

(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2005-507046
(P2005-507046A)

(43) 公表日 平成17年3月10日(2005.3.10)

(51) Int. Cl. ⁷	F I	テーマコード (参考)
FO1L 9/02	FO1L 9/02	3G018
F16K 31/122	F16K 31/122	3H056

審査請求 未請求 予備審査請求 未請求 (全 50 頁)

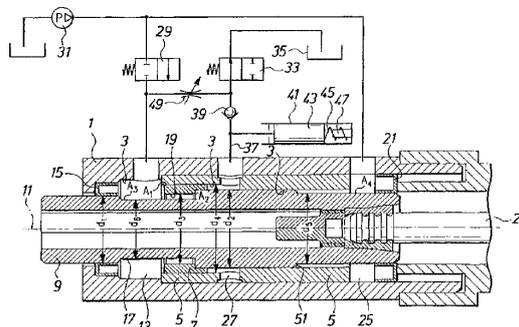
(21) 出願番号	特願2003-540495 (P2003-540495)	(71) 出願人	390023711 ローベルト ボツシュ ゲゼルシャフト ミット ベシユレンクテル ハフツング ROBERT BOSCH GMBH ドイツ連邦共和国 シュツツガルト (番地なし) Stuttgart, Germany
(86) (22) 出願日	平成14年7月30日 (2002. 7. 30)	(74) 代理人	100061815 弁理士 矢野 敏雄
(85) 翻訳文提出日	平成15年6月19日 (2003. 6. 19)	(74) 代理人	100114890 弁理士 アインゼル・フェリックス＝ラインハルト
(86) 国際出願番号	PCT/DE2002/002791	(74) 代理人	230100044 弁護士 ラインハルト・アインゼル
(87) 国際公開番号	W02003/038246		
(87) 国際公開日	平成15年5月8日 (2003. 5. 8)		
(31) 優先権主張番号	101 51 773.4		
(32) 優先日	平成13年10月19日 (2001. 10. 19)		
(33) 優先権主張国	ドイツ (DE)		
(31) 優先権主張番号	102 28 702.3		
(32) 優先日	平成14年6月27日 (2002. 6. 27)		
(33) 優先権主張国	ドイツ (DE)		
(81) 指定国	EP (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, SK, TR), JP, US		

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 給排気弁のための液圧式のアクチュエータ

(57) 【要約】

本発明は、内燃機関の給排気弁のための液圧式のアクチュエータに関し、弁座からの給排気弁の持ち上げが大きな力で行われる。次いで、給排気弁の開放運動が減少された力で行われる。給排気弁の閉鎖に際して、給排気弁が弁座に当接する前に制動され、その結果、給排気弁の摩耗及び騒音の少ない作動が実現される。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

内燃機関の給排気弁のための液圧式のアクチュエータであって、シリンダ孔(3)、ピストン(9)及びリングピストン(7)を備えており、ピストン(9)及びリングピストン(7)がシリンダ孔(3)内に案内されており、ピストン(9)、リングピストン(7)及びシリンダ孔(3)が軸線方向で第1の室(13)を画成しており、該第1の室の容積が、アクチュエータ(1)によって給排気弁(23)を開く際に増大されるようになっており、リングピストン(7)及びシリンダ孔(3)が軸線方向で第2の室(27)を画成しており、該第2の室の容積が、アクチュエータ(1)によって給排気弁(23)を開く際に減少されるようになっており、ピストン(9)及びシリンダ孔(3)が第3の室(25)を画成しており、該第3の室の容積が、アクチュエータ(1)によって給排気弁(23)を開く際に減少されるようになっており、第2の室(27)の容積減少の制限のための装置を備えていることを特徴とする、給排気弁のための液圧式のアクチュエータ。

10

【請求項 2】

ピストン(9)が突っ切り加工部(17)を有しており、リングピストン(7)が、大きな直径(d2)及び小さな直径(d3)によって構成された段付きの中央孔(19)を有しており、リングピストン(7)が中央孔(19)の大きな直径(d2)の部分でピストン(9)の外周に嵌合して摺動可能である請求項1記載のアクチュエータ。

【請求項 3】

ピストン(9)の直径(d1, d2)が突っ切り加工部(17)の両方の側部で互いに異なっており、リングピストン(7)がピストンの大きな直径(d2)の部分の外周に嵌合して摺動可能である請求項2記載のアクチュエータ。

20

【請求項 4】

第3の室(25)が直接にポンプ(31)の出口に接続されており、第1の室(13)が第1の切換弁(29)を介してポンプ(31)の出口に接続されており、第2の室(27)が第2の切換弁(33)を介して液体のための放圧室(35)に接続されている請求項1から3のいずれか1項記載のアクチュエータ。

【請求項 5】

第2の室(27)の容積減少の制限のための装置が、第2の室(27)に接続された蓄圧器(41)によって形成されており、該蓄圧器がピストン(43)を備えており、該ピストン(43)の行程距離が制限可能である請求項1から4のいずれか1項記載のアクチュエータ。

30

【請求項 6】

蓄圧器(41)がばね式貯蔵部(45)若しくはガス圧式貯蔵部である請求項5記載のアクチュエータ。

【請求項 7】

蓄圧器のピストン(43)の行程距離が、ストッパによって、特に調節可能なストッパ(47)によって制限可能である請求項5又は6記載のアクチュエータ。

【請求項 8】

第2の室(27)の容積減少の制限のための装置が、第2の室(27)の開口部に接続された遮断弁(50)を有しており、該遮断弁が1つの切換位置で第2の室の前記開口部を閉鎖し、かつ別の切換位置で開放して流体を流過させるようになっている請求項1から4のいずれか1項記載のアクチュエータ。

40

【請求項 9】

遮断弁が第2の切換弁(33)によって形成されている請求項4又は8記載のアクチュエータ。

【請求項 10】

第1の室(13)と第2の室(27)とが絞り、特に調節可能な調節(49)を介して互いに接続されている請求項1から9のいずれか1項記載のアクチュエータ。

【請求項 11】

50

第2の室(27)と第1の室(13)との間に逆止弁(39)を設けてあり、該逆止弁(39)が第1の室(13)から第2の室(27)への接続部を遮断するようになっている請求項1から9のいずれか1項記載のアクチュエータ。

【請求項12】

第1の室(13)と絞り(49)との間に、流れによって制御可能な弁(51)を配置してあり、該弁が、通常は開いていてかつ第1の室(13)へ流れる液体によって閉鎖されるように形成されている請求項10記載のアクチュエータ。

【請求項13】

流れによって制御可能な弁(51)のケーシング(52)が、第1の室(13)に接続された第1の弁室(56)、絞り49に接続された第2の弁室(57)、第1の切換弁(29)に接続された第3の弁室(57)、第1の弁室(56)と第2の弁室(58)との間に配置されていて弁座(59)によって取り囲まれた弁開口(60)、及び前記第3の弁室(57)を制限していてケーシングを軸線方向に移動可能でかつ前記弁座(59)と協働して前記弁開口(60)を開閉する弁部材(62)、並びに該弁部材(62)内に成形されていて前記第1の弁室(56)と前記第3の弁室(57)とを互いに接続している絞り孔(66)によって形成されている請求項12記載のアクチュエータ。

10

【請求項14】

絞り(49)が、弁部材(62)内に成形された中央の貫通孔(66)の内側輪郭(67)によって形成されており、該内側輪郭(67)が、第3の弁室(57)から第1の弁室(56)内へ流れる液体を弁部材(62)内で圧力降下させるように構成されている請求項13記載のアクチュエータ。

20

【請求項15】

貫通孔(66)の内側輪郭(67)と弁開放ばね(63)とは、圧力差に基づき弁部材(62)に作用する移動力が弁開放ばね(63)のばね力よりも大きくなるように、互いに相対的に規定されている請求項14記載のアクチュエータ。

【請求項16】

貫通孔(66)が、2つの円錐台を互いに小さい方の底面で同軸的に突き合わせて成る1つのダブル円錐台の形状を有している請求項13から15のいずれか1項記載のアクチュエータ。

【発明の詳細な説明】

30

【0001】

技術背景

本発明は、内燃機関の給排気弁のための液圧式のアクチュエータに関する。

【0002】

給排気弁の開閉は、燃焼空気の吸い込み若しくは燃焼室からの排ガスの排出の際の給排気弁の流動損失を最小にするために、できるだけ迅速に行われたい。

【0003】

内燃機関の燃焼室内に一時的に生じる過圧が給排気弁を弁座内へ押圧する。該過圧のために、給排気弁の開放は、弁座からの給排気弁、特に排気弁の持ち上げのための高められた力を必要とする。給排気弁が弁座から持ち上げられた後に、燃焼室内の圧力は著しく低下し、その結果、給排気弁の開放のための必要な力が相応に小さくなる。

40

【0004】

給排気弁の閉鎖に際しても、速度を考慮して、給排気弁の弁体が弁座に強く当接しないようにされねばならない。速度が高すぎると、弁座への弁体の当接に際して不都合な騒音及び高い摩耗が発生する。

【0005】

本発明の課題は、給排気弁のための液圧式のアクチュエータを改善して、開放運動の開始時に大きな力を給排気弁に生ぜしめて、給排気弁の急速な制御運動を可能にし、かつ給排気弁を低い速度で弁座に当接させるようにすることである。

【0006】

50

前記課題を解決するために本発明の構成では、液圧式のアクチュエータがシリンダ孔、ピストン及びリングピストンを備えており、この場合、ピストン及びリングピストンがシリンダ孔内に案内されており、ピストン、リングピストン及びシリンダ孔が軸線方向で第1の室を画成（画定）しており、該第1の室の容積が、アクチュエータによって給排気弁を開く際に増大されるようになっており、リングピストン及びシリンダ孔が軸線方向で第2の室を画成しており、該第2の室の容積が、アクチュエータによって給排気弁を開く際に減少されるようになっており、ピストン及びシリンダ孔が第3の室を画成しており、該第3の室の容積が、アクチュエータによって給排気弁を開く際に減少されるようになっており、さらに第2の室の容積減少の制限のための装置を備えている。

【0007】

10

発明の利点

本発明に基づく液圧式のアクチュエータにおいては、給排気弁の開放運動の開始時に大きな液圧力がアクチュエータから給排気弁に伝達され、その結果、燃焼室から給排気弁の弁体への対向圧力にも拘わらず、給排気弁が弁座から確実かつ急速に持ち上げられる。例えば燃焼室内の対向圧力がもはや存在しないために給排気弁の作動のための必要な力が減少すると、リングピストンがもはや移動させられず、従って相応に減少された液圧力がアクチュエータのピストンに生ぜしめられ、ひいては給排気弁に伝達される。液圧力の減少に伴って、アクチュエータピストンの作動のために必要なエネルギーが減少され、その結果全体的に内燃機関の弁制御に必要なエネルギー消費量が減少される。さらに液圧力の減少によって、給排気弁の制御速度も変化される。さらに、本発明に基づく液圧式のアクチュエータによって給排気弁を閉鎖する際には、給排気弁を弁座に当接させる前に給排気弁を制動することができる。これによって、弁座及び給排気弁の摩耗並びに内燃機関の弁制御の際の騒音発生が減少される。

20

【0008】

さらに給排気弁の閉鎖の際の給排気弁の制動過程の開始が給排気弁の製作誤差、及び内燃機関内の熱膨張に起因した長さ変化に左右されない。従って本発明に基づくアクチュエータを用いることによって、内燃機関の熱膨張にも製作誤差にも影響されることのない著しく安定した運転が可能である。

【0009】

本発明の実施態様では、ピストンが突っ切り加工部を有しており、リングピストンが外周面及び、大きな直径及び小さな直径によって構成された段付きの中央孔を有しており、かつリングピストンが中央孔の大きな直径の部分でピストンの外周に嵌合して摺動するようになっており、これによって、給排気弁の開放の際と残りの作動運動中のアクチュエータの操作力の比が簡単に設定可能である。

30

【0010】

本発明の有利な実施態様では、ピストンの直径が突っ切り加工部の両方の側部で互いに異なっており、リングピストンがピストンの大きな直径の部分の外周に嵌合して摺動するようになっている。

【0011】

本発明のさらに別の実施態様では、第2の室の容積減少の制限のための装置が、第2の室に液圧式に接続された蓄圧器によって形成されており、該蓄圧器がピストンを備えており、該ピストンの行程距離が制限可能であり、これによってリングピストンが液圧手段を用いて簡単にロックされ得る。蓄圧器には給排気弁及び内燃機関のシリンダーヘッドの高い温度が到達しないので、給排気弁の開放の後にリングピストンをロックすべき位置が、給排気弁及びシリンダーヘッドの熱膨張に影響されない。本発明の実施態様では、蓄圧器がばね式貯蔵部若しくはガス圧式貯蔵部であり、かつ/又は蓄圧器のピストンの行程距離が、ストッパによって、特に調節可能なストッパによって制限可能であり、従って本発明に基づくアクチュエータは簡単に調節できる。

40

【0012】

本発明の実施態様では、第1の室が第1の切換弁を介してポンプに接続可能であり、第2

50

の室が第2の切換弁を介してオイルパンに接続可能であり、第3の室がポンプの吐出圧で負荷されるようになっており、従って、第2の切換弁の操作によって給排気弁が開かれ若しくは閉じられ、この場合、弁座から給排気弁を持ち上げる際の液圧力の増大、及び弁座に給排気弁を当接させる前での給排気弁の減速（制動）がアクチュエータによって自動的に実施される。

【0013】

アクチュエータの本発明に基づく機能を助成するために本発明の別の実施態様では、第1の室と第2の室とが絞り、特に調節可能な調節を介して互いに液圧的に接続されており、及び/又は第2の室と第1の室との間に逆止弁を設けてあり、該逆止弁が第1の室から第2の室への液圧的な接続部を遮断するようになっている。絞りは弁座への当接の前での給排気弁の正確な制動を行う。

10

【0014】

本発明の別の有利な実施態様では、第2の室の容積減少の制限のための装置が、第2の室の開口部に接続された遮断弁を有しており、該遮断弁が1つの切換位置で第2の室の前記開口部を閉鎖し、かつ別の切換位置で開放して流体を流過させるようになっている。遮断弁の閉鎖によってリングピストンが停止され、従って遮断弁の閉鎖時点がリングピストンの行程距離を規定する。リングピストンの行程距離に、給排気弁の閉鎖の際の制動作用の導入の時点が依存しており、制動作用がリングピストンの大きな行程では早期に生ぜしめられ、小さな行程では遅く生ぜしめられる。従って遮断弁によって、制動開始が、製作誤差若しくは温度変化に起因した材料膨張に左右されることなく調節できる。

20

【0015】

本発明の有利な実施態様では、遮断弁を付加的な構成ユニットとして投入するのではなく、遮断弁の機能が、何れにしても給排気弁の閉鎖過程の導入のために必要な第2の切換弁に割り当てられている。遮断弁の省略並びに、第2の室の容積減少の制限のための装置としての前述の蓄圧器の省略によって、弁制御のための構成費用が減少される。

【0016】

本発明の有利な実施態様では、第1の室と、両方の室間に配置されていてアクチュエータ、ひいては給排気弁の制動特性に影響を及ぼす絞りとの間に、流れによって制御可能な弁を配置してあり、該弁が、第1の室内へ流れる液体によって閉鎖されるように形成されている。これによって利点として、アクチュエータの行程の開始段階で、即ち両方の切換弁を開いた場合に、液体が第1の切換弁から直接に絞りを経て放圧室若しくはオイルパン内へ流出してしまうようなことはない。絞りの絞り作用を高くしてある場合には、流れによって制御可能な弁は省略されてよく、それというのは、わずかな液体量しか絞りを介して流出しないからである。流れによって制御可能な弁は、給排気弁に対して小さな制動作用を生ぜしめるために絞り開口を大きく設定してある場合に、大きな漏れ損失を避けるために必要とされるものである。

30

【0017】

本発明の利点並びに有利な実施態様は図示の実施例からも推測できるものである。

【0018】

次に本発明を図示の実施例に基づき詳細に説明する。

40

【0019】

図1は液圧回路を備えた本発明に基づくアクチュエータの縦断面図、
図2は図1のアクチュエータの種々の位置での縦断面図、
図3は異なる液圧回路を備えた図1のアクチュエータの部分縦断面図、
図4はさらに異なる液圧回路を備えた図1のアクチュエータの部分縦断面図、
図5は図4の流れによって制御可能な弁の開放状態での縦断面図、及び
図6は図4の流れによって制御可能な弁の閉鎖状態での縦断面図である。

【0020】

実施例

図1に縦断面図で示す実施例の液圧式のアクチュエータはケーシング1を備えている。ケ

50

ーシング 1 が段付きのシリンダ孔 3 を有している。製作を簡単にするために、ケーシング 1 内にスリーブ 5 が圧入されており、該スリーブの孔が段付きのシリンダ孔 3 の一部分を成している。シリンダ孔 3 内でスリーブ 5 の領域にリングピストン 7 及びピストン 9 が案内されている。ピストン 9 の図 1 に示す位置では、吸排気弁（図示せず）が閉じられている。

【 0 0 2 1 】

シリンダ孔 3、ピストン（プランジャー）9 及びリングピストン 7（リングプランジャー）が、ピストン 9 の縦軸線 1 1 の方向で第 1 の室 1 3 を画成している。シリンダ孔 3 とピストン 9 との間から液体若しくは流体を漏らさないようにするために、シールリング 1 5 が第 1 の室 1 3 の図 1 の左側の端部に配置してある。

10

【 0 0 2 2 】

ピストン 9 が突っ切り加工部 1 7 を有している。ピストン 9 の突っ切り加工部 1 7 の両方の側の直径は互いに異なっている。ピストン 9 はシールリング 1 5 に向けた側で小さい直径 d_1 を有し、かつ突っ切り加工部 1 7 の他方の端部の側で大きな直径 d_2 を有している。

【 0 0 2 3 】

スリーブ 5 とピストン 9 との間にリングピストン 7 を配置してある。リングピストン 7 がシリンダ孔 3 内に適合されて、一面では軸線方向で移動可能であり、他面ではシリンダ孔 3 とリングピストン 7 との間に良好なシール作用を達成するようになっている。リングピストン 7 が、小さい直径 d_3 と大きい直径（該直径は d_2 と同じ大きさである）とから段付きの中央孔 1 9 を有している。リングピストン 7 とピストン 9 の直径 d_2 との間の嵌合が次のように選ばれており、即ちリングピストン 7 とピストン 9 とが軸線方向で互いに相対的に運動可能であると共に、良好なシール作用を得られるようになっている。

20

【 0 0 2 4 】

リングピストン 7 の図 1 で右側で、シリンダ孔 3 及びリングピストン 7 が第 2 の室 2 7 を画成している。該領域でシリンダ孔 3 はリングピストン 7 の外径に相当する直径 d_4 を有している。ピストン 9 が図 1 で右側の端部に所定の直径 d_5 の段部を有している。

【 0 0 2 5 】

シリンダ孔 3 の右側の端部で、シリンダ孔 3 とピストン 9 との間のリング間隙が、第 2 のシールリング 2 1 によって閉鎖されて、周囲に対して密閉されている。ピストン 9 の右側の端部で、吸排気弁の一部だけを示すシャフト 2 3 が、ピストン 9 と形状係合的に、即ち形状による拘束を伴って結合されている。

30

【 0 0 2 6 】

ピストン 9 の直径 d_5 の段部とシリンダ孔 3 の直径 d_2 の部分との間に第 3 の室 2 5 を形成してあり、該室がシールリング 2 1 によって周囲に対して密閉されている。リングピストン 7、シリンダ孔 3 の直径 d_4 の部分、及びピストン 9 が第 2 の室 2 7 を画成している。第 1 の室 1 3 が第 1 の切換弁 2 9 を介してポンプ 3 1 に液圧的に接続可能である。第 1 の切換弁 2 9 が例えば電氣的に操作可能な電磁弁として形成されてよい。

【 0 0 2 7 】

ポンプ 3 1 は、該ポンプによって生ぜしめられた吐出圧で第 3 の室 2 5 を持続的に負荷するようになっている。

40

【 0 0 2 8 】

例えば電氣的に操作可能な電磁弁として形成された第 2 の切換弁 3 3 によって、第 2 の室 2 7 と放圧室若しくはオイルパン 3 5 との間の液圧的な接続が行われる。第 2 の室 2 7 と第 2 の切換弁 3 3 とを接続する管路 3 7 内に、逆止弁 3 9 が配置されている。逆止弁 3 9 と第 2 の室 2 7 との間に、液圧的な貯蔵部 4 1 を接続してある。液圧的な貯蔵部 4 1 がピストン 4 3 を有しており、ピストン 4 3 がばね 4 5 に支えられていて、ピストン 4 3 の、該ばね 4 5 と逆の側に十分に高い圧力を受けると該ばねの力に抗して運動させられる。該圧力は管路 3 7 内の圧力と同じ大きさである。ピストン 4 3 の、ばね 4 5 の力に抗した運動距離が、ストッパ 4 7 によって制限されており、該ストッパ 4 7 は調節可能に構成されてい

50

てよい。第1の室13と第2の室27との間に、液圧的な接続部が設けられており、該接続部内に調節可能な絞り49が配置されている。

【0029】

第1の室13及び第3の室25をポンプ31の吐出圧で負荷する（このことは第1の切換弁29の開かれた状態である）と、ピストン9に異なる液圧力が作用する。

【0030】

シリンダ孔3の直径 d_4 、リングピストン7及び突っ切り加工部17の図1で右側の側部が第1のリング面 A_1 を形成しており、該リング面が外径 d_4 及び内径 d_6 を有しており、該内径が突っ切り加工部17の内径に相応している。第1の室13内に流入した液体の、第1のリング面 A_1 に作用する圧力が、ピストン9を右側へ運動させる。該運動が吸排気弁（図示せず）の開放のために用いられる。

10

【0031】

突っ切り加工部17の図1で右側の、直径 d_2 及び d_6 によって規定された段部は以下において第2のリング面 A_2 と称する。

【0032】

第1のリング面 A_1 に作用する液圧力が、第3のリング面 A_3 及び第4のリング面 A_4 に作用する液圧力によって減少されている。

【0033】

第3のリング面 A_3 はピストン9の段部によって画成されており、該段部がピストン9の直径 d_1 と突っ切り加工部17の直径 d_6 によって規定されている。第1の室13内に流入した液体が第3のリング面 A_3 に図1で左側へ向いた力を生ぜしめる。

20

【0034】

第3の室25の領域で第4のリング面 A_4 をピストン9の段部51によって形成してある。該段部51がピストン9の直径 d_2 と直径 d_5 とによって規定されている。第4のリング面 A_4 が開放方向と逆向きの力を常にピストン9に生ぜしめており、それというのは既に述べてあるように、第3の室25がポンプ31の圧力によって常に負荷されるからである。

【0035】

第1のリング面 A_1 が第3のリング面 A_3 及び第4のリング面 A_4 よりも大きくなっているため、ピストン9が、第1の室13にポンプ31の吐出圧を負荷すると右側へ運動する。図1で右側へのピストン9の運動が、給排気弁（図示せず）の開放を生ぜしめる。

30

【0036】

リングピストン7及びピストン9が図1で右側へ運動すると、第2の室27の容積が減少する。第2の切換弁33が閉じられているので、リングピストン7及びピストン9の運動によって第2の室27から右側へ押し退けられた液体が、液圧的な貯蔵部41内へ流入する。液圧的な貯蔵部41内に流入する液体が、ピストン43をばね45に抗して、ストッパ47に当接するまで移動させる。

【0037】

ピストン43がストッパ47に当接すると、液体はもはや第2の室27から液圧的な貯蔵部41内へ流入できず、その結果、第2の室27の容積が一定に保たれる。このことは、リングピストンがもはや右側へ運動できないことを意味するものである。これによって、ピストン9を右側へ運動させる液圧力が減少され、それというのは、いまや第2のリング面 A_2 に作用する液圧力のみしか給排気弁の開放のために役立っていないからである。

40

【0038】

第3のリング面 A_3 及び第4のリング面 A_4 に作用して、ピストンを左側へ、即ち開放運動と逆向きに押圧する液圧力は、不変のままである。従って、弁座（図示せず）から給排気弁を持ち上げた後に給排気弁に作用する開放力が減少される。

【0039】

図2a、図2b及び図2cは、開放運動及び閉鎖運動の異なる段階を示している。図面を見易くするために、図2では、図1のすべての符号の繰り返しを避けてある。

50

【 0 0 4 0 】

図 2 a においてアクチュエータは、給排気弁が閉じられており、かつ完全な開放力が生じている位置で示してある。

【 0 0 4 1 】

図 2 b に示す状態では、第 2 の室 2 7 の容積がもはや減少させられず、それというのは、図 2 には図示していない蓄圧器 4 1 が液体をもはや受容できなくなっているからである。その結果、リングピストン 7 はもはや運動させられなくなっている。給排気弁がさらに開かれると、ピストン 9 の直径 d_2 の部分がリングピストン 7 の段付きの中央孔 1 9 を離れる。この位置から、第 1 の室 1 3 と第 2 の室 2 7 との間の直接的な液圧接続部が生じている。これは開放力に変化を何ら生ぜしめない。

10

【 0 0 4 2 】

図 2 c において液圧式のアクチュエータは、給排気弁が完全に開かれており、ピストン 9 がリングピストン 7 から右側へ走出している位置で示してある。

【 0 0 4 3 】

給排気弁の閉鎖のために、ピストン 9 が図 1 及び図 2 で左側へ運動させられる。このことは、第 1 の切換弁 2 9 を閉じてかつ第 2 の切換弁 3 3 を開くことによって行われる。この状態が図 1 に示してある。ポンプ 3 1 の吐出圧で第 3 の室 2 5 内に流入した液体によってピストン 9 の段部 5 1 に生ぜしめられる液圧力が、ピストン 9 を左側へ運動させる。この場合、液体が第 1 の室 1 3 及び第 2 の室 2 7 から逆止弁 3 9 及び第 2 の切換弁 3 3 を介してオイルパン（油溜め）3 5 内へ送られる。さらに、液圧的な貯蔵部 4 1 のばね 4 5 がピストン 4 3 をストッパ 4 7 から押し離して、ピストン 4 3 を再び出発位置へ移動させる。

20

【 0 0 4 4 】

ピストン 9 の直径 d_2 の部分がリングピストン 7 の段付き孔 1 9 内に進入すると、第 1 の室 1 3 内に存在する液体は、もはや直接に第 2 の室 2 7 及び管路 3 7 を介してオイルパン 3 5 内へ流出させられるのではなく、絞り 4 9 を経てオイルパン 3 5 内へ流過させられる。これによって第 1 の室 1 3 内にはある一定の過圧が生じる。従って、ピストン 9 の運動が制動される。リングピストン 7 が段付きの内側孔 1 9 の段部でピストン 9 に接触すると、リングピストン 7 とピストン 9 とが一緒に運動する。従って大きなオイル体積が絞り 4 9 を経て送り出されることになり、このことは制動作用の増大をもたらす。

30

【 0 0 4 5 】

弁座（図示せず）への当接の前に給排気弁の所望の制動を開始（導入）する位置が、貯蔵部ピストン 4 3 の行程に依存していて、従って液圧式のアクチュエータの熱膨張に左右されない。さらに、該位置はアクチュエータの製作誤差の影響も受けない。直径 d_1 乃至 d_6 の適切な選択によって、給排気弁を弁座から持ち上げる際の開放力、給排気弁を引き続き開く際の開放力、及び給排気弁を閉鎖する際の閉鎖力の比が互いに相対的に規定されて、液圧式のアクチュエータの最適な作動特性が達成される。

【 0 0 4 6 】

図 3 に、図 1 のアクチュエータが、液体ポンプ 3 1 への液圧回路と一緒に部分的に示してあり、液圧回路の液体ポンプから第 1 の室への接続部の第 1 の切換弁 2 9 が例えば 2 / 2 ・方向制御弁として形成されており、かつ第 2 の室 2 7 から放圧室若しくはオイルパン 3 5 への接続管路の第 2 の切換弁 3 3 も例えば 2 / 2 ・方向制御弁として形成されている。該実施例では、第 2 の室 2 7 の容積減少の制限のための装置が、図 1 のばね式蓄圧器 4 1 と異なって、遮断弁 5 0 によって形成されており、該遮断弁が第 2 の室 2 7 の開口部若しくは管路 3 7 に接続されていて、第 2 の室 2 7 の開口部若しくは管路 3 7 への管路接続部を 1 つの切換位置で閉鎖し、かつ別の切換位置で開放して流体をオイルパン 3 5 へ流過させる。図 3 に記号で概略的に示す遮断弁 5 0 の機能が、第 2 の切換弁 3 3 に割り当てられてよく、該切換弁が図 3 に示す基準位置で開放して液体を第 2 の室 2 7 から流過させるようになっており、かつ第 2 の室 2 7 の遮断のために別の切換位置へ切り換えられるようになっている。さらに、切換弁 3 3 は給排気弁の閉鎖のための図 1 で既に述べた機能も含んでいる。

40

50

【0047】

既に述べてあるように、給排気弁の開放のために第1の切換弁29が開かれる。今や液体が吐出圧下で室13内へ流入して、その結果、アクチュエータのピストン9がリングピストン7と一緒に図2bに示してあるように移動させられる。リングピストン7の該移動中に任意の時点で第2の切換弁33が遮断位置へ切り換えられ、その結果、液体が第2の室27から流出させられず、リングピストン7がロックされる。即ち、リングピストン7の行程が、アクチュエータの開放運動の開始時に開かれていた第2の切換弁33の切り換える時点によって規定される。

【0048】

既に述べてあるように、給排気弁の閉鎖のためにリングピストン7が、第1の切換弁29を再び遮断してかつ第2の切換弁33を再び開くと直ちに第3の弁室25内の圧力によって押し戻される。この場合、第1の室13内の圧力が絞り49を介して低下される。ピストン9が所定の行程距離の後にリングピストン7に当接して、該リングピストンを引き続く行程距離にわたって連行する。これによって、第1の室13内で容積流が増大され、かつ圧力上昇が生じ、その結果、ピストン9が強く制動される。制動作用は、ピストン9によってリングピストン7を連行する時点で導入され、即ち生ぜしめられ、従って制動過程の導入の時点が、リングピストン7の、給排気弁の開放過程の際に設定された行程距離によって規定される。即ち、給排気弁の開放に際して第2の切換弁33を遮断位置へ切り換える時点によって、給排気弁の閉鎖に際して制動過程を導入する時点が規定される。

【0049】

図4に示す実施例では、ケーシング1内の第1の室13とケーシング1内の第2の室27への接続管路の絞り49との間に、流れによって制御可能な弁51を設けてあり、該弁が、第1の室13へ流入する液体によって閉鎖可能に構成されている。流れによって制御可能な弁51は、吸排気弁の開放制御の開始段階で、即ち第1の切換弁29も第2の切換弁33も開いている場合に、液体が直接に第1の切換弁29から第2の切換弁33を経てオイルパン35へ流出することを阻止するようになっており、それというのは絞り49を経て流れる逃がし流は弁制御のためのエネルギー消費量を増大させるものであるからである。このことは特に、吸排気弁の閉鎖行程の際の制動作用が絞り49の大きな開放制御によって急速に低下される場合に生じる。第1の切換弁29が開かれると、液体ポンプ31から第1の室13内へ流れる液体流によって弁51が閉じられ、従って絞り49への接続部が遮断される。第1の切換弁29が閉じられる、即ち図4に示す切換位置に戻されると、弁51が開き、吸排気弁の閉鎖行程に際して第1の室13から液体を絞り49を通して押し出すために必要な接続部が再び生ぜしめられる。

【0050】

流れによって制御可能な弁51の構造が、図5及び図6に概略的に図示してあり、この場合、図5は弁を開いた状態で示しており、図6は弁を閉じた状態で示している。流れによって制御可能な弁51のケーシング52が、アクチュエータの室13に接続された第1の弁接続部53、絞り49に接続された第2の弁接続部54、及び第1の切換弁29の出口に接続された第3の弁接続部55を備えている。第1の弁接続部53が下側の弁室56に通じており、第3の弁接続部55が上側の弁室57に通じており、かつ第2の弁接続部54が下側の弁室56と上側の弁室57との間にあるリング室58に通じている。下側の弁室56とリング室58との間でケーシング52内に、弁座59によって取り囲まれた弁開口60が形成されている。上側の弁室57内に案内スリーブ61が挿入されており、案内スリーブ内に、スライドピストンとして形成された弁部材62を移動可能に案内してある。弁部材62が弁座59と協働して弁開口60を開閉するようになっており、これによってリング室58が、弁座59に弁部材62を座着した場合(図6)に下側の弁室56から遮断され、かつ弁座59から弁部材62を持ち上げた場合(図5)に下側の弁室56に接続される。下側の弁室56内に弁開放ばね63を装着してあり、該弁開放ばねが圧縮ばねとして形成されていて、一方で、下側の弁室56に成形された肩部64に支えられかつ他方で弁部材62に支えられている。弁開放ばね63が弁部材62を、案内スリーブ61内

10

20

30

40

50

に成形されたストッパ 6 5 へ押圧している。

【 0 0 5 1 】

弁部材 6 2 が中心に貫通孔 6 6 を備えており、該貫通孔が上側の弁室 5 7 と下側の弁室 5 6 とを永続的（連続的）に接続している。弁部材 6 2 は絞りとして形成されており、このために弁部材の内側輪郭 6 7 は、上側の弁室 5 7 から下側の弁室 5 6 へ流れる液体が貫通孔 6 6 内で圧力降下（圧力落差）を生ぜしめるように構成されている。このために、図 5 及び図 6 に示す実施例では貫通孔 6 6 は、2 つの円錐台が互いに小さい方の底面で突き合わされて成るダブル円錐台の形状を有している。

【 0 0 5 2 】

吸排気弁の開放のために第 1 の切換弁 2 9 が開かれると、液体がポンプ 3 1 の出口から弁部材 6 2 の貫通孔 6 6 を通って流れ、その際に貫通孔の内側輪郭 6 7 に基づき上側の弁室 5 7 と下側の弁室 5 6 との間で圧力降下が生じる。その結果、上側の弁室 5 7 内の圧力が下側の弁室 5 6 内の圧力よりも大きく、従って弁部材 6 2 に移動力を生ぜしめ、該移動力が弁開放ばね 6 3 のばね力に抗して弁部材 6 2 を弁座 5 9 に座着させて、弁開口 6 0 を閉鎖し、これによって絞り 4 9 への接続部が遮断される。

【 0 0 5 3 】

第 1 の切換弁 2 9 が再び閉じられると、液体がもはや貫通孔 6 6 を通って流れることはなくなり、内側輪郭 6 7 で圧力降下が生じなくなり、その結果、圧力が上側の弁室 5 7 内と下側の弁室 5 6 内とで同じ大きさになる。弁部材 6 2 に作用する力が零であり、弁開放ばね 6 3 のばね力によって弁部材 6 2 が案内スリーブ 6 1 内のストッパ 6 5 に当接される。これによって弁部材 6 2 が弁座 5 9 から離されて、かつアクチュエータの第 1 の室 1 3 が絞り 4 9 に接続される。今や吸排気弁の閉鎖に際して、ピストン 9 及び 7 の移動運動によって第 1 の室 1 3 から押し退けられた液体体積が、絞り 4 9 及び開かれた第 2 の切換弁 3 3 を介してオイルパン 3 5 内へ流出する。

【 図面の簡単な説明 】

【 図 1 】

液圧回路を備えた本発明に基づくアクチュエータの縦断面図。

【 図 2 】

図 1 のアクチュエータの種々の位置での縦断面図。

【 図 3 】

異なる液圧回路を備えた図 1 のアクチュエータの部分縦断面図。

【 図 4 】

さらに異なる液圧回路を備えた図 1 のアクチュエータの部分縦断面図。

【 図 5 】

図 4 の流れによって制御可能な弁の開放状態での縦断面図。

【 図 6 】

図 4 の流れによって制御可能な弁の閉鎖状態での縦断面図。

【 符号の説明 】

1 ケーシング、 3 シリンダ孔、 5 スリーブ、 7 リングピストン、 9 ピ
 ストン、 11 縦軸線、 13 室、 15 シールリング、 17 突っ切り加工部
 、 19 中央孔、 21 シールリング、 23 シャフト、 25 室、 27 室
 、 29 切換弁、 31 ポンプ、 33 切換弁、 35 オイルパン、 37 管
 路、 39 逆止弁、 41 貯蔵部、 43 ピストン、 45 ばね、 47 スト
 ッパ、 49 絞り、 51 弁、 52 ケーシング、 53 , 54 , 55 弁接続部
 、 56 , 57 弁室、 58 リング室、 59 弁座、 60 弁開口、 61 案
 内スリーブ、 62 弁部材、 63 弁開放ばね、 64 肩部、 65 ストッパ、
 66 貫通孔、 67 内側輪郭

【国際公開パンフレット】

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
8. Mai 2003 (08.05.2003)

PCT

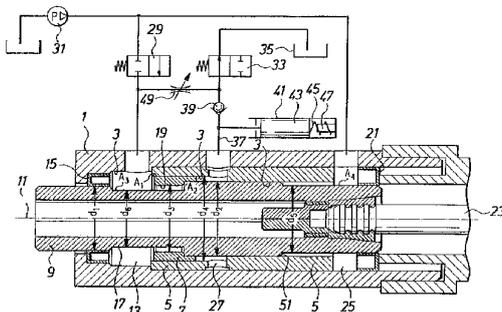
(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 03/038246 A2

- (51) Internationale Patentklassifikation: F01L 9/02 (71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US): ROBERT BOSCH GMBH [DE/DE]; Postfach 20 02 20, 70442 Stuttgart (DE).
- (21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE02/02791 (72) Erfinder; und (75) Erfinder/Anmelder (nur für US): DIEHL, Udo [DE/DE]; Alte Stuttgarter Str. 115, 70195 Stuttgart (DE); MISCHKER, Karsten [DE/DE]; Erwin-Schötle-Str. 22, 71229 Leonberg (DE); HAMMER, Uwe [DE/DE]; Münchingerstr. 10, 71282 Hemmingen (DE); BEUCHE, Volker [DE/DE]; Wieshadener Str. 37, 70372 Stuttgart (DE); LANG, Peter [DE/DE]; Bachstrasse 23, 71287 Weissach (DE); REIMER, Stefan [DE/DE]; Lembergerweg 2, 71706 Markgröningen (DE).
- (22) Internationales Anmeldedatum: 30. Juli 2002 (30.07.2002)
- (25) Einreichungssprache: Deutsch
- (26) Veröffentlichungssprache: Deutsch
- (30) Angaben zur Priorität:
101 51 773.4 19. Oktober 2001 (19.10.2001) DE
102 28 702.3 27. Juni 2002 (27.06.2002) DE (81) Bestimmungsstaaten (national): JP, US.

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: HYDRAULIC ACTUATOR FOR A GAS EXCHANGE VALVE

(54) Bezeichnung: HYDRAULISCHER AKTOR FÜR EIN GASWECHSELVENTIL.



(57) Abstract: The invention relates to a hydraulic actuator for gas exchange valves of internal combustion engines, said actuator exerting a large force to lift the gas exchange valve off the valve seat. The opening movement of the gas exchange valve is then carried out with reduced force. On closing the gas exchange valve, said gas exchange valve is braked before meeting the valve seat, in such a way that the gas exchange valve can be operated in a quiet and non-abrasive manner.

(57) Zusammenfassung: Es wird ein hydraulischer Aktor für Gaswechselventile von Brennkraftmaschinen vorgeschlagen, bei welchem das Abheben des Gaswechselventils von dem Ventilsitz mit einer grossen Kraft erfolgt. Anschliessend erfolgt die Öffnungsbewegung des Gaswechselventils mit reduzierter Kraft. Beim Schliessen des Gaswechselventils wird das Gaswechselventil vor dem Auftreffen auf dem Ventilsitz abgebremst, so dass sich ein verschleissarmer und geräuscharmer Betrieb des Gaswechselventils realisieren lässt.

WO 03/038246 A2

WO 03/038246 A2 

(84) Bestimmungsstaaten (regional): europäisches Patent (AT, BI, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IT, LU, MC, NL, PT, SE, SK, TR). *Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.*

Veröffentlicht:

— *ohne internationalen Recherchenbericht und erneut zu veröffentlichen nach Erhalt des Berichts*

WO 03/038246

PCT/DE02/02791

5

Hydraulischer Aktor für ein Gaswechselventil

10

Stand der Technik

Die Erfindung betrifft einen hydraulischen Aktor für ein
15 Gaswechselventil für Brennkraftmaschinen.

Das Öffnen und Schließen des Gaswechselventils soll möglichst
schnell erfolgen, um die Strömungsverluste des
Gaswechselventils beim Ansaugen der Verbrennungsluft oder
20 beim Ausschleiben der Abgase aus dem Brennraum zu minimieren.

Der zeitweise im Brennraum der Brennkraftmaschine herrschende
Überdruck preßt das Gaswechselventil in den Ventilsitz. Wegen
dieses Überdrucks erfordert das Öffnen der Gaswechselventile
25 einen erhöhten Kraftbedarf zum Abheben des Gaswechselventils,
insbesondere des Auslaßventils, vom Ventilsitz. Nachdem das
Gaswechselventil vom Ventilsitz abgehoben hat, sinkt der
Druck im Brennraum stark ab, so daß der Kraftbedarf zum
Öffnen des Gaswechselventils entsprechend geringer ist.

30

Beim Schließen des Gaswechselventils ist außerdem darauf zu
achten, daß die Geschwindigkeit, mit der der Ventilteller des

WO 03/038246

PCT/DE02/02791

- 2 -

Gaswechselventils auf dem Ventilsitz auftrifft nicht zu groß ist. Wenn diese Geschwindigkeit zu hoch ist, entstehen ein unerwünschtes Geräusch und ein erhöhter Verschleiß beim Auftreffen des Ventiltellers auf dem Ventilsitz.

5

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen hydraulischen Aktor für ein Gaswechselventil bereitzustellen, der eine große Kraft am Anfang der Öffnungsbewegung auf das Gaswechselventil ausüben kann, der schnelle Steuerbewegungen des Gaswechselventils ermöglicht und bei dem das Gaswechselventil mit geringer Geschwindigkeit auf dem Ventilsitz auftrifft.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß gelöst durch einen hydraulischen Aktor für ein Gaswechselventil einer Brennkraftmaschine mit einer Zylinderbohrung, mit einem Kolben und einem Ringkolben, wobei der Kolben und der Ringkolben in der Zylinderbohrung geführt werden, wobei der Kolben, der Ringkolben und die Zylinderbohrung in axialer Richtung eine erste Kammer begrenzen, deren Volumen zunimmt, wenn der Aktor das Gaswechselventil öffnet, wobei der Ringkolben und die Zylinderbohrung in axialer Richtung eine zweite Kammer begrenzen, deren Volumen abnimmt, wenn der Aktor das Gaswechselventil öffnet, wobei der Kolben und die Zylinderbohrung eine dritte Kammer begrenzen, deren Volumen abnimmt, wenn der Aktor das Gaswechselventil öffnet, und mit einer Einrichtung zur Begrenzung der Volumenabnahme der zweiten Kammer.

30

WO 03/038246

PCT/DE02/02791

- 3 -

Vorteile der Erfindung

Bei dem erfindungsgemäßen hydraulischen Aktor wird zu Beginn der Öffnungsbewegung des Gaswechselventils eine große

5 hydraulische Kraft vom Aktor auf das Gaswechselventil übertragen, so daß trotz des Gegendrucks aus dem Brennraum auf den Ventilteller des Gaswechselventils das Gaswechselventil sicher und schnell vom Ventilsitz abgehoben werden kann. Sobald der Kraftbedarf zur Betätigung des

10 Gaswechselventils zurückgegangen ist, bspw. weil kein Gegendruck im Brennraum mehr vorhanden ist, wird der Ringkolben nicht mehr weiter bewegt und es wirkt infolgedessen nur noch eine geringere hydraulische Kraft auf den Kolben des Aktors, die wiederum auf das Gaswechselventil

15 übertragen wird. Mit Verringerung der hydraulischen Kraft verringert sich die zur Verstellung des Aktorkolbens erforderliche Energie, so daß insgesamt der Energiebedarf für die Ventilsteuerung der Brennkraftmaschine sinkt.

Gleichzeitig mit der Verringerung dieser Kraft ändert sich

20 auch die Stellgeschwindigkeit des Gaswechselventils. Schließlich kann beim Schließen des Gaswechselventils mit dem erfindungsgemäßen hydraulischen Aktor ein Abbremsen des Gaswechselventils erreicht werden, bevor das Gaswechselventil auf dem Ventilsitz der Brennkraftmaschine auftrifft. Dadurch

25 werden der Verschleiß von Ventilsitz und Gaswechselventil sowie die Geräuschentwicklung der Ventilsteuerung der Brennkraftmaschine verringert.

Außerdem ist der Beginn des Abbremsvorgangs des

30 Gaswechselventils beim Schließen desselben unabhängig von den Fertigungstoleranzen des Gaswechselventils und den bei Brennkraftmaschinen immer vorhandenen temperaturbedingten

WO 03/038246

PCT/DE02/02791

- 4 -

Längenänderungen infolge der Wärmedehnung. Deshalb ist mit dem erfindungsgemäßen Aktor ein sehr stabiles Betriebsverhalten der Brennkraftmaschine realisierbar, das weder durch Temperaturdehnungen noch durch

5 Fertigungstoleranzen beeinflusst wird.

Bei einer Variante der Erfindung ist vorgesehen, daß der Kolben einen Einstich aufweist, daß der Ringkolben eine Außenfläche und eine gestufte Mittenbohrung mit einem

10 größeren Durchmesser und einem kleineren Durchmesser aufweist, und daß der Ringkolben mit dem größeren Durchmesser der Mittenbohrung auf den Kolben aufschiebbar ist, so daß auf einfache Weise das Verhältnis der Betätigungskräfte des

15 Aktors beim Öffnen des Gaswechselventils und während der restlichen Stellbewegung einstellbar ist.

Dieser Effekt kann weiter gesteigert werden dadurch, daß die Durchmesser des Kolbens zu beiden Seiten des Einstichs unterschiedlich sind und daß der Ringkolben auf den größeren

20 Durchmesser aufschiebbar ist.

In weiterer Ergänzung der Erfindung ist vorgesehen, daß die Einrichtung zur Begrenzung der Volumenabnahme der zweiten Kammer ein mit der zweiten Kammer hydraulisch in Verbindung

25 stehender Druckspeicher mit einem Kolben ist und daß der Weg des Kolbens begrenzt ist, so daß auf einfache Weise durch hydraulische Mittel der Ringkolben arretiert werden kann. Da der Druckspeicher nicht die hohen Temperaturen des

30 Gaswechselventils und des Zylinderkopfs der Brennkraftmaschine erreicht, ist die Stellung, in der der Ringkolben nach erfolgtem Öffnen des Gaswechselventils

WO 03/038246

PCT/DE02/02791

- 5 -

arretiert wird, unabhängig von den Wärmedehnungen des Gaswechselventils und des Zylinderkopfs.

Weitere Ausgestaltungen der Erfindung sehen vor, daß der Druckspeicher ein Federspeicher oder ein Gasspeicher ist
5 und/oder daß der Weg des Kolbens durch einen Anschlag, insbesondere einen verstellbaren Anschlag, begrenzt ist, so daß der erfindungsgemäße Aktor einfach justiert werden kann.

Weitere Ergänzungen der Erfindung sehen vor, daß die erste
10 Kammer über ein erstes Schaltventil mit einer Pumpe verbindbar ist, daß die zweite Kammer über ein zweites Schaltventil mit einem Ölsumpf verbindbar ist und daß die dritte Kammer mit dem Förderdruck der Pumpe beaufschlagt wird, so daß durch das Betätigen zweier Schaltventile das
15 Gaswechselventil mit dem erfindungsgemäßen hydraulischen Aktor entweder geöffnet oder geschlossen werden kann, wobei die erhöhte Kraft beim Abheben des Gaswechselventils vom Ventilsitz und die Verzögerung des Gaswechselventils vor dem Auftreffen auf den Ventilsitz automatisch von dem
20 erfindungsgemäßen hydraulischen Aktor realisiert werden.

Eine gesonderte Ansteuerung desselben ist dazu nicht erforderlich. Dies entlastet das zum Ansteuern des Aktors erforderliche Steuergerät und macht den erfindungsgemäßen
25 hydraulischen Aktor robust und unempfindlich gegenüber äußeren Einflüssen.

Die erfindungsgemäße Wirkung des Aktors wird weiter dadurch unterstützt, daß die erste Kammer und die zweite Kammer über
30 eine Drossel, insbesondere eine einstellbare Drossel, hydraulisch miteinander in Verbindung stehen und/oder daß ein Rückschlagventil zwischen zweiter Kammer und erster Kammer

WO 03/038246

PCT/DE02/02791

- 6 -

vorgesehen ist, welches die hydraulische Verbindung von der ersten Kammer zur zweiten Kammer sperrt. Die Drossel hat maßgeblichen Einfluß auf das Abbremsen des Gaswechselventils vor dem Auftreffen auf dem Ventilsitz.

5 Gemäß einer vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung weist die Einrichtung zur Begrenzung der Volumenabnahme in der zweiten Kammer ein mit einer Öffnung in der zweiten Kammer in Verbindung stehendes Absperrventil auf, das die Öffnung in
10 seiner einen Schaltstellung verschließt und in seiner anderen Schaltstellung zum Fluidausfluß freigibt. Mit Schließen des Absperrventils wird der Ringkolben festgesetzt, so daß der Schließzeitpunkt des Absperrventils den Hubweg des Ringkolbens festlegt. Von dem Hubweg des Ringkolbens ist
15 wiederum der Zeitpunkt des Einsetzens der Bremswirkung beim Schließen des Gaswechselventils abhängig, die bei einem größeren Hub des Ringkolbens früher und bei einem kleineren Hub später einsetzt. Durch das Absperrventil kann somit der Bremsbeginn unabhängig von Fertigungstoleranzen oder
20 Materialausdehnungen infolge von Temperaturschwankungen eingestellt werden.

Gemäß einer vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung wird das Absperrventil nicht als zusätzliche Baueinheit
25 eingesetzt, sondern dessen Funktion dem ohnehin für die Einleitung des Schließvorgangs des Gaswechselventils erforderlichen zweiten Schaltventil zugewiesen. Durch Wegfall des Absperrventils und durch den Verzicht auf den vorstehend beschriebenen Druckspeicher für die Einrichtung zur
30 Begrenzung der Volumenabnahme in der zweiten Kammer werden die Baukosten für die Ventilsteuerung reduziert.

WO 03/038246

PCT/DE02/02791

- 7 -

Gemäß einer vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung ist zwischen der ersten Kammer und der zwischen den beiden Kammern angeordneten Drossel zur Beeinflussung des Abbremsverhaltens des Aktorkolbens und damit des

5 Gaswechselventils ein strömungsgesteuertes Ventil angeordnet, das so ausgebildet ist, daß es von dem der ersten Kammer zuströmenden Fluid schließbar ist. Dies hat den Vorteil, daß in der Anfangsphase des Hubs des Aktorkolbens, in dem beide Schaltventile geöffnet sind, Fluid von dem ersten

10 Schaltventil nicht direkt über die Drossel in den hydraulischen Entlastungsraum oder Ölsumpf abfließen kann. Bei einer hohen Drosselwirkung der Drossel kann zwar auf dieses strömungsgesteuerte Ventil verzichtet werden, da nur geringe Fluidmengen über die Drossel abfließen, doch bei

15 größerer Drosselöffnung zur Erzielung einer nur kleinen Bremswirkung am Gaswechselventil ist das strömungsgesteuerte Ventil zum Absperrern der Drossel zur Vermeidung größerer Leckagen unerlässlich.

20 Weitere Vorteile und vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind der nachfolgenden Zeichnung, deren Beschreibung und den Patentansprüchen entnehmbar.

Zeichnung

25 Die Erfindung ist anhand von in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispielen in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert. Es zeigen in schematischer Darstellung:

30 Fig. 1 einen Längsschnitt eines erfindungsgemäßen hydraulischen Aktors mit dessen hydraulischer Anbindung,

WO 03/038246

PCT/DE02/02791

- 8 -

- Fig. 2 einen Längsschnitt des Aktors gemäß Fig. 1 in drei verschiedenen Stellungen,
- 5 Fig. 3 jeweils ausschnittsweise einen Längsschnitt des und 4 Aktors gemäß Fig. 1 mit unterschiedlich modifizierter hydraulischer Anbindung,
- 10 Fig. 5 jeweils einen Längsschnitt eines und 6 strömungsgesteuerten Ventils in Fig. 4 im geöffneten (Fig. 5) und geschlossenen (Fig. 6) Zustand.

Beschreibung des Ausführungsbeispiels

- 15 Das Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 1 stellt einen hydraulischen Aktor mit einem Gehäuse 1 im Längsschnitt dar. Das Gehäuse 1 weist eine gestufte Zylinderbohrung 3 auf. Zur Vereinfachung der Herstellung ist in das Gehäuse 1 eine Hülse 5 eingepreßt, deren Innenbohrung Teil der gestuften
- 20 Zylinderbohrung 3 ist. Im Bereich der Hülse 5 ist in der Zylinderbohrung 3 ein Ringkolben 7 und ein Kolben 9 geführt. In der in Fig. 1 dargestellten Position des Kolbens 9 ist das nicht dargestellte Gaswechselventil geschlossen.
- 25 Die Zylinderbohrung 3, der Kolben 9 und der Ringkolben 7 begrenzen in Richtung einer Längsachse 11 des Kolbens 9 eine erste Kammer 13. Damit zwischen Zylinderbohrung 3 und Kolben 9 keine Flüssigkeit oder Fluid austreten kann, ist ein erster Dichtring 15 am in Fig. 1 linken Ende der ersten Kammer 13
- 30 angeordnet.

WO 03/038246

PCT/DE02/02791

- 9 -

Der Kolben 9 weist einen Einstich 17 auf. Die Durchmesser des Kolbens 9 zu beiden Seiten des Einstichs 17 sind unterschiedlich groß. An der dem Dichtring 15 zugewandten Seite hat der Kolben 9 einen kleineren Durchmesser d_1 , und an dem anderen Ende des Einstichs 17 hat der Kolben 9 einen größeren Durchmesser d_2 .

Zwischen der Hülse 5 und dem Kolben 9 ist der Ringkolben 7 angeordnet. Der Ringkolben 7 ist so in die Zylinderbohrung 3 eingepaßt, daß er einerseits in axialer Richtung verschiebbar ist und daß andererseits eine gute Dichtwirkung zwischen der Zylinderbohrung 3 und dem Ringkolben 7 erzielt wird. Der Ringkolben 7 weist eine gestufte Mittenbohrung 19 mit einem kleineren Durchmesser d_3 und einem größeren Durchmesser, der so groß ist wie d_2 , auf. Die Passung zwischen dem Ringkolben 7 und dem größeren Durchmesser d_2 des Kolbens 9 ist ebenfalls so gewählt, daß Ringkolben 7 und Kolben 9 in axialer Richtung relativ zueinander bewegbar sind und trotzdem eine gute Dichtwirkung erzielt wird.

Auf der in Fig. 1 rechten Seite des Ringkolbens 7 begrenzen die Zylinderbohrung 3 und der Ringkolben 7 eine zweite Kammer 27. Die Zylinderbohrung 3 hat in diesem Bereich einen Durchmesser d_4 , welcher dem Außendurchmesser des Ringkolbens 7 entspricht. An dem in Fig. 1 rechten Ende des Kolbens 9 weist dieser einen Absatz mit dem Durchmesser d_5 auf.

An dem in Fig. 1 rechten Ende der Zylinderbohrung 3 wird der Ringspalt zwischen Zylinderbohrung 3 und Kolben 9 durch einen zweiten Dichtring 21 überbrückt und gegen die Umgebung abgedichtet. An diesem Ende des Kolbens 9 ist der Schaft 23

WO 03/038246

PCT/DE02/02791

- 10 -

eines nur teilweise dargestellten Gaswechselventils mit dem Kolben 9 formschlüssig verbunden.

Zwischen dem Absatz des Kolbens 9 mit dem Durchmesser d_3 und der Zylinderbohrung 3 mit dem Durchmesser d_2 befindet sich eine dritte Kammer 25, die von dem Dichtring 21 gegenüber der Umgebung abgedichtet wird. Der Ringkolben 7, der Teil der Zylinderbohrung 3 mit dem Durchmesser d_4 und der Kolben begrenzen eine zweite Kammer 27. Die erste Kammer 13 ist über ein erstes Schaltventil 29 mit einer Pumpe 31 hydraulisch verbindbar. Das erste Schaltventil 29 kann bspw. als elektrisch betätigtes Magnetventil ausgebildet sein.

Die Pumpe 31 beaufschlagt die dritte Kammer 25 permanent mit dem von ihr erzeugten Förderdruck.

Durch ein zweites, bspw. als elektrisch betätigtes Magnetventil ausgebildetes Schaltventil 33 kann eine hydraulische Verbindung zwischen der zweiten Kammer 27 und einem Entlastungsraum oder Ölsumpf 35 hergestellt werden. In einer Leitung 37, welche zweite Kammer 27 und zweites Schaltventil 33 verbindet, ist ein Rückschlagventil 39 angeordnet. Zwischen Rückschlagventil 39 und zweiter Kammer 27 ist ein hydraulischer Speicher 41 angeschlossen. Der hydraulische Speicher 41 weist einen Kolben 43 auf, der sich gegen die Kraft einer Feder 45 bewegt, wenn der auf die der Feder 45 abgewandten Stirnseite des Kolbens 43 wirkende Druck ausreichend hoch ist. Dieser Druck ist gleich groß wie der Druck in der Leitung 37. Der Weg des Kolbens 43 gegen die Kraft der Feder 45 wird durch einen Anschlag 47, der auch verstellbar ausgeführt sein kann, begrenzt. Zwischen der ersten Kammer 13 und der zweiten Kammer 27 ist eine

WO 03/038246

PCT/DE02/02791

- 11 -

hydraulische Verbindung vorgesehen, in der eine einstellbare Drossel 49 angeordnet ist.

- Wenn die erste Kammer 13 und die dritte Kammer 25 mit dem Förderdruck der Pumpe 31 beaufschlagt werden, was bei geöffnetem ersten Schaltventil 29 der Fall ist, wirken auf den Kolben 9 verschiedene hydraulische Kräfte, die nachfolgend erläutert werden:
- 10 - Der Durchmesser d_4 der Zylinderbohrung 3, der Ringkolben 7 und die in Fig. 1 rechte Seite des Einstichs 17 bilden eine erste Ringfläche A_1 mit einem Außendurchmesser d_4 und einem Innendurchmesser d_6 , welcher dem Innendurchmesser des Einstichs 17 entspricht. Der auf die erste Ringfläche A_1 wirkende Druck des in der ersten Kammer 13 befindlichen hydraulischen Fluids versucht den Kolben 9 nach rechts zu bewegen. Die daraus resultierende Kraft ist für das Öffnen des nicht dargestellten Gaswechselventils verantwortlich.
 - 20 - Der Absatz auf der in Fig. 1 rechten Seite des Einstichs 17, der durch die Durchmesser d_2 und d_6 begrenzt wird, wird nachfolgend auch als zweite Ringfläche A_2 bezeichnet.
- Verringert wird die auf die erste Ringfläche A_1 wirkende hydraulische Kraft durch die auf eine dritte Ringfläche A_3 und eine vierte Ringfläche A_4 wirkenden hydraulischen Kräfte.
- Die dritte Ringfläche A_3 wird durch den Absatz im Kolben 9, welcher durch den Durchmesser d_1 des Kolbens 9 und den Durchmesser d_6 des Einstichs 17 gebildet wird, begrenzt. Auf die dritte Ringfläche A_3 übt das in der ersten Kammer 13

WO 03/038246

PCT/DE02/02791

- 12 -

befindliche Hydraulikfluid eine in Fig. 1 nach links wirkende Kraft aus.

Die vierte Ringfläche A_4 wird durch einen Absatz 51 des
5 Kolbens 9 im Bereich der dritten Kammer 25 begrenzt. Der
Absatz 51 wird durch den Durchmesser d_2 und den Durchmesser
 d_3 des Kolbens 9 gebildet. Die vierte Ringfläche A_4 übt stets
eine entgegen der Öffnungsrichtung wirkende Kraft auf den
Kolben 9 aus, da, wie bereits erwähnt, die dritte Kammer 25
10 stets mit dem Vordruck der Pumpe 31 beaufschlagt wird.

Da die erste Ringfläche A_1 größer ist als die dritte
Ringfläche A_3 und die vierte Ringfläche A_4 , bewegt sich der
Kolben 9 nach rechts, wenn die erste Kammer 13 mit dem
15 Förderdruck der Pumpe 31 beaufschlagt wird. Der Ringkolben 7
überträgt die auf ihn wirkende hydraulische Kraft über den
Absatz seiner gestuften Mittenbohrung 19 auf den Kolben 9.
Die Bewegung des Kolbens 9 in Fig. 1 nach rechts hat das
Öffnen des nicht dargestellten Gaswechselventils zur Folge.
20

Wenn der Ringkolben 7 und der Kolben 9 sich in Fig. 1 nach
rechts bewegen, nimmt das Volumen der zweiten Kammer 27 ab.
Da das zweite Schaltventil 33 geschlossen ist, kann das durch
die Bewegung des Ringkolbens 7 und des Kolbens 9 nach rechts
25 aus der zweiten Kammer 25 verdrängte Fluid nur in den
hydraulischen Speicher 41 strömen. Das hydraulische Fluid,
welches in den hydraulischen Speicher 41 strömt, bewegt den
Kolben 43 gegen die Feder 45, bis der Kolben 43 auf dem
Anschlag 47 aufliegt.

30 Wenn der Kolben 43 an dem Anschlag 47 aufliegt, kann kein
Hydraulikfluid mehr aus der zweiten Kammer 27 in den

WO 03/038246

PCT/DE02/02791

- 13 -

hydraulischen Speicher 41 strömen, was zur Folge hat, daß das Volumen der zweiten Kammer 27 konstant bleibt. Dies bedeutet nichts anderes als daß der Ringkolben 7 sich nicht mehr weiter nach rechts bewegen kann. Infolgedessen verringert sich die hydraulische Kraft, welche den Kolben 9 nach rechts bewegt, da nunmehr nur noch die auf die zweite Ringfläche A_2 wirkende hydraulische Kraft für die Öffnung des nicht dargestellten Gaswechselventils zur Verfügung steht.

10 Die zuvor beschriebenen, auf die dritte Ringfläche A_3 und die vierte Ringfläche A_4 wirkenden hydraulischen Kräfte, welche den Kolben nach links, also entgegen der Öffnungsbewegung, drücken wollen, bleiben unverändert. Dadurch wird die auf das nicht dargestellte Gaswechselventil wirkende Öffnungskraft nach dem Abheben des Gaswechselventils vom nicht dargestellten Ventilsitz verringert.

In der Figuren 2a, 2b und 2c sind verschiedene Stadien der Öffnungsbewegung und der Schließbewegung dargestellt anhand derer das oben gesagte verdeutlicht werden soll. Um die Zeichnung nicht zu überfrachten sind in Fig. 2 nicht alle Bezugszeichen der Fig. 1 wiederholt worden.

25 In der Fig. 2a ist der Aktor in einer Stellung dargestellt, in der das Gaswechselventil geschlossen ist und die volle Öffnungskraft zur Verfügung steht.

In der Fig. 2b ist der Zustand dargestellt in dem das Volumen der zweiten Kammer 27 nicht mehr abnimmt, da der in Fig. 2 nicht dargestellte Druckspeicher 41 kein Fluid mehr aufnimmt. In Folge dessen bewegt sich der Ringkolben 7 nicht mehr. Wenn das Gaswechselventil weiter geöffnet wird, verläßt der Kolben

WO 03/038246

PCT/DE02/02791

- 14 -

9 mit seinem Durchmesser d_2 die gestufte Mittenbohrung 19 des Ringkolbens 7. Ab dieser Stellung ist eine direkte hydraulische Verbindung zwischen erster Kammer 13 und zweiter Kammer 27 vorhanden. An der Öffnungskraft ändert dies nichts.

5

In der Fig. 2c ist der hydraulische Aktor in einer Stellung dargestellt, bei der das Gaswechselventil voll geöffnet ist und sich der Kolben 9 aus dem Ringkolben 7 nach rechts herausbewegt hat.

10

Zum Schließen des Gaswechselventils muß der Kolben 9 in den Fig. 1 und 2 nach links bewegt werden. Dies geschieht dadurch, daß das erste Schaltventil 29 geschlossen und das zweite Schaltventil 33 geöffnet wird. Diese Stellung der 15 Schaltventile 29 und 33 ist in Fig. 1 dargestellt. Die auf den Absatz 49 des Kolbens 9 von dem in der dritten Kammer 25 und unter dem Förderdruck der Pumpe 31 stehenden Fluid ausgeübte hydraulische Kraft bewegt den Kolben 9 nach links. Dabei wird Hydraulikfluid aus der ersten Kammer 13 und der 20 zweiten Kammer 27 über das Rückschlagventil 39 und das zweite Schaltventil 33 in den Ölsumpf 35 gefördert. Außerdem kann die Feder 45 des hydraulischen Speichers 41 den Kolben 43 vom Anschlag 47 abheben und den Kolben 43 wieder in seine Ausgangslage bewegen.

25

Sobald der Kolben 9 mit seinem Durchmesser d_2 in die Stufenbohrung 19 des Ringkolbens 7 eintaucht, kann das in der ersten Kammer 13 befindliche Hydraulikfluid nicht mehr direkt über die zweite Kammer 27 und die Leitung 37 in den Ölsumpf 30 35 gelangen, sondern muß über die Drossel 49 in den Ölsumpf 35 abfließen. Dadurch baut sich in der ersten Kammer 13 ein gewisser Überdruck auf. Dadurch wird die Bewegung des Kolbens

WO 03/038246

PCT/DE02/02791

- 15 -

9 abgebremst. Sobald der Ringkolben 7 am Kolben 9 mit seiner gestuften Innenbohrung 19 aufliegt, bewegen sich der Ringkolben 7 und der Kolben 9 gemeinsam. Dadurch wird ein größeres Ölvolumen durch die Drossel 49 gefördert, was zu einer Verstärkung der Bremswirkung führt.

Die Stellung, ab der die gewünschte Abbremsung des Gaswechselventils vor dem Auftreffen auf dem nicht dargestellten Ventilsitz einsetzt, ist vom Hub des Speicherkolbens 43 abhängig und somit nicht von der Wärmeausdehnung, welcher der hydraulische Aktor ausgesetzt ist. Auch Fertigungstoleranzen des Aktors beeinflussen diese Position nicht. Durch die geeignete Wahl der Durchmesser d_1 bis d_6 , können die Verhältnisse der Öffnungskraft beim Abheben des Gaswechselventils vom Ventilsitz sowie der reduzierten Öffnungskraft beim weiteren Öffnen des Gaswechselventils und die Schließkraft beim Schließen des Gaswechselventils aufeinander abgestimmt werden, um ein optimales Betriebsverhalten des hydraulischen Aktors zu erreichen.

In Fig. 3 ist ausschnittsweise der Aktor gemäß Fig. 1 nur in dem nachfolgend interessierenden Umfang mit Gehäuse 1, erster Kammer 13, zweiter Kammer 27 und dritter Kammer 25 und seine hydraulische Anbindung an die Hydraulikpumpe 31 mit dem bspw. als 2/2-Wegemagnetventil ausgebildeten ersten Schaltventil 29 und der hydraulischen Verbindung zwischen erster Kammer 13 und zweiter Kammer 27 über die Drossel 49 dargestellt. Der hydraulische Entlastungsraum oder Ölsumpf ist nach wie vor mit 35 und die zweite Kammer 27 mit dem bspw. als 2/2-Wegemagnetventil ausgebildeten zweiten Schaltventil 33 verbindende Leitung mit 37 bezeichnet. Der hydraulische Aktor

WO 03/038246

PCT/DE02/02791

- 16 -

ist insofern modifiziert, als die Einrichtung zur Begrenzung der Volumenabnahme der zweiten Kammer 27, die in Fig. 1 als hydraulischer Federspeicher 41 ausgeführt ist, nun durch ein Absperrventil 50 ersetzt ist, das mit einer Öffnung in der zweiten Kammer 27 in Verbindung steht, bspw. an die Leitung 37 angeschlossen ist, und die Öffnung in der zweiten Kammer 27 bzw. den Leitungsanschluß an der Leitung 37 in seiner einen Schaltstellung verschließt und in seiner anderen Schaltstellung zum Fluidabfluß hin zum Ölsumpf 35 freigibt. Die Funktion dieses in Fig. 3 nur symbolisch eingezeichneten Absperrventils 50 ist jedoch dem zweiten Schaltventil 33 zugewiesen, das zum Freigeben des Fluidabflusses aus der zweiten Kammer 27 in der in Fig. 3 gezeigten Grundstellung steht und zum Absperrn der zweiten Kammer 27 in seine andere Schaltstellung umgeschaltet wird. Darüber hinaus behält das Umschaltventil 33 seine zu Fig. 1 bereits beschriebene Funktion für das Schließen des Gaswechselventils unverändert bei.

Wie vorstehend beschrieben ist, muß zum Öffnen des Gaswechselventils das erste Schaltventil 29 geöffnet werden. Fluid strömt nunmehr unter dem Förderdruck in die Kammer 13, so daß der Kolben 9 des Aktors zusammen mit dem Ringkolben 7 wie in Fig. 2b dargestellt verschoben wird. Wird zu einem beliebigen Zeitpunkt während der Verschiebung des Ringkolbens 7 das zweite Schaltventil 33 in seine Sperrstellung umgeschaltet, so kann kein Fluid aus der zweiten Kammer 27 ausströmen und der Ringkolben 7 ist blockiert. Der Hub des Ringkolbens 7 wird also durch den Zeitpunkt der Umschaltung des zu Beginn der Öffnungsbewegung des Aktors offenen zweiten Umschaltventils 33 festgelegt.

WO 03/038246

PCT/DE02/02791

- 17 -

Wie vorstehend beschrieben ist, wird zum Schließen des Gaswechselventils der Ringkolben 7 durch den Druck in der dritten Ventilkammer 25 zurückgeschoben, sobald das erste Schaltventil 29 wieder gesperrt und das zweite Schaltventil 33 wieder geöffnet wird. Dabei baut sich der Druck in der ersten Kammer 13 über die Drossel 49 ab. Nach einem Hubweg stößt der Kolben 9 an den Ringkolben 7 an und nimmt diesen auf seinem weiteren Hubweg mit. Dadurch wird ein hoher Volumenstrom und ein starker Druckerhöhung in der ersten Kammer 13 ausgelöst, so daß der Kolben 9 stark gebremst wird. Die Bremswirkung setzt ab dem Zeitpunkt ein, an dem sich der Ringkolben 7 mit dem Kolben 9 mitbewegt, so daß der Zeitpunkt des Einsetzens des Bremsvorgangs durch den beim Öffnungsvorgang des Gaswechselventils eingestellten Hubweg des Ringkolbens 7 festgelegt ist. Damit kann durch den Zeitpunkt des Umschaltens des zweiten Schaltventils 33 in seine Sperrstellung beim Öffnen des Gaswechselventils der Zeitpunkt des Einsetzens des Bremsvorgangs beim Schließen des Gaswechselventils festgelegt werden.

Das in Fig. 4 ausschnittsweise dargestellte Ausführungsbeispiel des Aktors mit hydraulischer Anbindung ist gegenüber Fig. 3 nur insoweit modifiziert, als zwischen der ersten Kammer 13 im Gehäuse 1 und der Drossel 49 in der Verbindungsleitung zu der zweiten Kammer 27 im Gehäuse 1 ein strömungsgesteuertes Ventil 51 eingeschaltet ist, das so ausgebildet ist, daß es von dem der ersten Kammer 13 zuströmenden Fluid schließbar ist. Dieses strömungsgesteuerte Ventil 51 verhindert, daß in der Anfangsphase zum Aufsteuern des Gaswechselventils, in der sowohl das erste Schaltventil 29 als auch das zweite Schaltventil 33 geöffnet ist, Fluid direkt von dem ersten Schaltventil 29 über das zweite

WO 03/038246

PCT/DE02/02791

- 18 -

Schaltventil 33 zu dem Ölsumpf 35 abfließt; denn der über die Drossel 49 fließende Leckstrom erhöht den Energiebedarf für die Ventilsteuerung wenn er inakzeptabel ansteigt. Dies ist insbesondere dann der Fall, wenn die Bremswirkung beim

5 Schließvorgang des Gaswechselventils durch eine größere Aufsteuerung der Drossel 49 moderat gesenkt werden soll. Ist das erste Schaltventil 29 geöffnet, so wird durch den von der Hydraulikpumpe 31 in die erste Kammer 13 fließenden Fluidstrom das Ventil 51 geschlossen und somit die Verbindung

10 zur Drossel 49 abgesperrt. Wird das erste Schaltventil 29 geschlossen, also in die in Fig. 4 dargestellte Schaltstellung zurückgeführt, so öffnet das Ventil 51, und die notwendige Verbindung zum Ausschleiben des Fluids aus der ersten Kammer 13 über die Drossel 49 beim Schließvorgang des

15 Gaswechselventils ist wieder hergestellt.

Der Aufbau des strömungsgesteuerten Ventils 51 ist in Fig. 5 und 6 schematisch dargestellt, wobei Fig. 5 das geöffnete Ventil und Fig. 6 das geschlossene Ventil zeigt. Das

20 strömungsgesteuerte Ventil 51 weist ein Gehäuse 52 mit einem mit der Kammer 13 des Aktors verbundenen ersten Ventilanschluß 53, mit einem an der Drossel 49 angeschlossenen zweiten Ventilanschluß 54 und einem mit dem Ausgang des ersten Schaltventils 29 verbundenen dritten

25 Ventilanschluß 55 auf. Der erste Ventilanschluß 53 steht mit einem unteren Ventilraum 56, der dritte Ventilanschluß 55 mit einem oberen Ventilraum 57 und der zweite Ventilanschluß 54 mit einem zwischen unterem und oberem Ventilraum 56, 57 sich befindlichen Ringraum 58 in Verbindung. Zwischen dem unteren

30 Ventilraum 56 und dem Ringraum 58 ist im Gehäuse 52 eine von einem Ventilsitz 59 umgebene Ventilöffnung 60 ausgebildet. In den oberen Ventilraum 57 ist eine Führungshülse 61

WO 03/038246

PCT/DE02/02791

- 19 -

eingesetzt, in der ein als Verschiebekolben ausgebildetes Ventilglied 62 verschieblich geführt ist. Das Ventilglied 62 wirkt mit dem Ventilsitz 59 zum Schließen und Freigeben der Ventilöffnung 60 zusammen, so daß der Ringraum 58 bei auf dem

5 Ventilsitz 59 aufsitzendem Ventilglied 62 (Fig. 6) von dem unteren Ventilraum 56 abgesperrt ist und bei von dem Ventilsitz 59 abgehobenem Ventilglied 62 (Fig. 5) mit dem unteren Ventilraum 56 verbunden ist. Im unteren Ventilraum 56 ist eine Ventilöffnungsfeder 63 eingelegt, die als Druckfeder

10 ausgebildet ist und sich einerseits an einer im unteren Ventilraum 56 ausgebildeten Schulter 64 und andererseits am Ventilglied 62 abstützt. Die Ventilöffnungsfeder 63 legt das Ventilglied 62 gegen einen in der Führungshülse 61 ausgebildeten Anschlag 65 an.

15 Das Ventilglied 62 ist mit einer zentralen Durchgangsöffnung 66 versehen, die permanent den oberen Ventilraum 57 mit dem unteren Ventilraum 56 verbindet. Die Durchgangsöffnung 66 ist als Drossel ausgebildet, wozu deren Innenkontur 67 eine

20 solche Ausgestaltung aufweist, daß das von dem oberen Ventilraum 57 zu dem unteren Ventilraum 56 strömende Fluid einen Druckabfall in der Durchgangsöffnung 66 hervorruft. Im Ausführungsbeispiel der Fig. 5 und 6 weist hierzu die Durchgangsöffnung 66 die Form eines Doppelkegelstumpfes auf,

25 bei dem zwei Kegelstümpfe mit ihren kleineren Grundflächen aufeinandergesetzt sind.

Wird zum Öffnen des Gaswechselventils das erste Schaltventil 29 geöffnet, so strömt Fluid vom Ausgang der Pumpe 31 durch

30 die Durchgangsöffnung 66 im Ventilglied 62, wobei aufgrund der Innenkontur 67 ein Druckabfall zwischen oberem und unterem Ventilraum 57, 56 entsteht. Somit ist der Druck im

WO 03/038246

PCT/DE02/02791

- 20 -

oberen Ventilraum 57 größer als im unteren Ventilraum 56, und es entsteht am Ventilglied 62 eine resultierende Verschiebekraft, die entgegen der Federkraft der Ventilöffnungsfeder 63 das Ventilglied 62 auf den Ventilsitz 59 aufsetzt und damit die Ventilöffnung 60 schließt, wodurch die Verbindung zur Drossel 49 gesperrt ist.

Wird das erste Schaltventil 29 wieder geschlossen, so fließt kein Fluid mehr über die Durchgangsöffnung 66. Es entsteht kein Druckabfall an der Innenkontur 67, so daß die Drücke im unteren Ventilraum 56 und im oberen Ventilraum 57 gleich groß sind. Die auf das Ventilglied 60 wirkende Kraft ist Null, und durch die Federkraft der Ventilöffnungsfeder 63 wird das Ventilglied 62 an den Anschlag 65 in der Führungshülse 61 angelegt. Das Ventilglied 62 ist damit vom Ventilsitz 59 abgehoben und die erste Kammer 13 des Aktors mit der Drossel 49 verbunden. Beim Schließen des Gaswechselventils kann nunmehr das durch die Verschiebebewegung der Kolben 9 und 7 aus der ersten Kammer 13 verdrängte Fluidvolumen über die Drossel 49 und das geöffnete zweite Schaltventil 33 in den Ölsumpf 35 abfließen.

25

WO 03/038246

PCT/DE02/02791

- 21 -

5

Ansprüche

- 10 1. Hydraulischer Aktor für ein Gaswechselventil einer
Brennkraftmaschine mit einer Zylinderbohrung (3), mit
einem Kolben (9) und mit einem Ringkolben (7), wobei der
Kolben (9) und der Ringkolben (7) in der Zylinderbohrung
15 (3) geführt werden, wobei der Kolben (9), der Ringkolben
(7) und die Zylinderbohrung (3) in axialer Richtung eine
erste Kammer (13) begrenzen, deren Volumen zunimmt, wenn
der Aktor (1) das Gaswechselventil (23) öffnet, wobei
der Ringkolben (7) und die Zylinderbohrung (3) in
20 axialer Richtung eine zweite Kammer (27) begrenzen,
deren Volumen abnimmt, wenn der Aktor (1) das
Gaswechselventil (23) öffnet, wobei der Kolben (9) und
die Zylinderbohrung (3) eine dritte Kammer (25)
begrenzen, deren Volumen abnimmt, wenn der Aktor (1) das
25 Gaswechselventil (23) öffnet, und mit einer Einrichtung
zur Begrenzung der Volumenabnahme der zweiten Kammer
(27).
2. Aktor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß
der Kolben (9) einen Einstich (17) aufweist, daß der
30 Ringkolben (7) eine gestufte Mittenbohrung (19) mit
einem größeren Durchmesser (d_2) und einem kleineren
Durchmesser (d_3) aufweist, und daß der Ringkolben (7)

WO 03/038246

PCT/DE02/02791

- 22 -

mit dem größeren Durchmesser (d_2) der Mittenbohrung (19) auf den Kolben (9) aufschiebbar ist.

3. 5. Aktor nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Durchmesser (d_1 , d_2) des Kolbens (9) zu beiden Seiten des Einstichs (17) unterschiedlich sind und daß der Ringkolben (7) auf den größeren Durchmesser (d_2) aufschiebbar ist.
- 10 4. Aktor nach einem der Ansprüche 1 - 3, dadurch gekennzeichnet, daß die dritte Kammer (25) direkt und die erste Kammer (13) über ein erstes Schaltventil (29) mit dem Ausgang einer Förderdruck erzeugenden Pumpe (31) und die zweite Kammer (27) über ein zweites Schaltventil (33) mit einem Fluid aufnehmenden Entlastungsraum (35) verbunden ist.
- 15 5. Aktor nach einem der Ansprüche 1 - 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtung zur Begrenzung der Volumenabnahme der zweiten Kammer (27) ein mit der zweiten Kammer (27) in Verbindung stehender Druckspeicher (41) mit einem (43) Kolben ist und daß der Weg des Kolbens (43) begrenzt ist.
- 20 6. Aktor nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Druckspeicher (41) ein Federspeicher (45) oder ein Gasspeicher ist.
- 25 7. Aktor nach Anspruch 5 oder 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Weg des Kolbens (43) durch einen Anschlag, insbesondere einen verstellbaren Anschlag (47), begrenzt ist.
- 30

WO 03/038246

PCT/DE02/02791

- 23 -

8. Aktor nach einem der Ansprüche 1 - 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtung zur Begrenzung der Volumenabnahme in der zweiten Kammer (27) ein mit einer Öffnung in der zweiten Kammer (27) in Verbindung stehendes Absperrventil (50) aufweist, das die Öffnung in seiner einen Schaltstellung verschließt und in seiner anderen Schaltstellung zum Fluidabfluß freigibt.
- 5
9. Aktor nach Anspruch 4 und 8, dadurch gekennzeichnet, daß das Absperrventil von dem zweiten Schaltventil (33) gebildet ist.
- 10
10. Aktor nach einem der Ansprüche 1 - 9, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Kammer (13) und die zweite Kammer (27) über eine Drossel, insbesondere eine einstellbare Drossel (49), miteinander in Verbindung stehen.
- 15
11. Aktor nach einem der Ansprüche 1 - 9, dadurch gekennzeichnet, daß ein Rückschlagventil (39) zwischen zweiter Kammer (27) und erster Kammer (13) vorgesehen ist und daß das Rückschlagventil (39) die Verbindung von der ersten Kammer (13) zur zweiten Kammer (27) sperrt.
- 20
12. Aktor nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen der ersten Kammer (13) und der Drossel (49) ein strömungsgesteuertes Ventil (51) angeordnet ist, das so ausgebildet ist, daß es normalerweise geöffnet und von dem der ersten Kammer (13) zuströmenden Fluid schließbar ist.
- 25
- 30

WO 03/038246

PCT/DE02/02791

- 24 -

13. Aktor nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß das strömungsgesteuerte Ventil (51) ein Gehäuse (52) mit einem mit der Kammer (13) in Verbindung stehenden ersten Ventilraum (56), einem mit der Drossel (49) in Verbindung stehenden zweiten Ventilraum (57), einem mit dem ersten Schaltventil (29) in Verbindung stehenden dritten Ventilraum (57) und mit einer zwischen dem ersten und zweiten Ventilraum (56, 58) angeordneten, von einem Ventilsitz (59) umgebenen Ventilöffnung (60) sowie ein den dritten Ventilraum (57) begrenzendes, im Gehäuse axial verschiebbares Ventilglied (62), das mit dem Ventilsitz (59) zum Schließen und Öffnen der Ventilöffnung (60) zusammenwirkt, und eine im Ventilglied (62) ausgebildete Drosselöffnung (66) aufweist, die den ersten und dritten Ventilraum (56, 57) miteinander verbindet.
14. Aktor nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Drossel (49) von der Innenkontur (67) einer in das Ventilglied (62) eingebrachten, zentralen Durchgangsöffnung (66) gebildet ist, die eine solch ausgestaltete Innenkontur (67) aufweist, daß das von dem dritten Ventilraum (57) in den ersten Ventilraum (56) strömende Fluid am Ventilglied (62) einen Druckabfall hervorruft.
15. Aktor nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß die Innenkontur (67) der Durchgangsöffnung (66) und die Ventilöffnungsfeder (63) so aufeinander abgestimmt sind, daß die auf das Ventilglied (62) aufgrund der Druckdifferenz wirkende Verschiebekraft größer ist als die entgegenwirkende Kraft der Ventilöffnungsfeder (63).

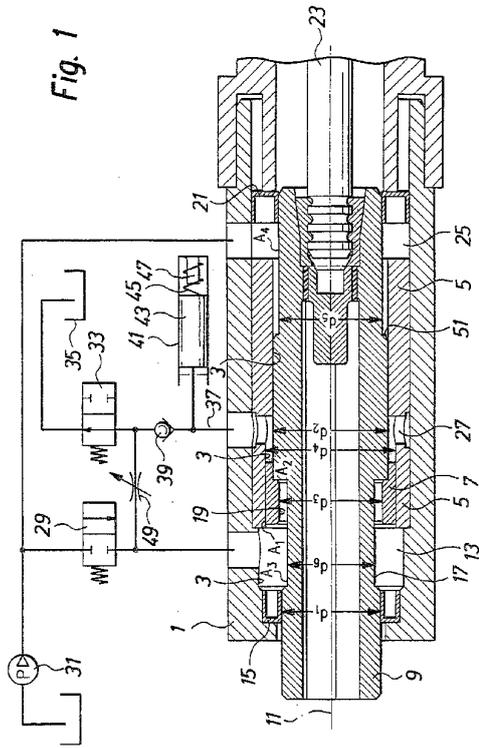
WO 03/038246

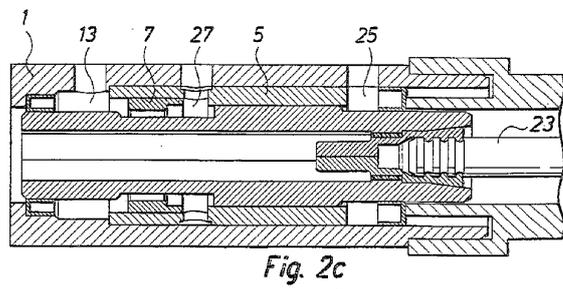
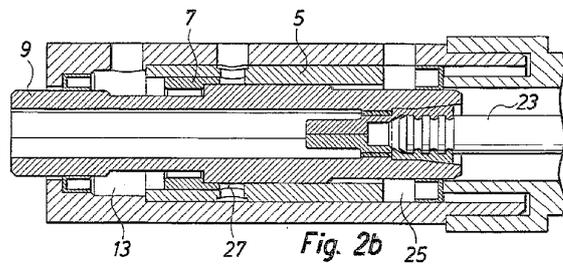
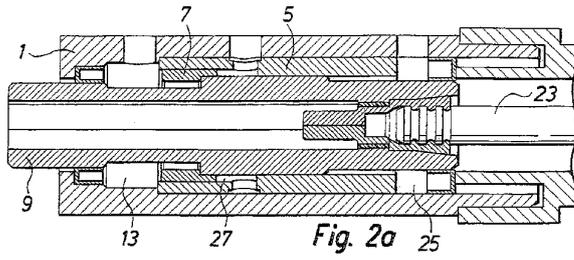
PCT/DE02/02791

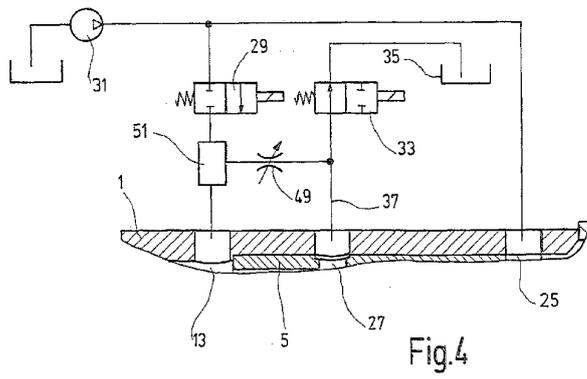
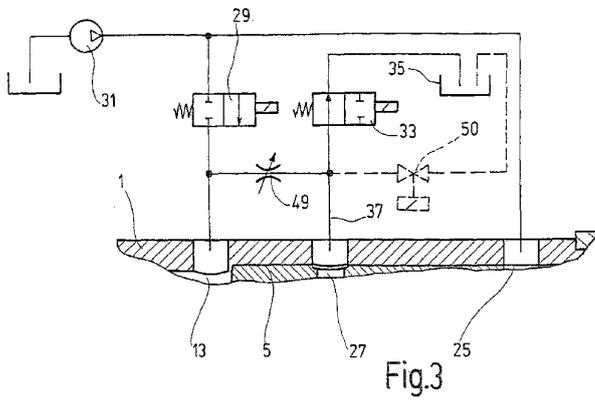
- 25 -

16. Aktor nach einem der Ansprüche 13 - 15, dadurch
gekennzeichnet, daß die Durchgangsöffnung (66) die Form
eines Doppelkegelstumpfes aufweist, bei dem zwei
koaxiale Kegelstümpfe mit ihren kleineren Grundflächen
5 aufeinanderstehen.

10







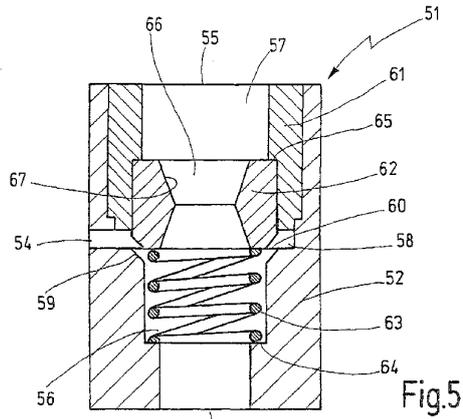


Fig.5

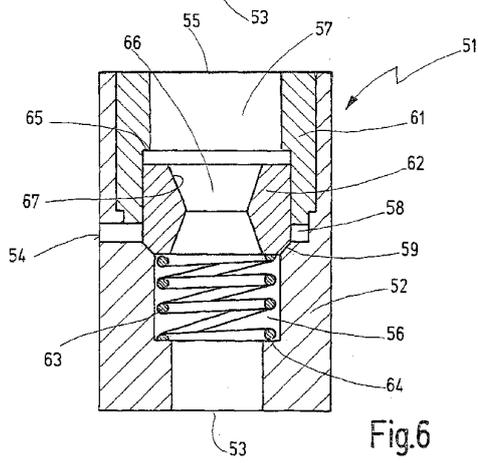


Fig.6

【国際公開パンフレット(コレクトバージョン)】

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
8. Mai 2003 (08.05.2003)

PCT

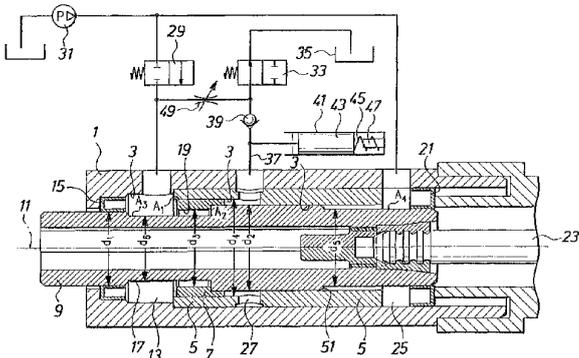
(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 03/038246 A3

- (51) Internationale Patentklassifikation: F01L 9/02
- (72) Erfinder; und
- (75) Erfinder/Anmelder (nur für US): DIEHL, Udo [DE/DI];
Alte Stuttgarter Str. 115, 70195 Stuttgart (DE). MIS-
CHKER, Karsten [DE/DE]; Erwin-Schötle-Str. 22,
71229 Leonberg (DE). HAMMER, Uwe [DE/DE];
Münchingersr. 10, 71282 Hemmingen (DE). BEUCHE,
Volker [DE/DE]; Wieshadener Str. 37, 70372 Stuttgart
(DE). LANG, Peter [DE/DE]; Bachstrasse 23, 71287
Weissach (DE). REIMER, Stefan [DE/DE]; Lemberg-
weg 2, 71706 Marzgröningen (DE).
- (21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE0202791
- (22) Internationales Anmeldedatum:
30. Juli 2002 (30.07.2002)
- (25) Einreichungssprache: Deutsch
- (26) Veröffentlichungssprache: Deutsch
- (30) Angaben zur Priorität:
101 51 773.4 19. Oktober 2001 (19.10.2001) DE (81) Bestimmungsstaaten (national): JP, US.
102 28 702.3 27. Juni 2002 (27.06.2002) DE (84) Bestimmungsstaaten (regional): europäisches Patent (AT,
BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR,
IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, SK, TR).
- (71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von
US): ROBERT BOSCH GMBH [DE/DE]; Postfach 2002
20, 70442 Stuttgart (DE).

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: HYDRAULIC ACTUATOR FOR A GAS EXCHANGE VALVE

(54) Bezeichnung: HYDRAULISCHER AKTOR FÜR EIN GASWECHSELVENTIL



(57) Abstract: The invention relates to a hydraulic actuator for gas exchange valves of internal combustion engines, said actuator exerting a large force to lift the gas exchange valve off the valve seat. The opening movement of the gas exchange valve is then carried out with reduced force. On closing the gas exchange valve, said gas exchange valve is braked before meeting the valve seat, in such a way that the gas exchange valve can be operated in a quiet and non-abrasive manner.

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]



WO 03/038246 A3

WO 03/038246 A3 

Veröffentlicht:
— mit internationalem Recherchenbericht

*Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen
Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on
Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe
der PCT-Gazette verwiesen.*

**(88) Veröffentlichungsdatum des internationalen
Recherchenberichts:** 28. August 2003

(57) Zusammenfassung: Es wird ein hydraulischer Aktor für Gaswechselventile von Brennkraftmaschinen vorgeschlagen, bei welchem das Abheben des Gaswechselventils von dem Ventilsitz mit einer grossen Kraft erfolgt. Anschliessend erfolgt die Öffnungsbewegung des Gaswechselventils mit reduzierter Kraft. Beim Schliessen des Gaswechselventils wird das Gaswechselventil vor dem Auftreffen auf dem Ventilsitz abgebremst, so dass sich ein verschleissarmer und geräuscharmer Betrieb des Gaswechselventils realisieren lässt.

【 国際調査報告 】

INTERNATIONAL SEARCH REPORT		International Application No PCT/DE 02/02791
A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER IPC 7 F01L9/02 According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
B. FIELDS SEARCHED Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) IPC 7 F01L		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used) EPO-Internal, PAJ		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	SE 353 575 B (GOETAVERKEN AB) 5 February 1973 (1973-02-05) figure 1	1 2,3
Y	EP 0 391 507 A (MITSUBISHI HEAVY IND LTD) 10 October 1990 (1990-10-10) figure 2	2,3
X	EP 0 751 285 A (MITSUBISHI MOTORS CORP) 2 January 1997 (1997-01-02) figure 1	1
X	US 3 209 737 A (TAKEO YOSHIDA ET AL) 5 October 1965 (1965-10-05) column 10, line 5 -column 10, line 19 column 10, line 61 -column 11, line 14; claim 1; figures 1,6,7 --- -/--	1
<input checked="" type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of box C. <input checked="" type="checkbox"/> Patent family members are listed in annex.		
* Special categories of cited documents : "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance "E" earlier document but published on or after the international filing date "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified) "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed "T" later document published after the international filing date of priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art. "Z" document member of the same patent family		
Date of the actual completion of the international search 10 December 2002	Date of mailing of the international search report 19. 12. 02	
Name and mailing address of the ISA European Patent Office, P.B. 5818 Palantlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl, Fax: (+31-70) 340-2010	Authorized officer Clot, P	

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No.
PCT/DE 02/02791

C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 009, no. 229 (M-413), 14 September 1985 (1985-09-14) & JP 60 085209 A (KAWASAKI JUKOGYO KK), 14 May 1985 (1985-05-14) abstract	1
A	DE 198 26 047 A (BOSCH GMBH ROBERT) 16 December 1999 (1999-12-16) figure 1	4
A	US 5 758 613 A (HILLEBRAND GEORGE A ET AL) 2 June 1998 (1998-06-02) column 5, line 16 -column 5, line 30; figure 2	12

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

PCT/DE 02/02791

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
SE 353575	B	05-02-1973	NONE
EP 0391507	A	10-10-1990	JP 2264104 A 26-10-1990 JP 2664986 B2 22-10-1997 DE 69009097 D1 30-06-1994 DE 69009097 T2 01-09-1994 DK 391507 T3 20-06-1994 EP 0391507 A1 10-10-1990 KR 9208919 B1 12-10-1992
EP 0751285	A	02-01-1997	JP 3368518 B2 20-01-2003 JP 9014058 A 14-01-1997 DE 69600301 D1 25-06-1998 DE 69600301 T2 28-01-1999 EP 0751285 A1 02-01-1997 KR 205513 B1 01-07-1999 US 5713315 A 03-02-1998
US 3209737	A	05-10-1965	CH 417219 A 15-07-1966 DK 104206 C 18-04-1966 GB 1043383 A 21-09-1966 SE 301566 B 10-06-1968
JP 60085209	A	14-05-1985	JP 1027244 B 29-05-1989 JP 1541204 C 31-01-1990
DE 19826047	A	16-12-1999	DE 19826047 A1 16-12-1999 WO 9966179 A1 23-12-1999 EP 1029158 A1 23-08-2000 JP 2002518626 T 25-06-2002 US 6321703 B1 27-11-2001
US 5758613	A	02-06-1998	CN 1197884 A 04-11-1998 EP 1298287 A2 02-04-2003 EP 0856643 A2 05-08-1998 JP 10212909 A 11-08-1998

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT		Internationales Aktenzeichen PCT/DE 02/02791
A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES IPK 7 F01L9/02		
Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK		
B. RESEARCHIERTE GEBIETE Recherchiertes Mindeststoffsystem (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole) IPK 7 F01L		
Recherchierte aber nicht zum Mindeststoffsystem gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen		
Während der Internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe) EPO-Internal, PAJ		
C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Beiz. Anspruch Nr.
X	SE 353 575 B (GOETAVERKEN AB) 5. Februar 1973 (1973-02-05)	1
Y	Abbildung 1	2,3
Y	EP 0 391 507 A (MITSUBISHI HEAVY IND LTD) 10. Oktober 1990 (1990-10-10)	2,3
	Abbildung 2	
X	EP 0 751 285 A (MITSUBISHI MOTORS CORP) 2. Januar 1997 (1997-01-02)	1
	Abbildung 1	
X	US 3 209 737 A (TAKED YOSHIDA ET AL) 5. Oktober 1965 (1965-10-05)	1
	Spalte 10, Zeile 5 - Spalte 10, Zeile 19 Spalte 10, Zeile 61 - Spalte 11, Zeile 14; Anspruch 1; Abbildungen 1,6,7	
	-/--	
<input checked="" type="checkbox"/>	Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen	<input checked="" type="checkbox"/> Siehe Anhang Patentfamilie
<p>* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :</p> <p>*A* Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist</p> <p>*E* älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist</p> <p>*L* Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelsfrei zu erweisen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)</p> <p>*O* Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht</p> <p>*P* Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist</p> <p>*T* Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist</p> <p>*X* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung, die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfindeterischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden</p> <p>*Y* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung, die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfindeterischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung betrachtet wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist</p> <p>*Z* Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist</p>		
Datum des Abschlusses der internationalen Recherche		Absenddatum des internationalen Recherchenberichts
10. Dezember 2002		19. 12. 02
Name und Postanschrift der internationalen Recherchenbehörde Europäisches Patentamt, P.B. 5518 Patentlaan 2 NL - 2250 LV Tilburg Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl, Fax (+31-70) 340-3016		Bevollmächtigter Bediensteter Clot, P

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen
PCT/DE 02/02791

C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Bez. Anspruch Nr.
X	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 009, no. 229 (M-413), 14. September 1985 (1985-09-14) & JP 60 085209 A (KAWASAKI JUKOGYO KK), 14. Mai 1985 (1985-05-14) Zusammenfassung ---	1
A	DE 198 26 047 A (BOSCH GMBH ROBERT) 16. Dezember 1999 (1999-12-16) Abbildung 1 ---	4
A	US 5 758 613 A (HILLEBRAND GEORGE A ET AL) 2. Juni 1998 (1998-06-02) Spalte 5, Zeile 16 - Spalte 5, Zeile 30; Abbildung 2 -----	12

Formblatt PCTISA210 (Fortsetzung von Blatt 2) (Juli 1982)

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationale Aktenzeichen

PCT/DE 02/02791

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
SE 353575	B	05-02-1973	KEINE
EP 0391507	A	10-10-1990	JP 2264104 A 26-10-1990 JP 2664986 B2 22-10-1997 DE 69009097 D1 30-06-1994 DE 69009097 T2 01-09-1994 DK 391507 T3 20-06-1994 EP 0391507 A1 10-10-1990 KR 9208919 B1 12-10-1992
EP 0751285	A	02-01-1997	JP 3368518 B2 20-01-2003 JP 9014058 A 14-01-1997 DE 69600301 D1 25-06-1998 DE 69600301 T2 28-01-1999 EP 0751285 A1 02-01-1997 KR 205513 B1 01-07-1999 US 5713315 A 03-02-1998
US 3209737	A	05-10-1965	CH 417219 A 15-07-1966 DK 104206 C 18-04-1966 GB 1043383 A 21-09-1966 SE 301566 B 10-06-1968
JP 60085209	A	14-05-1985	JP 1027244 B 29-05-1989 JP 1541204 C 31-01-1990
DE 19826047	A	16-12-1999	DE 19826047 A1 16-12-1999 WO 9966179 A1 23-12-1999 EP 1029158 A1 23-08-2000 JP 2002518626 T 25-06-2002 US 6321703 B1 27-11-2001
US 5758613	A	02-06-1998	CN 1197884 A 04-11-1998 EP 1298287 A2 02-04-2003 EP 0856643 A2 05-08-1998 JP 10212909 A 11-08-1998

フロントページの続き

- (72)発明者 ウド ディール
ドイツ連邦共和国 シュツツトガルト アルテ シュツツトガルター シュトラーセ 1 1 5
- (72)発明者 カールステン ミシュカー
ドイツ連邦共和国 レオンベルク エルヴィン - シェトレ - シュトラーセ 2 2
- (72)発明者 ウーヴェ ハマー
ドイツ連邦共和国 ヘミンゲン ミュンヒンガーシュトラーセ 1 0
- (72)発明者 フォルカー ボイヒェ
ドイツ連邦共和国 シュツツトガルト ヴィースバーデナー シュトラーセ 3 7
- (72)発明者 ペーター ラング
ドイツ連邦共和国 ヴァイスザッハ バッハシュトラーセ 2 3
- (72)発明者 シュテファン ライマー
ドイツ連邦共和国 マルクグレーニンゲン レムベルガーヴェーク 2
- F ターム(参考) 3G018 AB12 CA19 DA50 DA51 DA53 DA54 DA56 DA57 DA62 DA63
FA01 FA06 FA07 GA33
3H056 AA01 BB37 BB49 CA01 CB02 CC05 CD02 GG02 GG18