

【公報種別】特許法第17条の2の規定による補正の掲載
 【部門区分】第5部門第1区分
 【発行日】平成22年5月20日(2010.5.20)

【公表番号】特表2008-534848(P2008-534848A)
 【公表日】平成20年8月28日(2008.8.28)
 【年通号数】公開・登録公報2008-034
 【出願番号】特願2008-503451(P2008-503451)
 【国際特許分類】

F 0 1 L 9/02 (2006.01)

F 0 1 L 13/00 (2006.01)

F 0 1 L 3/24 (2006.01)

【F I】

F 0 1 L 9/02 Z

F 0 1 L 13/00 3 0 1 Y

F 0 1 L 3/24 B

【誤訳訂正書】

【提出日】平成22年3月29日(2010.3.29)

【誤訳訂正1】

【訂正対象書類名】明細書

【訂正対象項目名】全文

【訂正方法】変更

【訂正の内容】

【発明の詳細な説明】

【発明の名称】燃料効率が改善された大型2ストロークディーゼルエンジン

【技術分野】

【0001】

本発明は、クロスヘッド型大型2ストロークディーゼルエンジンに関し、特に、流体動作かつ電子制御のアクチュエータを含む弁アセンブリを有する、大型2ストロークディーゼルエンジンに関する。

【背景技術】

【0002】

一般的に大型船の推進システムまたは発電所の原動機として使用される、クロスヘッド型大型2ストロークディーゼルエンジンは、近年、カム軸制御のエンジンから電子制御のエンジンに展開されている。電子制御は、燃料噴射および排気弁のタイミングおよび成形に即席の柔軟性を提供する。それによって、燃焼プロセスは、より良好に制御され、より良好な燃焼および低排出値がもたらされ、全ての走行速度で無煙となり、部分付加の燃料消費が減じられ、より低い最小運転速度を得ることができる。CN1485530(中国出願)、JP2004-084670(日本出願)、KR2004-20003(韓国出願)では、大型電子制御2サイクルディーゼルエンジンを開示している。本エンジンでは、排気弁は、高圧油圧油で作動する油圧アクチュエータによって作動する。アクチュエータは、排気弁を付勢して空気ばねの反力に対抗して開放する。排気弁の開放行程において、油圧アクチュエータによって供給されるエネルギーのほとんどは、ポテンシャルエネルギーとしてガスばね内に貯蔵される。貯蔵されたエネルギーは、カム軸駆動のエンジンとは異なり、閉鎖行程を生じさせない代わりに、それを再利用する手段がないので無駄になる。未使用のエネルギーは、戻り油とともに油圧システムのタンクに進んで熱に変換される。大型2ストロークディーゼルエネルギーに関して、排気弁の開放に使用される油圧エネルギーの量は、非常に重要であり、電子制御のエンジンの燃焼制御を増強することによって得られる燃料節約の本質的部分は、排気弁の動作において失われている。

【 0 0 0 3 】

実質的に同一の弁アセンブリを備える大型2サイクルエンジンは、WO98/57048に開示されている。しかし、WO98/57048では、排気弁は、制御装置に連結されたポジションセンサーを備える。ポジションセンサーからの信号は、排気弁の動作の監視に使用されるが、排気弁の動作の制御には使用されない（位置のフィードバックおよび他の形態のフィードバック制御がない）。

【特許文献1】特開2004-084670号公報

【特許文献2】国際公開パンフレットWO98/57048

【発明の開示】

【 0 0 0 4 】

このような背景から、本発明の目的は、最初に言及した燃料効率が改善された大型2ストロークディーゼルエンジンを提供することにある。

【 0 0 0 5 】

前記目的は、請求項1に基づいて、排気弁アセンブリを備えるクロスヘッド型大型2ストロークディーゼルエンジンであって、前記アセンブリは、閉鎖位置と開放位置との間を往復しうる排気弁と、前記排気弁に対して作用しうるように連結され、前記排気弁および前記排気弁と同調して動くあらゆる他の部分の質量（mass）とともにマススプリングシステム（mass-spring system）を形成し、前記排気弁が前記閉鎖位置と前記開放位置との間を前後に往復する間に前記排気弁の次の反対方向への運動のためのエネルギーを蓄える、複動式ばねアセンブリ（double acting spring assembly）と、前記排気弁の位置を示す信号を提供するポジションセンサーと、前記ポジションセンサーから信号を受信する制御装置と、前記制御装置からの命令で、前記排気弁を閉鎖位置および開放位置に保持するための油圧手段とを備え、前記排気弁を閉鎖位置および開放位置に保持するための油圧手段とを備え、前記制御装置は、前記ポジションセンサーからの信号に応答して、前記排気弁を要求されるどんな開口度においても停止させ、意図した位置に正確に保持するように、前記油圧手段に命令するように構成される、大型2ストロークディーゼルエンジンを提供することによって達成される。

【 0 0 0 6 】

前記制御装置によって柔軟に制御することができるときに、前記制御装置によって解放された後に、前記排気弁およびそれらと同調して動く他の部品は、主に前記複動式ばねアセンブリ内に貯蔵されたポテンシャルエネルギーによって動かされ、実質的に妨害されずに前記閉鎖位置から前記開放位置まで振り動かされる。戻り行程のためのエネルギーは、前記排気弁が前記開放位置に向かって減速しているときに前記複動式ばねアセンブリに貯蔵される。したがって、排気弁を動かし続けるには、摩擦および流動抵抗によって失われたエネルギーだけを再供給すればよい。これは、CN1485530（中国出願）、JP2004-084670（日本出願）、KR2004-20003（韓国出願）に開示された弁アセンブリと比較して、著しくエネルギーを節約する。前記ポジションセンサーからの信号を経て、前記排気弁は、任意の位置において前記制御装置の命令下で、正確に前記排気弁を保持するための前記油圧手段によって停止させることができ、それによって、前記排気弁の並進動作の精度が向上する。

【 0 0 0 7 】

本発明の別の目的は、燃料効率が改善されたクロスヘッド型大型2ストロークディーゼルエンジンを提供することにある。

【 0 0 0 8 】

前記目的は、排気弁アセンブリを備えるクロスヘッド型大型2ストロークディーゼルエンジンであって、前記アセンブリは、閉鎖位置と開放位置との間を移動可能である排気弁と、排気弁に対して作用しうるように連結され、前記排気弁および前記排気弁と同調して動くあらゆる他の部分の質量とともにマススプリングシステムを形成し、前記排気弁が前記閉鎖位置と前記開放位置との間を前後に往復する間に前記排気弁の次の反対方向への運動のためのエネルギーを蓄える複動式ばねアセンブリと、前記排気弁の位置を示す信号を

提供するポジションセンサーと、前記ポジションセンサーから信号を受信する制御装置であって、前記ポジションセンサーからの信号に基づいて、前記アセンブリ内のエネルギーの散逸を補うために前記排気弁に追加する追加エネルギーの量を決定するように構成された制御装置と、前記排気弁を前記閉鎖位置および前記開放位置に保持するための手段と、前記複動式ばねアセンブリが前記排気弁を前記開放位置の方へ動かすことができるように、前記閉鎖位置に保持された前記排気弁を解放するための手段と、前記複動式ばねアセンブリが前記排気弁を前記閉鎖位置の方へ動かすことができるように、前記開放位置に保持された前記排気弁を解放するための手段と、前記アセンブリ内のエネルギーの散逸を補うために、前記制御装置からの命令で、前記排気弁に所定の量の追加エネルギーを供給するための油圧手段と、を備える大型２ストロークディーゼルエンジンを提供することによって、請求項16に基づいて達成される。

【0009】

前記油圧手段によって、追加エネルギーを、前記エンジンの動作条件の変化のような状況に従って変化させることができる、効率的かつ柔軟な方法で供給することができる。前記制御装置は、前記システムに供給すべき追加エネルギーの所要量を決定するために、ポジションセンサーからの信号および状況に応じて他のパラメータを使用するように構成され、また、前記追加エネルギーを供給するための油圧手段に所定の量の油圧エネルギーを送るように命令するように構成することが可能である。

【0010】

また、前記制御装置は、前記エンジンの作動パラメータに基づいて、予め決定するか、または前記制御装置によって決定することが可能な、初期のエネルギー量を提供するように前記追加エネルギーを供給するための油圧手段に命令するように構成することも可能である。

【0011】

前記制御装置は、前記追加エネルギーを供給するための油圧手段に、ある量の追加エネルギーを送るように命令するか、または前記保持するための油圧手段に、前記排気弁を減速するように命令することによって、前記排気弁の実際の速度と予想された速度との間の偏差を補正するように構成することが可能である。

【0012】

前記制御装置は、前記ポジションセンサーからの信号および状況に応じて他のパラメータを使用して、前記排気弁が、弁座を行過ぎるか、または到達が早すぎる可能性があることを判断するように構成され、また、前記排気弁が過度の速度によって弁座を行過ぎるか、または衝突する前に、前記保持するための油圧手段に命令して排気弁を減速するように構成することが可能である。

【0013】

本発明の別の目的は、燃料効率が改善されたクロスヘッド型大型２ストロークディーゼルエンジンを提供することにある。

【0014】

前記目的は、請求項26に基づいて、公称最大連続定格におけるエンジン速度 R_m （回転数/分）を有するクロスヘッド型大型２ストロークディーゼルエンジンであって、閉鎖位置と開放位置との間を移動可能である排気弁と、排気弁に対して作用するように連結され、前記排気弁および前記排気弁と同調して動くあらゆる他の部分の質量とともにマススプリングシステムを形成し、前記排気弁が前記閉鎖位置と前記開放位置との間を前後に往復する間に前記排気弁の次の反対方向への運動のためのエネルギーを蓄える複動式ばねアセンブリと、前記排気弁を閉鎖位置および開放位置に保持するための手段と、前記複動式ばねアセンブリが前記排気弁を前記開放位置の方へ動かすことができるように、前記閉鎖位置に保持された前記排気弁を解放するための手段と、前記複動式ばねアセンブリが前記排気弁を前記閉鎖位置の方へ動かすことができるように、前記開放位置に保持された前記排気弁を解放するための手段と、前記アセンブリ内のエネルギーの散逸を補うために、前記排気弁に追加エネルギーを供給するための油圧手段と、を備える排気弁アセンブリを有し

、前記複動式ばねアセンブリ(40)は、排気弁(11)に対して作用しうるように連結された複動式エアピストン(41)を有し、前記マ簧システムは、 R_m の1乃至64倍の範囲の固有振動数を有することを特徴する、大型2ストロークディーゼルエンジンを提供することによって達成される。

【0015】

前記固有振動数は、前記排気弁を一方の端部位置から他方に動かす速度および加速度を決定する。前記固有振動数が、 R_m の1乃至64倍の範囲内にあるとき、前記弁は、前記燃焼室内の排気ガスの十分かつタイムリな排出を提供するに十分迅速に開閉する。

【0016】

前記複動式ばねアセンブリは、ガス状媒体の圧縮を使用して、前記排気弁およびそれらと同調して動く他の部品の運動エネルギーをポテンシャルエネルギーに変換することが可能である。前記固有振動数は、前記複動式スプリングアセンブリ内の前記ガス状媒体のベース圧に影響を受ける可能性がある。固有振動数は、ベース圧を適応させることによって調整することが可能である。

【0017】

本発明の更なる目的は、燃料効率が改善されたクロスヘッド型大型2ストロークディーゼルエンジンを提供することにある。

【0018】

前記目的は、請求項30に基づいて、エンジン速度 R (回転数/分)を有するクロスヘッド型大型2ストロークディーゼルエンジンであって、閉鎖位置と開放位置との間を移動可能である排気弁と、排気弁に対して作用しうるように連結され、前記排気弁および前記排気弁と同調して動くあらゆる他の部分の質量とともにマ簧システムを形成し、前記排気弁が前記閉鎖位置と前記開放位置との間を前後に往復する間に前記排気弁の次の反方向への運動のためのエネルギーを蓄える複動式ばねアセンブリと、閉鎖位置および開放位置に排気弁を保持するための手段と、前記複動式ばねアセンブリが前記排気弁を前記開放位置の方へ動かすことができるように、前記閉鎖位置に保持された前記排気弁を解放するための手段と、前記複動式ばねアセンブリが前記排気弁を前記閉鎖位置の方へ動かすことができるように、前記開放位置に保持された前記排気弁を解放するための手段と、前記アセンブリのエネルギーの散逸を補うために、前記排気弁に追加エネルギーを供給するための油圧手段と、を備える排気弁アセンブリを有し、前記複動式ばねアセンブリは、前記排気弁を動かすために、ガス状媒体をベース圧から高圧に圧縮してエネルギーを蓄え、前記ガス状媒体を前記高圧から前記ベース圧まで膨張させるタイプのものであり、前記マ簧システムの固有振動数の望ましい値を決定するように構成され、それに応じて、前記複動式ばねアセンブリ内の前記ガス状媒体の前記ベース圧を制御および調整するように構成された、制御装置と、を備える大型2ストロークディーゼルエンジンを提供することによって達成される。

【0019】

前記制御装置は、前記動作条件に従って、前記固有振動数を適正レベルに調整することができる。低運転速度において、前記固有振動数を低下させて、メカニカルおよび油圧システムへの荷重を低減し、前記排気弁アセンブリ内に散逸するエネルギーの量を減じることができる。

【0020】

前記制御装置は、実際のエンジン速度の関数として、前記所望の固有振動数を決定することができる。前記制御装置は、前記実際のエンジン速度 R の2乃至10倍の範囲内にあるように前記固有振動数を決定することもできる。

【0021】

本発明の更なる目的は、油圧エネルギーをほとんど使用せず、構造が改善されたクロスヘッド型大型2ストロークディーゼルエンジンを提供することにある。

【0022】

前記目的は、請求項39に基づいて、クロスヘッド型大型2ストロークディーゼルエンジ

ンであって、弁ハウジングと、閉鎖位置と開放位置との間を移動可能である排気弁（11）と、前記排気弁のステムの上に取り付けられたピストンを含み、前記排気弁および前記排気弁と同調して動くあらゆる他の部分の質量とともにマススプリングシステムを形成する複動式空気ばねアセンブリと、を備える排気弁アセンブリを有し、前記ピストンと前記排気弁の前記ステムとの間の連結は、相対して配置された2つのウェッジ（wedge）を備える単一のジョイントによって形成される、大型2ストロークディーゼルエンジンを提供することによって達成される。

【0023】

単一のジョイントを使用することによって、前記ばねピストンの弁軸への載置手順を単純にし、前記弁アセンブリの構築高さを低く保つことができる。

【0024】

前記ウェッジは、ウェッジリングまたはウェッジ軸受筒によって形成することが可能である。

【0025】

前記排気弁アセンブリは、前記ばねピストンに面する前記弁ステムの上に配置されたフランジを備えることが可能である。

【0026】

前記ウェッジリングのうちの1つを、前記ばねピストン内に配置された円錐状コレット穴内で受け、他の前記ウェッジリングを、前記フランジ内に配置された円錐状コレット穴内で受け、前記フランジは、前記ばねピストンに密接され、それによって、前記相対して配置されたウェッジリングは、それらのコレット穴のそれぞれに動かされ、前記弁ステムの外周に放射状に密接され、それによって、前記ばねピストンおよび前記フランジを前記弁ステムに固定することが可能である。

【0027】

前記フランジは、前記フランジを通して組み付けられた張力ボルトによって、前記ばねピストンに密接させることが可能である。

【0028】

前記排気弁を前記閉鎖方向に付勢する前記油圧ピストンシリンダ機構の前記油圧ピストンは、前記排気弁の前記ステムの周囲に配置されたリングピストンとすることができる。

【0029】

前記リングピストンは、前記ばねピストンに連結されたスリーブによって形成することができる。前記スリーブは、弁頭部の方へ導かれ、前記ばねピストンと一体とすることが可能である。

【0030】

前記油圧ピストン・シリンダを出入りする油圧油の流れを制御するための油圧弁ブロックは、前記弁ハウジングに直接取り付けることが可能である。

【0031】

前記排気弁アセンブリは、強磁性材料の先細スリーブを備えるポジションセンサーをさらに含むことが可能である。前記先細スリーブは、プッシュの一体部分とすることが可能である。

【0032】

本発明の更なる目的は、油圧エネルギーをほとんど使用せず、安全性の側面が改善されたクロスヘッド型大型2ストロークディーゼルエンジンを提供することにある。

【0033】

前記目的は、請求項57に基づいて、排気弁アセンブリを有するクロスヘッド型大型2ストロークディーゼルエンジンであって、閉鎖位置と開放位置との間を往復しうる排気弁と、排気弁に対して作用しうるように連結され、前記排気弁および前記排気弁と同調して動くあらゆる他の部分の質量とともにマススプリングシステムを形成し、前記排気弁が前記閉鎖位置と前記開放位置との間を前後に往復する間に前記排気弁の次の反対方向への運動のためのエネルギーを蓄えるための2つのばね室を含む、複動式ばねアセンブリと、前記

制御装置からの命令で前記排気弁を保持するための油圧手段と、油圧が下がるか、または既定閾を下回ったときに、前記排気弁が自動的に前記閉鎖位置をとるように、油圧が下がったときに前記排気弁を開放方向に付勢する前記ばね室を真空にするための手段と、を備える排気弁アセンブリを有する、大型２ストロークディーゼルエンジン大型２ストロークディーゼルエンジンを提供することによって達成される。

【 0 0 3 4 】

前記真空にするための手段は、前記ばね室内の空気圧による弾性手段によって開放位置に付勢され、油圧によって閉鎖位置に付勢される逃がし弁を備え、油圧が下がるか、または既定閾を下回ったときに、前記弾性手段または前記空気圧が、前記逃がし弁を前記開放位置に付勢することが可能である。

【 0 0 3 5 】

本発明の別の目的は、排気弁アセンブリが改善されたクロスヘッド型大型２ストロークディーゼルエンジンを提供することにある。前記目的は、請求項58に基づいて、排気弁アセンブリを有するクロスヘッド型大型２ストロークディーゼルエンジンであって、閉鎖位置と開放位置との間を移動可能である排気弁と、排気弁に対して作用するように連結され、前記排気弁および前記排気弁と同調して動くあらゆる他の部分の質量とともにマススプリングシステムを形成し、前記排気弁が前記閉鎖位置と前記開放位置との間を前後に往復する間に前記排気弁の次の反対方向への運動のためのエネルギーを、相対して作動する２つのばね室に蓄える複動式ばねアセンブリと、前記排気弁を閉鎖位置および開放位置に保持するための手段と、前記複動式ばねアセンブリが前記排気弁を前記開放位置の方へ動かすことができるように、前記閉鎖位置に保持された前記排気弁を解放するための手段と、前記複動式ばねアセンブリが前記排気弁を前記閉鎖位置の方へ動かすことができるように、前記開放位置に保持された前記排気弁を解放するための手段と、前記アセンブリのエネルギーの散逸を補うために、前記排気弁に追加エネルギーを供給するための油圧手段と、を備える排気弁アセンブリを有し、前記複動式ばねアセンブリは、前記排気弁が前記開放位置にあるときに前記排気弁を前記閉鎖位置に付勢するばね室よりも、前記排気弁が前記閉鎖位置にあるときに前記排気弁を前記開放位置に付勢するばね室の方に、より高い量のエネルギーを貯蔵するように構成される、大型２ストロークディーゼルエンジンを提供することによって達成される。このエンジンはさらに、前記追加エネルギーを供給するための油圧手段(50)および前記複動式ばねアセンブリに組み合わされるコントローラを有し、このコントローラ(27)は、前記排気弁(11)に供給されるべき追加の油圧エネルギーの量を最小にするように、対向する前記２つのばね室のエネルギーの差を制御するように構成される。

【 0 0 3 6 】

排気弁を前記閉鎖位置に付勢する前記ばね室よりも、排気弁を前記開放位置に付勢するばね室の方が多くのエネルギーを貯蔵できるようにすることによって、前記排気弁の開放行程中に、前記燃焼室内のガス圧に打ち勝つに必要な更なる力が補われる。したがって、前記開放行程に利用可能な貯蔵されたエネルギーの量、および前記閉鎖行程に利用可能な貯蔵されたエネルギーの量は、どちらも実際の必要量に近くなるように構成することができ、それによって、前記油圧手段で前記排気弁に追加する必要がある追加エネルギーの量が最小限に抑えられ、また、前記排気弁が、前記両行程中に過度のエネルギーを供給されるリスクが最小限に抑えられ、それによって、それぞれの行程の終了時に、前記排気弁を緩衝させる必要性が減じられる。本手段がなければ、前記閉鎖行程中に供給される追加エネルギーの量よりも、前記開放行程中に供給される追加エネルギーの量の方が著しく多くなる。

【 0 0 3 7 】

前記複動式ばねアセンブリは、ピストンの両側に配置された圧力室を有するシリンダ内に配置された前記ピストンを備えることが好ましい。

【 0 0 3 8 】

前記複動式ばねアセンブリは、前記排気弁を動かすために、ガス状媒体をベース圧から

高圧に圧縮してエネルギーを蓄え、前記ガス状媒体を前記高圧から前記ベース圧まで膨張させるタイプとすることができ、前記排気弁を開放方向に付勢する前記ばね室へのベース圧は、前記排気弁を閉鎖方向に付勢するばね室内のベース圧よりも高い。

【0039】

前記大型2ストロークディーゼルエンジンは、前記エンジンの動作条件に基づいて、および/または前記排気弁の測定された位置および/または速度に基づいて、前記ばね室内のベース圧の所望の差を決定するように構成された制御装置を備えることが好ましい。

【0040】

前記排気弁の開放行程および閉鎖行程で得られるエネルギーの差は、前記ばねピストンの片側の有効領域が、前記ばねピストンの他の側の有効領域とは異なることによっても得ることが可能である。

【0041】

本発明の別の目的は、電子制御の排気弁作動システムアセンブリが改善されたクロスヘッド型大型2ストロークディーゼルエンジンを提供することにある。前記目的は、請求項70に基づいて、クロスヘッド型大型2ストロークディーゼルエンジンであって、閉鎖位置と開放位置との間を移動可能である排気弁と、排気弁に対して作用するように連結され、前記排気弁および前記排気弁と同調して動くあらゆる他の部分の質量とともにマススプリングシステムを形成し、前記排気弁が前記閉鎖位置と前記開放位置との間を前後に往復する間に前記排気弁の次の反対方向への運動のためのエネルギーを、相対して作動する2つのばね室に蓄える複動式ばねアセンブリと、前記排気弁を前記閉鎖位置および前記開放位置に保持し、また前記排気弁に追加エネルギーを供給して、前記アセンブリ内のエネルギーの散逸を補うための、油圧ピストンおよびシリンダ手段と、を備える排気弁アセンブリを有し、前記油圧ピストンおよびシリンダ手段は、高圧油供給源と選択的に連通し、1つ以上の動的に制御された弁部材を経て低圧吐出する、1つ以上の圧力室を備える、大型2ストロークディーゼルエンジンを提供することによって達成される。

【0042】

本発明による大型2ストロークディーゼルエンジンの更なる目的、機能、利点、および特性は、詳細な説明によって明らかになる。

【詳細な説明】

【0043】

本説明の以下の詳細部分において、図面に示される例示的な実施態様を参照して、本発明をさらに詳細に説明する。

【0044】

図1は、本発明によるエンジン1の図である。本エンジンは、低速2サイクルクロスヘッドディーゼルエンジンであり、船舶の推進エンジンまたは発電所の原動機とすることが可能である。これらのエンジンは、一般に直列で6乃至16シリンダである。エンジンは、クランク軸3のための主軸受を備える台板2から組み立てられる。台板は、利用可能な生産設備に従って、好適なサイズの部分に分割される。台板には、溶接設計のA形クランクケースフレーム4が載置される。シリンダフレーム5は、クランクケースフレーム4の上部に載置される。控えボルト（図示せず）は、台板をシリンダフレームに連結し、構造物を互いに保持する。シリンダ6は、シリンダフレーム5によって担持される。排気弁アセンブリ18は、各シリンダ6上に載置される。シリンダフレーム5は、排出受信器17、ターボチャージャー10、および掃気受9も担持する。

【0045】

図1Aは、エンジン出力および速度のレイアウト図である。前記図は、4つのレイアウト点L1、L2、L3、およびL4を含む。L1は、100%のエンジン出力および100%のエンジン速度 R_m での、公称最大連続定格（公称MCR）を示す。大型2ストロークディーゼルエンジンの100%のエンジン速度（ R_m ）は、一般的に、76RPM（シリンダ内径が最大1080mmの、最も大きなタイプの場合）乃至250RPM（シリンダ内径が260mmまでの、より小さなタイプの場合）の範囲である。エンジン出力は、100,000kW（最も大きなタイプの場合）から1,600kW（より

小さなタイプの場合)までさまざまである。L2は、最大エンジン速度での最小エンジン出力を示し、L3は、最小エンジン速度での最大エンジン出力を示し、L4は、最小エンジン速度での最小エンジン出力を示す。

【0046】

図2は、内燃機関のシリンダ6の詳細図である。シリンダ6は単流型であり、エアボックス8内に位置する掃気口7を有し、エアボックスには、掃気受9(図1)からターボチャージャ10(図1)で加圧された掃気が供給される。クロスヘッド(図示せず)は、ピストン棒14をクランク(図示せず)を経てクランク軸3に連結する(図1)。

【0047】

排気弁11は、シリンダカバー12内のシリンダ上部中央に載置される。膨張行程の終わりに、エンジンのピストン13が掃気口7を過ぎて下行する前に排気弁11が開くことによって、ピストン13の上の燃焼室15内の燃焼ガスが、排気受17に開口する排気流路16を通過して流出し、燃焼室15内の圧力が軽減される。排気弁11は、ピストン13が上向きに動く間に、例えば、以降の燃焼に所望の有効な圧縮比に依存することが可能である調整可能なモーメントで、再び閉じる。弁11の耐久性および利点、燃焼室内の状態の正確な制御、それによるエンジンの効率を考慮して、排気弁11を極めて正確に制御すると有利である。

【0048】

排気弁11は、空気ばねおよび油圧ピストンシリンダアセンブリを含む排気弁アセンブリ18によって開閉される。弁ブロックは、排気弁アセンブリ18のハウジングに直接載置される。弁ブロックは、ライン30を経た制御コンピュータ27の命令の下で、排気弁アセンブリを出入りする油圧油の流れを制御する制御弁60を含む。制御コンピュータ27は、ライン28を経てフィードバックおよび他の信号を受信する。油圧油は、弁ブロック上の吸気ポートと、コンソール23によって支持されるディストリビュータブロック22の上面のポートとを連結する、圧力導管21を介して供給される。戻り導管20は、弁ブロック上の排出口を、ディストリビュータブロック22の上面の戻りポートに連結する。ディストリビュータブロック22は、高圧油圧油の供給源およびタンク(図2には示さず)に連結される。

【0049】

シリンダ6のそれぞれは、環状導管(図示せず)によって連結される、2つまたは3つの燃料噴射器24(1つだけ図示する)を備える。燃料は、ディストリビュータブロック22から燃料噴射器24へ、供給導管25を介して供給される。燃料噴射器24は、戻り導管19を経て、ディストリビュータブロック22上の戻りポートに連結される。

【0050】

図3は、本発明の一実施態様による、排気弁アセンブリ18のダイアグラムの表現の図である。排気弁11は、弁頭部31が弁座32と当接する閉鎖位置と開放位置との間を動かすことができる。排気弁11の開度は、例えば動作条件に基づいて変化させることが可能である。複動式空気ばね40は、弁ステム33に固定されたばねピストン41によって、排気弁に対して作用するように連結される。複動式空気ばね40は、2つのばね室42および43を備える。ばね室42は、排気弁11が閉鎖位置に動くときに圧縮され、ばね室43は、排気弁11が開放位置に動くときに圧縮される。ばね室42および43は、ポテンシャルエネルギーのアクムレータとして機能する。ばね室42が圧縮されたとき、その中に蓄えられたポテンシャルエネルギーは、開放方向に排気弁11を動かすことができる。ばね室43が圧縮されたとき、その中に蓄えられたエネルギーは、閉鎖方向に排気弁11を動かすことができる。排気弁11が実質的に閉鎖位置と開放位置との中間にあるとき、図3に示されるように、2つのばね室42および43内の圧力は実質的に等しく、複動式空気ばね40は、この位置では、事実上いかなる力も排気弁11に付加しない。空気ばね40は、それぞればねピストン(図示せず)備えた2つの別個のシリンダによって交互に形成することができる。

【0051】

空気ばね40は、排気弁11の質量および、排気弁11と同調して動くあらゆる部分の質量と組み合わせて、ばねピストン41のような、マススプリングシステムを形成する。マススプリングシステムは、動作を始めると、主に、複動式ガスばね40のばね室42および43内に貯

蔵およびそこから解放されるエネルギーを使用して、閉鎖位置と開放位置との間を往復することができる。排気弁11およびそれと同調して動く他の部分の運動エネルギーは、ガスばね40のばね室においてポテンシャルエネルギーに変換され、その逆も同様である。排気弁11が閉鎖位置と開放位置との間を往復し続けるように、すなわち、往復動作を緩衝しないように、摩擦および粘性散逸によって失われたエネルギーだけが補充される。

【0052】

複動式油圧シリンダ50は、弁システム33にも連結される。油圧シリンダ50は、弁システム33に固定された複動式ピストン51を含む。複動式ピストン51は、油圧シリンダを圧力室52および圧力室53に分割する。別様には、排気弁11を、1つの複動式シリンダの代わりに、2つの別個の油圧シリンダに連結することができる（以下に詳述する）。

【0053】

圧力室52は、導管66を経て制御弁60のポートAに連結される。圧力室53は、導管67を経て制御弁60のポートBに連結される。制御弁60は、ポートPを経て、エンジンの共通の油圧レール（図示せず）、高圧ポンプ、またはポンプステーション（図示せず）のような、高圧油圧油の供給源に連結される。制御弁60は、ポートTおよび逆止弁72を含む導管71を経て、油圧油貯蔵部またはタンク73に連結される。

【0054】

圧力室52が加圧されると、排気弁11を開放方向に付勢し、圧力室53が加圧されると、排気弁11を閉鎖方向に付勢する。圧力室52および53の加圧は、制御コンピュータ27からの命令の下で、制御弁60によって制御される（図2）。正確な動作については、以下に詳述する。基本的には、排気弁11の往復動作を保持するために、粘性散逸および摩擦によって失われたエネルギーだけが、複動式油圧シリンダ50を経て供給される。

【0055】

クロスヘッド型大型2ストロークディーゼルエンジンで使用する場合、排気弁11は、エンジンサイクルのある部分の間は閉鎖し、エンジンサイクルの別の部分の間は開放したままに、すなわち、排気弁11が開放位置と閉鎖位置との間を自由に往復できないようにしなければならない。排気弁11の往復動作は、正弦波の頂部または底部、すなわち閉鎖位置および開放位置で停止させることができ、著しくエネルギーを損なわずにその場に留めておくことができる。後に排気弁11が解放されるとき、それぞれのばね室42および43内のポテンシャルエネルギーは、排気弁11内の運動エネルギーに変換され、往復動作が継続する。停止していたとしても、排気弁11の往復動作は、排気弁11の速度プロファイルを決定する固有振動数によって特徴付けることができる。

【0056】

排気弁11が、開放位置から閉鎖位置、またその逆に十分に迅速に動けるようにしなければならない。可変固有振動数を有するシステムでは、ヘルツで表されるマススプリングシステムの固有振動数は、常に、毎分の回転数（RPM）で表される実際のクランク軸速度Rの少なくとも2乃至10倍に等しいことが必要である。マススプリングシステムが一定の固有振動数で動作する場合、この一定の固有振動数は、エンジンの公称最大連続定格での毎分の回転数（RPM）におけるクランク軸速度 R_m に等しくなければならない、 R_m の2乃至60倍の範囲であることが好ましい。

【0057】

排気弁11の往復動作は、複動式油圧シリンダ50によって、2つの末端位置のうちのいずれかで停止される。図3において、制御弁60は、6位置四方弁として例示される。また、他の弁機構によって同じ油圧接続を形成して、追加エネルギーを排気弁11の往復動作に供給して排気弁11の閉鎖位置および解放位置での停止させることができる、油圧制御システムを得ることもできる。

【0058】

油圧制御弁60は、排気弁11の制御に有用なパターンで、ポートA、B、P、およびTの間の接続を確立および終了するように動作する。油圧制御システムのモードをリストすることによってこれらのパターンを図3に示す。

【 0 0 5 9 】

モード1：ポートAはポートTに連結され、ポートPはポートBに連結される。このモードでは、加圧流体が圧力室53に至り、圧力室52はタンクまたはドレインに連結される。このモードは、排気弁の閉鎖位置での停止に使用され、ばね室42内に貯蔵されたポテンシャルエネルギーは解放されない。また、このモードは、排気弁11の強制閉鎖、および閉鎖行程中の排気弁11への追加エネルギーの供給に使用することもできる。

【 0 0 6 0 】

モード2：ポートPはポートAに連結され、ポートBはポートTに連結される。このモードでは、加圧流体が圧力室52に至り、圧力室53はタンクまたはドレインに連結される。このモードは、（必要に応じて）排気弁11の強制開放、および開放行程中の排気弁への追加エネルギーの供給に使用することができる。

【 0 0 6 1 】

モード3：ポートAおよびBは、両方ともポートTに連結される。圧力室52および53は、互いにタンクに連結される。これによって、流体は、圧力室52から圧力室53およびその逆に流れることができる。逆止弁72は、この効果を支援する。このモードを使用することによって、排気弁11は、ばね室42内のポテンシャルエネルギーによって駆動されて、閉鎖位置から開放位置に自由に動くことができ、ばね室43内のポテンシャルエネルギーによって駆動されて、開放位置から閉鎖位置に動くことができる。このモードでは、排気弁の動作は実質的に妨害されず、複動式油圧シリンダ50によって支援されず、また、このモードでは、排気弁11は、実質的に自由に往復するマススプリングシステムとして作用する。

【 0 0 6 2 】

モード4a：全てのポートが閉じられ、それによって、圧力室52および53の両方の油圧油を閉じ込めて、複動式油圧ピストン51が動作しないようにする。

【 0 0 6 3 】

モード4b：ポートAおよびTは閉鎖される。ポートPはポートBへ連結される。圧力室52内には油圧油が閉じ込められ、圧力室53内は高圧に保持される。

【 0 0 6 4 】

モード4c：ポートBおよびTは閉鎖される。ポートPはポートAへ連結される。圧力室53内には油圧油が閉じ込められ、圧力室52内は高圧に保持される。

【 0 0 6 5 】

モード4a、4b、または4cに入ると、排気弁11の動作は終了となる。特定のデザインでは、モード4a、4b、または4cのうちの1つだけあればよい。このモードを使用して、排気弁11を開放位置または他の所望の地点に停止させる。どのモードを使用するかは、油圧システムの構成に依存する。

【 0 0 6 6 】

制御弁60は、それぞれのモード間の転移が、少ない流量の調節でスムーズに行えるように、比例弁であることが好ましく、それによって、急激な質量の制動および流体衝撃作用によるシステム内の圧力ピークを最小限に抑える。それによって、高い加速力による機械的負荷も減じられる。

【 0 0 6 7 】

図4は、制御弁60の一実施態様をより詳細に示した図である。本実施態様では、制御弁60は、図4の右側の弁の記号的表現によって示される内部接続を有するスプール弁である。制御弁は、主スプール62が配置されたハウジング61と、電動のパイロット弁63、電子調整器64、および線形位置トランスミッタ65とを含む。調整器64は、制御コンピュータ27から命令信号を受信し、線形位置トランスミッタからフィードバックスプール位置信号を受信する。調整器64は、公知の閉ループ様態でスプール62の位置を制御する。

【 0 0 6 8 】

図5は制御弁60の別の実施態様を示す図であり、ポートAおよびBを置き換えている。この弁の他の全ての機能は、図4に示される実施態様と同等であり、この弁は、図4の制御弁と同じ記号的表現を有する。

【 0 0 6 9 】

油圧制御システムは、図3に示されるように、単一の油圧弁で構成するか、1つ以上の油圧弁の組み合わせ、場合によっては1つ以上の逆止め弁との組み合わせによって形成することも可能である。

【 0 0 7 0 】

当該の実施態様の例には、図6に示される、2位置三方弁60Aおよび3位置3方弁60Bを組み合わせたものがある。比例三方弁60Bは、制御装置27によって制御され、開閉をスムーズに行い、油圧油の圧力の急激な変化によって生じる"水撃作用"および他の損傷を回避する。本実施態様によるシステムには、動作モード4Bおよび4Bがない。排気弁をモード4Cの位置に保持することができる。三方弁60Aは、開閉型弁を導入することが可能であるように、比例弁とすることができるが、この弁については、液体衝撃作用はそれほど重要ではない。それでも、圧力室52および53を出入りする液体の流れを制御する本実施態様および他の実施態様における弁部材は、最適な制御に対する所望の精度および速度を受動的要素によって得ることが困難であるので、サーボ弁のような能動的要素である。

【 0 0 7 1 】

低圧供給源75は、動作中に、システムを常に満たし続ける。

【 0 0 7 2 】

図6bは、1つのエンジンサイクルに対する弁60A、60Bの開閉タイミングおよび得られる排気弁の動作プロファイルを示す図である。サイクルの開始時に、比例弁60Bは、圧力室53を高圧供給源に連結する位置にあり、サーボ弁60Aは圧力室52をタンク73に接続する位置にある。それによって、油圧ピストン機構50は、排気弁11を閉鎖方向に付勢するので、排気弁11を開放方向に付勢するばね室42内の圧力に反して、排気弁を閉鎖位置に保持する。エンジンサイクルにおいて、排気弁11を開放する必要がある時点で、制御装置27は、比例弁60Bに、圧力室53がタンク73に連結される位置まで動かすように信号を送信し、同時に、制御装置27は、サーボ弁60Aに、圧力室52が高圧供給源に連結される位置まで動かすように信号を送信する。したがって、排気弁11は、油圧ピストン機構50および複動式ばね機構によって付勢されて、開放方向に動かされる。油圧ピストン機構50の補助によって、排気弁11は、排気弁を閉鎖方向に付勢して開放方向に迅速に加速する燃焼室内の圧力に打ち勝つことができる。排気弁11が開放位置への方向のおよそ2/3動いたときに、制御装置は、サーボ弁60Aに信号を送信して、圧力室52をタンク73に連結する位置に短い時間で動かす。したがって、両方の圧力室がタンク73に連結され、ばね室43内の圧力が上昇し、排気弁を、排気弁11の開放位置の方へスムーズに減速させることができる。排気弁がその開放位置に到達したとき、制御装置は、サーボ弁60Aに、圧力室52が高圧供給源に連結される位置まで動かすように信号を送信し、同時に、制御装置は、比例弁60Bに、圧力室53が閉鎖される位置まで動かすように信号を送信する（この比例弁60Bの位置では、圧力室53を出入りする流れはない）。したがって、圧力室52が排気弁11を開放位置に付勢することによって、排気弁11がその開放位置に保持されるが、これは圧力室53の閉鎖によって妨げられる。故に、排気弁は、排気弁11を閉鎖方向に付勢するばね室43内の圧力に逆らって、開放位置に保持される。エンジンサイクルが排気弁11を閉じなければならない時点まで進んだとき、制御装置は、サーボ弁60Aに、圧力室52がタンク73に連結される位置まで動かすように信号を送信し、同時に、比例弁60Bに、比例弁が完全に開放されて圧力室53を高圧流体の供給源に連結する位置まで非常に迅速に動かすように信号を送信する。圧力室53におけるこの短い高圧出力パルスによって、排気弁は、圧力室53およびばね室43の両方の力の下で、その閉鎖動作に迅速に加速することができる。サーボ弁60Bは、非常に短い時間の間しか完全に開いた状態にならない。排気弁11が弁座32に接近しているとき、制御装置27は、比例弁60Bに、高圧流体の供給源から圧力室53への流れが絞られるように命令して、部分的にだけ開放する位置まで変更させる。これによって、排気弁11の弁頭部31は、弁座32上に柔軟に着座することができる。排気弁11がその弁座32に着座すると、制御装置は、排気弁が弁座に確実に保持され、システムが新しいエンジンサイクルの準備を整えるように、比例弁60Bに、完全な開放位置まで動かすように信号を送信する。サーボ弁60Aおよ

び60Bの開閉タイミング、および比例弁60Bの開放の延長は、排気弁の位置および速度を検出するセンサー（図6には示さず）からの位置および速度信号に基づいて、制御装置によって決定される。制御装置は、排気弁の実際の位置および速度と所定の望ましい値とを比較することによって、位置および速度信号に基づいて決定するか、または排気弁の物理的挙動をシミュレートする数学的モデルによって決定する、すなわち、制御装置は、プロファイルされた排気弁の所望の速度を得るのに必要な追加エネルギーの量を計算する。

【0073】

図7は、図4および5の実施態様よりも比較的単純なスプール構造を備える、油圧システムの別の実施態様を示す図である。本実施態様による制御弁60は、逆止弁68および69と組み合わせた5位置四方向スプール弁である。

【0074】

図8は、油圧制御弁およびシステムの別の好適な実施態様を示す図であって、実質的に図7の実施態様と同一であるが、逆止弁68および69がスプール弁に組み込まれる。

【0075】

図9は、図8の実施態様の制御弁60の機械的な概略およびその記号的表現を示す図である。図8および9の制御弁60を用いた完全なシステムを図10に示す。供給導管91は、圧力導管92および93へ分岐して、高圧空気供給源からの高圧空気をばね室42および43に供給する。供給導管91内の圧力は、一般的に3乃至10barの範囲であるベース圧に保持される。分岐92は、ばね室42に至り、逆止弁94および逃がし弁95を含む。分岐93は、ばね室43に至り、逆止弁96および逃がし弁97を含む。逆止弁94および96によって、それぞれのばね室42および43にベース圧の追加空気を供給して、動作中にばね室42および43から漏れたあらゆる空気を補うことができる。圧力逃がし弁95および97によって、ばね室42および43を、ばね室内の圧力が既定閾を越えたときに真空にすることができる。

【0076】

ポジションセンサー55は、排気弁11の位置を測定する。好適な実施態様では、ポジションセンサー55は、弁ステム33と同調して動く強磁性材料の円錐の要素と、排気弁アセンブリ18のハウジングに固定された固定ピックアップ要素57とを含む、渦電流センサーである。線形可変差動変圧器を含むセンサー類、または磁歪ロッドを含むセンサー類のような、他のタイプのセンサーを代わりに使用することができる。ポジションセンサー55の信号は、ライン28を経て制御コンピュータ27（制御装置）に送信される。

【0077】

本実施態様では、2つのオプションのストロークダンパー58および59の油圧エンドは、油圧シリンダ50内に含まれる。ストロークダンパー59のエンドは、開放行程中に排気弁が行過ぎた場合の損傷から排気弁11を保護する。ストロークダンパー58のエンドは、過度の速度によって弁座32の弁頭部31が激しく着座する場合の損傷から排気弁11を保護する。ストロークダンパー58のエンドは、自己調整タイプのものですることができる。

【0078】

制御コンピュータ27は、電気制御信号をライン30を経て制御弁60に提供する。油圧制御システムは図8の制御システムと同一であるが、空気放出弁82およびオリフィス83が追加されている。空気放出弁82は油圧システムを脱気する役目をし、オリフィス82によって、油圧制御システム内の油がリフレッシュされ、過熱や他の損傷環境を防ぐことができる。

【0079】

〔動作〕

図11を参照する。排気弁アセンブリ18の動作を詳述する。図11のチャートは、排気弁11の開閉動作に対する排気弁11の位置および制御弁60の位置を時間に対してプロットしたものであり、これはクランク軸3の1回転に1回生じる。チャートの開始時に、油圧制御弁60は、制御コンピュータ27によって位置"1"に保持され、排気弁11は、複動式油圧シリンダ50によって閉鎖位置に保持される。制御コンピュータ27は、クランク軸の実際の角度位置に基づいて、あるいはまた、周囲の圧力および温度などのような他のパラメータに基づいて、また、排気弁11を開放するときには、オペレータが選択したエンジンプログラム（燃

料節約プログラム、低排出プログラムなど)に従って、クランク軸速度(これらの信号を提供するセンサーは示さず)を決定する。制御コンピュータ27は、制御弁60に位置"5"まで動くように命令し、それによって加圧油を圧力室52に送り、圧力室53をタンクに連結する。したがって、複動式油圧ピストン50は、排気弁11を開放方向に付勢して、長さ"a"の出力パルスを提供する。出力パルスの長さは、クランク軸の角度位置および回転速度、および排気弁スピンドル33の位置および速度を含む、フィードバック信号に基づいて、制御コンピュータ27によって決定される。油圧供給ライン内の圧力を測定および使用して、出力パルス長"a"を微調整することも可能である。これらのフィードバック信号に基づいて、出力パルス長は制御コンピュータ27によって計算され、スピンドルを押す燃焼室内の加圧排気ガスの開放力に打ち勝つ必要はない。したがって、長さ"a"をエンジンの負荷に適応させて、必要な量の加圧油圧油だけを使用するようでき、故に、エネルギー消費が最小限に抑えられる。例えば、低負荷において、インパルス"a"は、空気ばね40の力が排気弁11を開放するに十分とする必要がなくなる。

【0080】

出力パルスが実行されたとき、制御コンピュータ27は、制御弁60が位置"4"をとるように命令し、それによって、マススプリングシステムは、妨害されずに開放位置のほうへ動かされる。

【0081】

長さ"b"の追加出力パルスは、排気弁11の開放行程中に、状況に応じて追加することができる。しかし、これはオプションであり、制御コンピュータ27が、フィードバック信号に基づいて、所望の開放高さに対して排気弁11の開放が急過ぎないように開放の傾斜を決定したときにのみ行われる。このオプションの出力パルスは、最小のエネルギー消費での排気弁11の全体的な性能に有用となりうる。オプションのパルス"b"の後に、排気弁のマススプリングシステムは、位置4に対して制御コンピュータ27によって命令された制御弁によって、妨害されない動作に戻る。

【0082】

排気弁11が完全な開放位置に接近しているとき、その速度は、排気弁およびそれと同調して動く質量の運動エネルギーが、ばね室43内のポテンシャルエネルギーに変換されるにつれて減少する。長さ"a"および"b"の出力パルスは、理想的な上昇高さからのあらゆる逸脱を補正する。

【0083】

位置および速度センサー55からの信号が、排気弁11が完全な開放位置に到達したことを示したとき、制御コンピュータ27は、制御弁60に位置"3"をとるように命令し、それによって、排気弁11が戻り行程を開始しないようする。油圧システム内の衝撃波を回避するために、制御コンピュータ27が排気弁11の行過ぎを検出したとき、制御弁60は緩やかに、すなわち、少量の絞りによって位置"3"まで動かされる。

【0084】

制御コンピュータ27は、クランク軸の角度位置および回転速度、他のパラメータ、およびエンジンオペレータの選択したプログラムに基づいて、いつ排気弁11を閉じるかを決定する。この時点で、制御コンピュータ27は、制御弁60に位置"2"をとるように命令し、ばね室43に貯蔵されたポテンシャルエネルギーは、排気弁11を閉鎖位置に動かす。

【0085】

排気弁が完全な閉鎖位置に到達する直前に、制御コンピュータは、制御弁60に位置"1"をとるように命令し、排気弁11に閉鎖パルスを提供する。制御コンピュータの入力に基づいて、閉鎖パルスがプロファイルされ、所望の閉鎖速度で排気弁11を閉鎖する。本実施態様では、ストローク緩衝装置58の油圧エンドによって、弁座32上の弁頭部31が柔軟に着座することができる。

【0086】

排気弁11が閉鎖位置に到達したとき、制御コンピュータ27は、制御弁60に位置"1"をとるように命令し、排気弁11を閉鎖したままにし、これによってサイクルを終える。

【 0 0 8 7 】

図12は、排気弁アセンブリ18の別の好適な実施態様を示す図である。本実施態様は、主に、マススプリングシステムの固有振動数を変化させることができるという点において、図9および図10の実施態様とは異なる。この点に関して、ばね室42および43内のベース圧は、所望の固有振動数に対応するレベルに調整される。制御コンピュータ27は、クランク軸3の回転速度に基づいて、および状況に応じて、オペレータによって選択された動作プログラムのような他のパラメータに基づいて、マススプリングシステムのための所望の固有振動数を決定する。上述のように、制御コンピュータ27は、一般的に、マススプリングシステムの固有振動数を、毎分の回転数(RPM)での実際のクランク軸の速度Rの2乃至10倍の範囲に保持する。

【 0 0 8 8 】

供給導管91は、圧力導管92および93へ分岐して、高圧空気供給源からの高圧空気をばね室42および43に供給する。供給導管91の圧力は、減圧弁90によって調整され、これは、圧力導管91内の実際の圧力を検出する圧力センサー99からの圧力フィードバック信号を用いて、制御コンピュータ27によって命令される。

【 0 0 8 9 】

圧力導管92は、ばね室42に至り、逆止弁94および圧力制御逃がし弁95'を含む。圧力導管93は、ばね室43に至り、逆止弁96および圧力制御逃がし弁97'を含む。制御コンピュータ27が固有振動数を増加させる必要があると判断したときに、逆止弁94および96によって、圧力室42および43に、圧力導管91内の調整された圧力で追加空気を供給して、ばね室42および43内の圧力を上昇させることができる。

【 0 0 9 0 】

逃がし弁95'および97'は、機械ばねでなく空気ピストンによってパイロット操作される。供給導管91内の制御された圧力は、空気ピストンに作用する。したがって、逃がし弁95'および97'の開放圧力は、供給導管91内の制御された圧力を増幅したものとなる。逃がし弁95'および97'の増幅率は、弁座および空気ピストンの領域の差異によって与えられ、ばね室42および43の圧縮比と実質的に等しくなるように選択される。圧力逃がし弁95'および97'によって、ばね室42および43は、制御コンピュータ27の命令の下で、供給導管91内の制御された圧力が低下したときにいくらかの空気を抜くことができる。

【 0 0 9 1 】

本実施態様では、減圧弁90(または圧力調整弁)は、ばね室42および43の両方に共通であるので、エンジン1は単一の減圧弁90しか必要としない。

【 0 0 9 2 】

図13は、2つの減圧弁90および90'を含む別の好適な実施態様を示す図であり、減圧弁90は、エンジンの全てのばね室42への空気流を調整し、減圧弁90'は、エンジンの全てのばね室43への空気流を調整する。本実施態様によって、上部および下部空気シリンダ内を異なる圧力にできる。本実施態様によって、上部ばね室42および下部ばね室43内を異なる圧力にできる。それによって、遊離振動の振幅に影響を与えることができる。例えば、上部ばね室42内の供給圧力を低下させることによって、排気弁11の自然な上昇高さを減じることができる。上昇高さを減じることによって、排気弁を動かすのに必要なエネルギーの量を、低エンジン負荷においてさらに減じることができる。図12および13を参照して示されるシステムによって、エンジンの運転中に、ばね室42および43内の空気圧を変えることにより空気ばねの特性を変化させることができる。

【 0 0 9 3 】

図14、15、および16は、排気弁アセンブリ18の好適な実施態様の機械的構造を詳細に示す図である。排気弁アセンブリ18は、3つの部分のハウジング101A、101b、および101Cを含む。下部ハウジング101Aは、弁座31と、排気流路16の第一の部分102と、弁ステム33を案内および密封するための軸受筒103とを含む。下部ハウジング101Aは、シリンダカバー12(図2)に取り付けられる。中間ハウジング101Bは、複動式ばねシリンダばね40および圧力室53の主要部分を含む。制御弁60は、制御弁60と圧力室52および53との間の作動油導管

の長さを最小限に抑えるために、中間ハウジング部101Bに直接載置される。上部ハウジング部101Cは、複動式空気シリンダ40の副部分および圧力室52を含む。ポジションセンサー55の固定ピックアップ要素57は、上部ハウジング部101C内に載置される。

【0094】

ばねピストン41は、ウェッジリング110をその中で受ける、上方に開口した円錐状コレット穴を備える(図16Z)。ウェッジリング110は、ウェッジ効果によってばねピストン41を弁ステム33に固定する。ウェッジ効果は、弁ステム33内の円周方向の溝112に適合する、ウェッジリング上の内部に突出した突出部によって増補される。すなわち、この構造は、ばねピストン41に付加される上方に向かう力に対する抵抗性に非常に適している。しかし、ばね室42内の圧縮空気は、ばねピストン41への下方に向かう大きな力を用いる。したがって、下方に向かうコレット穴によってばねピストン41に面するフランジ114は、ばねピストン41の上に配置される。内側への突出部を備える円周方向の溝113に係合するウェッジリング116は、コレット穴内で受ける。フランジ114は、フランジを介した組み付けられる複数の張力ボルト117によってばねピストン41に密接され、それによって、ウェッジリング110および114がそれぞれのコレット穴に動かされる。ウェッジリング110および114は、それによって、弁ステム33の周辺部に対して放射状に密接され、故に、弁ステムとの確実な係合が生じる。2つの相対して配置されたウェッジリング110および116によって、ばねピストン41乃至弁ステム33の接続は、下方および上方に向かう力の両方に耐えることができる。

【0095】

ばねピストン41は、下方へ延在するスリーブ47を含み、中間ハウジング部101B内の穴と密閉係合する。圧力室53は、穴の下に形成される。下方に延在するスリーブ47は、排気弁11が下方に動いたときに圧力室53に落ち込み、したがって、下方に延在するスリーブ47は、圧力室53が油圧油で加圧されたときに排気弁11を閉鎖方向に付勢する、油圧ピストン51"として作用する。

【0096】

油圧ピストン51'は、弁ステム33の上に配置される。油圧ピストン51'は、それによって圧力室52を形成する上部ハウジング部101C内の穴で受ける。図16Wに示されるように、すなわち、ストロークダンパー58の従来の自己調整油圧エンドは、油圧ピストン51'の上部に配置される。

【0097】

フランジ114は、上方へ延在するスリーブ115を含む。上方へ延在するスリーブ115は、強磁性材料の先細断面形状を有する円錐部56を含む。図16Xに示されるように、円錐部56は、排気弁ポジションセンサー55のピックアップ要素57と協働する。ピックアップ要素57は、強磁性体(この場合は、円錐部56)までの距離を測定する渦電流センサーを含む。

【0098】

図16Yは、ばね付勢ピストン126を含む安全弁125を示す図である。安全弁は、上部ばね室42を周囲環境に連結する通気導管124内に配置される。ピストン126は、油圧システムの圧力によってその閉鎖位置の方へ付勢される。内部の空気圧は、ピストン126をその開放位置に付勢する。油圧システムの圧力が標準値の範囲の中にあるとき、ピストン126は、空気圧からの力に打ち勝ち、その閉鎖位置をとる。故障または他の理由によって、油圧システムの圧力が低下した場合、空気圧付勢ピストン126は開放位置をとり、ばね室42内の空気が抜かれる。したがって、排気弁11は、油圧システムの圧力が低下するか、または既定閾を下回った場合に、閉鎖位置をとる。

【0099】

図17は、排気弁アセンブリ18の別の好適な実施態様を示す図である。本実施態様は、図16を参照して記述した実施態様と実質的に同じであり、次の点で異なる。フランジ114は、上方へ延在するスリーブを備えていない。ポジションセンサー55'は、磁歪ロッドセンサーである。内部に磁石を備えるテフロン(登録商標)リング(図示せず)は、弁ステム33の上部の凹部の内側に配置される。センサーロッド59は、上部ハウジング部101Cの上部

に取り付けられ、弁ステム33内の穴（図示せず）の内へ延在する。テフロン（登録商標）リングは、センサーロッド59に沿って接触せずに動く。センサー信号は、弁ステム33の位置（および算出速度）に対応する。動いている弁ステム内の油を満した穴にロッドが入ることによって生じる、あらゆる"ポンピング効果"は、穴の直径をロッドの直径に対して大きく設計することによって回避される。上部弁ステム33自体が油圧ピストン51'を形成し、ストロークダンパーの油圧エンドがなく、弁頭部32が過剰な速度で弁座31に当接しないようにする。ストロークの緩衝機能の結果は、制御コンピュータ27によって引き継がれる。この点に関して、弁頭部32が過剰な速度で弁座31に当接しそうであることを、制御コンピュータが、ポジションセンサー55'からのフィードバック信号に基づいて検出したときに、制御コンピュータ27は、圧力室52内の圧力を上昇させる。弁座31上の弁頭部32に許容される着座速度は、0.05m/s乃至0.4m/sの範囲である。

【0100】

図18は、排気弁アセンブリ18の別の実施態様を示す図である。本実施態様は、図16を参照して記述した実施態様と実質的に同じであり、次の点で異なる。ばねピストン41は、弁ステム33の細いまたは縮径部分に嵌め合わされ、弁ステムの標準直径部分への並進によって形成された肩部と当接する。ばねピストン41は、上方へ延在するスリーブ48を含む。油圧ピストン51は、細い弁ステム部にも嵌め合わされる。油圧ピストン51は複動式であり、油圧ピストン51の下面はスリーブ48の上面に載置される。油圧ピストン51は、上方へ延在するスリーブ54を含む。細い弁スピンドル部の上部と螺合するナット119は、スリーブ54の上部に配置され、細い弁スピンドル部を嵌め合わせる部分を密接させ、円錐部56は、弁ステム33の上部の一体部分である。

【0101】

図19は、排気弁アセンブリ18の別の実施態様を示す図である。本実施態様は、図16を参照して記述した実施態様と実質的に同じであり、次の点で異なる。油圧ピストン51は、複動式である。油圧ピストン51は、弁ステム33の細いまたは縮径部分に嵌め合わされ、弁ステム33の標準直径部分への並進によって形成された肩部と当接する。油圧ピストン51は、上方へ延在するスリーブ54を含む。ばねピストン41は、細い弁ステム部に嵌め合わされ、ばねピストン41の下面はスリーブ54の上面に載置される。細い弁スピンドル部の上部と螺合するナット119'は、ばねピストン41の上部に配置され、細い弁スピンドル部を嵌め合わせる部分を密接させ、円錐部56は、ナット119'の一体部分である。

【0102】

排気弁アセンブリ18の上述の実施態様によって、カム軸を用いずに、あらゆる負荷点において、また最小量のエネルギーしか必要としないさまざまな油圧供給圧力で、2ストロークディーゼルエンジン1の排気弁11を完全に制御することができる。排気弁の位置、油圧供給圧力、およびクランク軸の角度位置を測定することによって、制御コンピュータ27は、所要の量の加圧油圧油だけを追加するだけでよくなる。本発明は、例証のために詳述したが、当該の詳細は単にその目的のためのものであり、当業者には、本発明の範囲から逸脱することなく変更できると理解される。

【図面の簡単な説明】

【0103】

【図1】 シリンダカバーを備える2サイクルクロスヘッドエンジン内のシリンダの概略正面図である。

【図1A】 大型2ストロークディーゼルエンジンのレイアウト図である。

【図2】 図1に示されるエンジン内のシリンダの概略断面図である。

【図3】 本発明による排気弁アセンブリの主な機能を図形的に表現した図である。

【図4】 本発明とともに使用する制御弁の実施態様の断面図である。

【図5】 本発明とともに使用する制御弁の別の実施態様の断面図である。

【図6】 本発明による排気弁アセンブリの実施態様を図形的に表現した図である。

【図6a】 図6の排気弁アセンブリの弁の開閉タイミングを示すグラフである。

【図7】 本発明による排気弁アセンブリの別の実施態様を図形的に表現した図である。

【図 8】本発明による排気弁アセンブリのさらに別の実施態様を図形的に表現した図である。

【図 9】本発明とともに使用する制御弁のさらに別の実施態様の断面図である。

【図 10】本発明による排気弁アセンブリの実施態様のシステム図である。

【図 11】排気弁の動作に対する制御弁の位置を示す動作チャートである。

【図 12】本発明による排気弁アセンブリの更なる実施態様を図形的に表現した図である。

【図 13】本発明による排気弁アセンブリの別の実施態様を図形的に表現した図である。

【図 14】本発明による排気弁アセンブリの実施態様の断面図である。

【図 15】図 14 の詳細を示す図である。

【図 16】詳細をハイライトした図 14 の断面図である。

【図 17】本発明による排気弁アセンブリの別の実施態様の断面図である。

【図 18】本発明による排気弁アセンブリのさらに別の実施態様の断面図である。

【図 19】本発明による排気弁アセンブリの更なる実施態様の断面図である。