 16 acting via arm 20 on piston 40 per Figure1) causes of the balls to roll radially inwardly on the shelf 90 as the balls contact the inner wall of the guide body 44 below the detents 68. This downward movement of the cylinder unit 42 is now unrestricted by the balls and continues downwardly against the bias of spring 84 until (at the limit if necessary) the second cylinder 42B bottoms out at the lower end of the guide body 44. Port 88 vents the fluid in the lower portion of the guide body 44 volume.

Figures 5 A and B, show the lash adjuster at the retraction limit of the activated, or "soft stop" configuration. Whereas the section view in Figure 4B shows the relationship of the balls 70 to the groove 68 in guide body 44, the control chamber 66, and the upper slope 98 of the control piston in the normal, deactivated condition associated with Figure 4A, Figure 5B shows the same relationship when the cylinder unit 42 is in the fully retracted limit, condition shown in Figure 5 A.

It can be appreciated that, as between the conditions shown in Figure 4A and Figure 5A, the total projection 100 of the first piston 40 relative to the guide body 44 has been changed to 100', by the distance 110 that the cylinder unit 42 and associated latching balls, have moved downwardly within the guide body 44. It should be appreciated further that in Figure 5A, the control piston 74 may have bottomed out, but this need not be a hard stop, thereby maintaining resiliency in the relationship between the cylinder spring 84 and the force applied to the cylinder unit of the flange or the like at 90.

When normal operation of the lash adjuster is desired, the hydraulic pressure in the secondary gallery 66 is released. The control piston 74 will rise within the secondary cylinder and the cylinder spring will displace the cylinder unit upwardly, until the balls reach the detents and return to the condition shown in figure 4A.

In some applications it could happen that while the exhaust valve is deactivated the pressure entering the primary piston assembly via 62,60,46 (see Figure 4A) that provides for normal adjustment of the hard stop could spread the lash adjuster to the point that it would prevent proper reengagement and thus prevent valve reactivation.

Figures 6, 7 and 8 show another embodiment 112, 114 incorporating an anti-pump-up device, which should prevent this. The differential hydraulic forces due to pressure/area relationships, can be designed to always have a

positive valve closing force component. Figure 7 shows a lash adjuster incorporating the control piston of Figure 6 (with the ramp angles exaggerated). The control piston 112 has a rounded top forming a valve seat 116 to be discussed in greater detail below, and upper ramps 118 and lower ramps 120 which form a smaller included angle than the analogous slopes 98 and 96 shown in Figure 4. In particular, they form an acute angle that is substantially symmetric relative to a plane extending perpendicularly to the device centerline. As with the previous embodiment, the control piston 112 has a substantial cylindrical, hollow body portion 130 extending below the ledge portion 122. As in the previous embodiment, cylinder unit or unitary tappet 136 is situated in a guide body 44, with the cylinder unit defining upper or primary cylinder 136A and lower, or secondary cylinder 136B, with a substantially solid intermediate region in which cross bores intersect at a central control chamber 138.

However, in this embodiment, vent 124 with associated seat 126 is formed in the material web between the first cylinder 136A and the control chamber 138. The head of the control piston 112 forms a valve surface or seat 116 for selectively closing or opening the vent 124. The presence of this vent provides an anti-pump-up feature that prevents the high pressure in the primary cylinder 136A from spreading the walls of the guide body 44 to the extent that it would prevent exhaust valve reactivation.

Figures 8 A-F illustrate the phasing of the deactivation of the cylinder unit or tappet 136 for the embodiment shown in Figure 7. Figure 8A corresponds to the operational condition wherein the exhaust valve is active for sequentially opening and closing the exhaust port of the combustion chamber, and the secondary hydraulic circuit is deactivated with respect to the secondary piston assembly. In this operating mode, the force imposed at the top of the primary piston 40 at the pivot surface is transmitted through the primary piston assembly to the latching balls 70 which are trapped

against hard stop surface 142. The lower slope 120 of the control piston contacts the blocking balls in this hard stop condition. The force component generated by the exhaust valve actuation reaction force will keep the venting valve 116 closed. It should be appreciated that an alternative to the illustrated one-piece control piston with integral valve 116, could equivalently be implemented using a control piston with captured ball valve member at the top. The lower slopes 120 of the control piston adjacent the apex or hilltop of the acute angle formed by the upper and lower slopes, does not provide a positive downward force against the blocking balls, but rather merely contacts the balls to assure that they maintain their positions laterally outward against the lower curvature 142 of the detents 168 while resting on the shelf 90.

When the secondary oil gallery is pressurized, thereby pressurizing the control chamber 138, the control piston 112 separates from the vent seat 126 and begins moving downwardly against the force of piston spring 132. While the roller of the arm 20 travels on the cam base circle (see Figure 2), the dominant force acting on the tappet 136 is the upward force of deactivation cylinder spring 134. As the valve 116 cracks open, the high pressure in the primary cylinder 136A collapses, allowing the blocking balls to travel up the lower ramp 120. With the control piston traveling downward, the apex passes the top of hill position 144 shown in Figure 8C until the blocking balls roll inwardly onto the upper slopes 118 as shown in Figure 8D. As in the previously described embodiment, the main hydraulic activation for control chamber 138 is pressurization through port 72 by a secondary hydraulic circuit.

At the condition shown in Figure 8C, where the balls are at the maximum laterally outward position, the balls at their 3:00 position contact the apex of the control piston angle, and at the 9:00 position contact the surfaces of the detents that are furthest from the device centerline. The

actuating pressure keeps the control piston moving downwardly to the position shown in Figure 8D whereby the balls remain within the diameter of the tappet 133 and the tappet can resiliently accommodate downward forces via cylinder spring 134 to keep the engine valve deactivated.

As shown in figures 8 E and F, when the pressure in the secondary gallery 138 collapses, the latching piston return spring 132 loads the latching balls against the wall of the guide body. As soon as the tappet 136 reaches the position where the blocking balls register with the detents, the balls will re-engage. The latching piston returned spring is aided by inertia and will thus push the piston through the balls, closing the high pressure chamber venting valve 116. The high pressure chamber in 136A expands, eliminating any residual lash.

Claims

1. An hydraulic lash adjuster for installation in an internal combustion engine having a combustion cylinder, a cylinder exhaust port formed with a seat, a displaceable exhaust valve situated to open and close the exhaust port by separating from and sealing against said valve seat, a rotatable cam shaft with lobed cam profile for cyclically pivoting a rocker arm on a pivot point of a lash adjuster with sufficient force to displace said valve against the closing force of an associated valve spring and thereby cyclically close and open said exhaust port, wherein said hydraulic lash adjuster comprises:

a cylindrical guide body having an open upper end;

a primary piston assembly situated in the guide body with a primary piston extending upwardly along the guide body axis beyond said open upper end to a pivot surface adapted to provide a pivot point for one end of the rocker arm;

primary hydraulic flow passage means penetrating said guide body and cooperatively associated with the primary piston assembly for adjusting the projection of the pivot surface from the guide body;

a secondary piston assembly situated in the guide body below the primary piston assembly and including a coaxially oriented control piston having a control surface spaced below the primary piston assembly;

secondary hydraulic flow passage means cooperatively associated with the secondary piston assembly, for adjusting the axial position of the control piston;

latch means situated between the primary piston assembly and the secondary piston assembly and cooperating with the control piston such that,

when the secondary hydraulic control circuit is deactivated the control piston maintains the latch means in a first position to form a hard stop limit on the displacement of the primary piston assembly relative to the guide body, and

when the secondary hydraulic flow passage means is activated with high pressure hydraulic fluid, the control piston is displaced axially and the latch means shifts to a second position whereby the secondary piston assembly cooperates with the primary piston assembly to provide a soft stop for displacement of the primary piston assembly relative to the guide body.

2. The lash adjuster of claim 1, wherein a generally cylindrical tappet is situated in the guide body and biased toward the upper end of the guide body, said tappet having:

an upper portion defining an upper cylinder in which the primary piston is mounted and with said primary piston forming said primary piston assembly;

an intermediate portion partially defining said latch means; and

a lower portion defining a lower cylinder in which the control piston is mounted and with said control piston forming said secondary piston assembly;

wherein

the control piston is displaceable within said intermediate portion between axially spaced first and second positions, corresponding to said first and second positions of the latch means, and

when the control piston and latch means are in the respective second positions, the bias on the tappet provides the soft stop for displacement of the primary piston assembly relative to the guide body.

3. The lash adjuster of claim 2, wherein the latch means includes a plurality of rigid bodies which in the latch means first position are urged transversely to the axis by the control piston first position into engagement with the guide body, and in the control piston second position are displaced transversely to the axis to disengage from the guide body in said second latch position, such that the tappet with primary piston assembly can move axially relative to the guide body to provide said soft stop.

4. The lash adjuster of claim 3, wherein:

the latch means includes a plurality of cross bores in the intermediate portion of the tappet, said bores intersecting along the axis to form a control chamber in which the control piston is situated;

the rigid bodies are spheres situated in and having diameters substantially equal to the diameters of the respective cross bores;

the guide body includes detents on which the spheres are rigidly supported against axial displacement when the latch means and control piston are in the first positions; and

said secondary hydraulic flow passage means includes a high pressure flow passage to said control chamber, for displacing the control piston from the first to the second positions, thereby relieving the transverse support provided by the piston on the spheres and retracting the spheres from the detents.

5. The lash adjuster of claim 4, wherein the detents are an annular groove in guide body.

6. The lash adjuster of claim 4, wherein the control piston assembly includes:

a piston having a head in the shape of a compound pyramid situated in the control chamber and bearing upon the spheres, and a hollow body extending axially through the second cylinder;

a piston spring seated in the second cylinder and extending into the piston body for biasing the control piston into the control chamber; and

a spring seated between said guide body and said tappet below the cross bores, for providing said bias of the tappet toward the upper end of the guide body.

7. The lash adjuster of claim 6, wherein the head of the control piston has a plurality of lower ramps that transition into a plurality of upper ramps, the ramps having acute slope angles relative to the axis such that the slope angle of the lower ramps is smaller than the slope angle of the upper ramps.

8. The lash adjuster of claim 7, wherein the slope angle of the lower ramps gradually decreases as the lower ramp approaches the upper ramp.

9. The lash adjuster of claim 4, wherein the secondary hydraulic flow passage means includes a flow passage between the primary piston assembly and the secondary piston assembly, and said control piston carries a valve surface for opening said vent to pressurize the control chamber with hydraulic fluid from said primary piston assembly.

10. The lash adjuster of claim 1, wherein the latch means include a plurality of rigid bodies symmetrically spaced about the axis and guided for radial movement between said first and second positions under the influence the axial movement of the control piston.

11. The lash adjuster of claim 10, wherein the control piston assembly includes:

a piston having a head in the shape of a compound pyramid bearing upon the rigid bodies, and a hollow body extending axially through the second cylinder;

a piston spring seated in the second cylinder and extending into the piston body for biasing the control piston into the control chamber; and

a spring seated between said guide body and said tappet below the cross bores, for providing said bias of the tappet toward the upper end of the guide body.

12. The lash adjuster of claim 1, wherein the latch means includes a plurality of rigid bodies which in the latch means first position are urged transversely to the axis by a control piston first position into engagement with the guide body, and in a control piston second position are displaced transversely to the axis to disengage from the guide body in said second latch position, such that the primary piston assembly can move axially relative to the guide body to provide said soft stop.

13. The lash adjuster of claim 1, wherein:

the latch means includes a plurality of cross bores in the intermediate portion of the tappet, said bores intersecting along the axis to form a control chamber in which the control piston is situated;

the rigid bodies are spheres situated in and having diameters substantially equal to the diameters of the respective cross bores;

the guide body includes detents on which the spheres are rigidly supported against axial displacement when the latch means and control piston are in the first positions; and

said secondary hydraulic flow passage means includes a high pressure flow passage to said control chamber, for displacing the control piston from the first to the second positions, thereby relieving the transverse support provided by the piston on the spheres and retracting the spheres from the detents.

14. The lash adjuster of claim 1, wherein the detents are an annular groove in guide body.

15. The lash adjuster of claim 14, wherein the secondary hydraulic flow passage means includes a flow passage between the primary piston assembly and the secondary piston assembly, and said control piston carries a valve surface for opening said vent to pressurize the control chamber with hydraulic fluid from said primary piston assembly.

16. In an internal combustion engine having a combustion cylinder, a cylinder exhaust port formed with a seat, a displaceable exhaust valve situated to open and close the exhaust port by separating from and sealing against said valve seat, a rotatable cam shaft with lobed cam profile for cyclically pivoting a rocker arm on a pivot point of a lash adjuster with sufficient force to displace said valve against the closing force of an associated valve spring and thereby cyclically close and open said exhaust port, a method for selectively maintaining the valve closed throughout at least one camshaft rotation cycle, comprising:

supporting the lash adjuster with a plurality of rigid spheres carried by the lash adjuster and urged radially outwardly into engagement with detents in a guide body surrounding the lash adjuster, to prevent relative movement between the lash adjuster and the guide body during normal operation and thus establish a fixed pivot point for one end of the rocker arm; and

when said valve closure through at least one camshaft rotation is desired, displacing said hard spheres radially inwardly out of engagement with the detents and supporting the lash adjuster axially by a resilient force that permits the lash adjuster to move axially relative to the guide body and thus provide a soft stop of the arm on the lash adjuster, thereby reducing the leverage the cam lobe cannot apply to the rocker arm for opening said valve against the closing force of said valve and spring.

17. The method of claim 16, wherein

the rigid spheres are urged radially outward by a support head centered on the axis and biased axially into contact with the spheres; and

the rigid spheres are displaced radially inwardly as a result of hydraulically displacing the support head out of contact with the spheres;

whereby the spheres move radially inward to clear the indents.

18. The method of claim 17, wherein

the support head is biased axially by an inner spring seated within the lash adjuster; and

the lash adjuster is supported by an outer spring surrounding the inner spring, said outer spring having supported by the guide body and the other end acting on the lash adjuster to provide the resilient force that permits the lash adjuster to move axially relative to the guide body.

Abstract

a generally conventional lash adjuster is modified by incorporating a coaxially oriented hydraulic control piston assembly within the guide body. The control piston normally fixes latch means, such a plurality of hard spheres, in multiple detents loaded in compression with the other components, to provide a rigid stop, but when the control piston is hydraulically pressurized, the detents are overcome and the piston assembly provides a resilient or soft stop that accommodates extended displacement (retraction) of the lash adjuster within the guide. The hydraulic actuation is preferably implemented with a three-way solenoid valve or the like, for controlling high-pressure oil to a gallery and associated inlet ports for the control piston assembly. In the typical implementation of the invention, the piston need have only two operational positions-deenergized to establish the detent or hard stop condition, or fully energized to establish the valve deactivation position. With all of preferably four detents in quadrant symmetry and associated components in compression, side loading is avoided. Moreover, with the present invention, backlash is also avoided.

Representative Drawing

F i g . 1

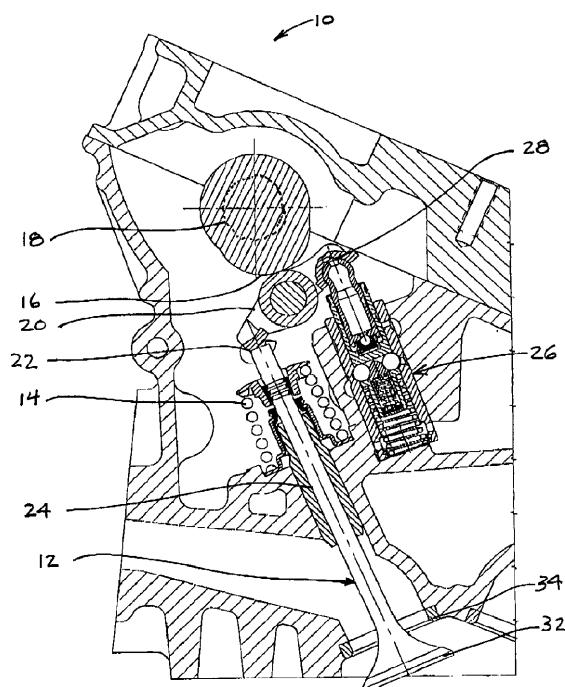


Fig. 1

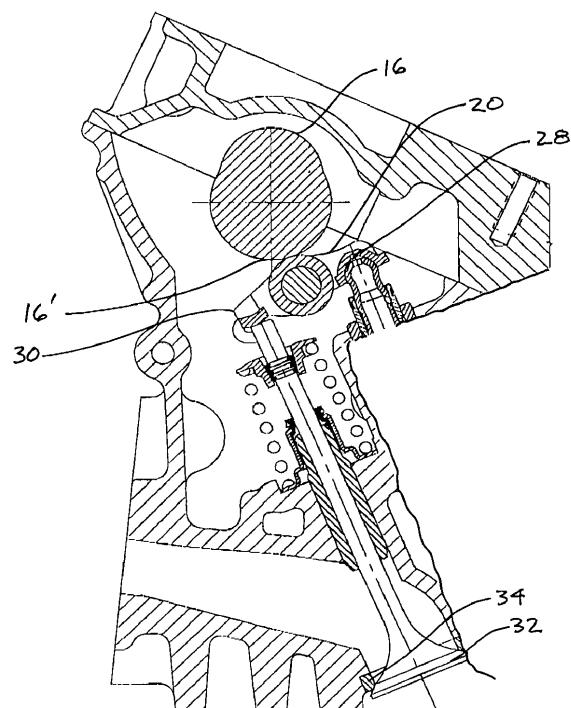


Fig. 2

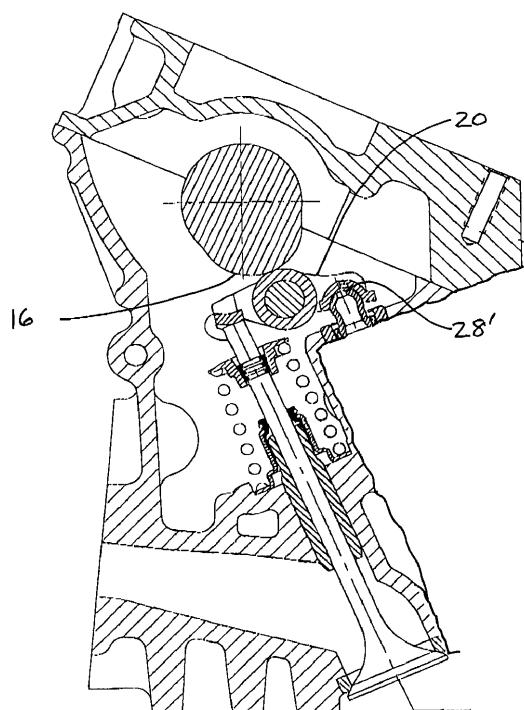
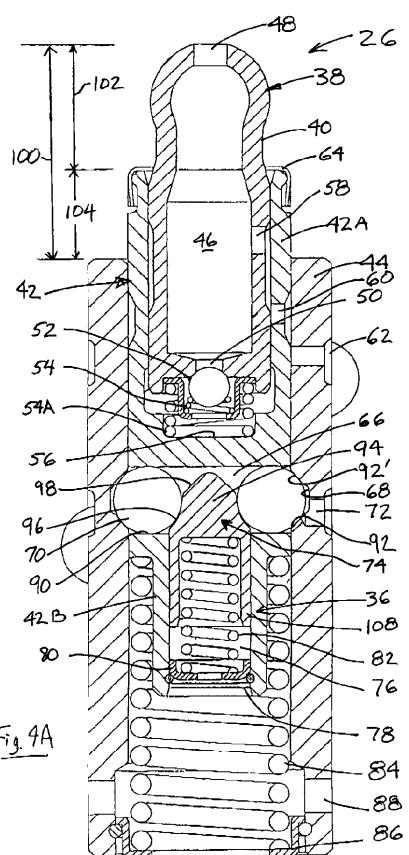


Fig. 3



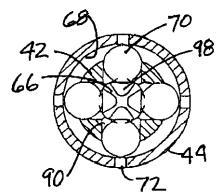


Fig. 4B

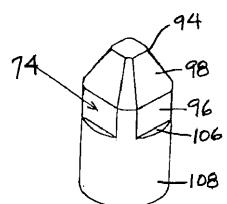


Fig. 4C

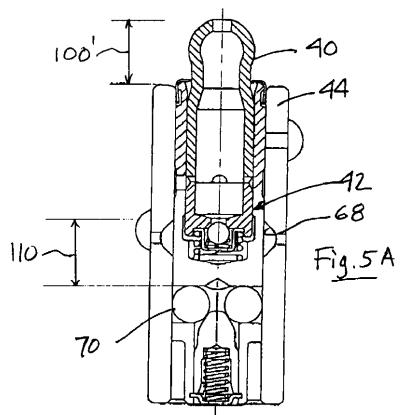


Fig. 5A

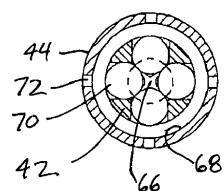


Fig. 5B

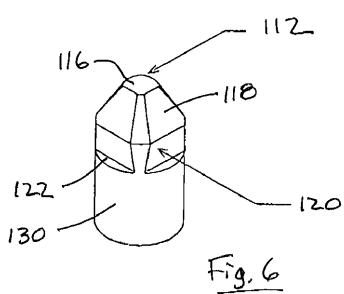


Fig. 6

