

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B1)

(11) 特許番号

特許第5708772号
(P5708772)

(45) 発行日 平成27年4月30日 (2015. 4. 30)

(24) 登録日 平成27年3月13日 (2015. 3. 13)

(51) Int. Cl.		F 1			
FO2D	15/04	(2006.01)	FO2D	15/04	D
FO2B	75/04	(2006.01)	FO2B	75/04	
FO2F	1/18	(2006.01)	FO2F	1/18	A
F16D	41/08	(2006.01)	FO2F	1/18	B
			F16D	41/08	Z

請求項の数 4 (全 18 頁)

(21) 出願番号	特願2013-255032 (P2013-255032)	(73) 特許権者	000003207
(22) 出願日	平成25年12月10日 (2013.12.10)		トヨタ自動車株式会社
審査請求日	平成26年12月11日 (2014.12.11)		愛知県豊田市トヨタ町1番地
		(74) 代理人	100099759
			弁理士 青木 篤
		(74) 代理人	100092624
			弁理士 鶴田 準一
		(74) 代理人	100102819
			弁理士 島田 哲郎
		(74) 代理人	100123582
			弁理士 三橋 真二
		(74) 代理人	100130133
			弁理士 曾根 太樹
		(74) 代理人	100153729
			弁理士 森本 有一

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 内燃機関

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

機械圧縮比を変更可能な可変圧縮比機構を備え、

可変圧縮比機構は、ピストンが上死点に到達したときの燃焼室の容積を変更するための偏心軸と、偏心軸を回転させるための駆動装置とを含み、

駆動装置は、回転機と、前記回転機の回転力を偏心軸に伝達する駆動力伝達経路に配置されているクラッチとを含み、

前記クラッチは、出力軸に伝わる機械圧縮比を低下させる回転力を遮断するように形成されており、

前記回転機は、前記機械圧縮比を低下させる場合には、筒内圧が極大点から極小点まで移行する期間中に、前記クラッチの入力軸の駆動を開始するように制御されており、

前記クラッチの前記出力軸に加わる回転力を推定する回転力推定手段を更に備え、

前記クラッチの前記出力軸に加わる回転力の振動の振幅が予め定められた判定値未満の時には、前記機械圧縮比を予め定められた低機械圧縮比に固定することを特徴とする、内燃機関。

【請求項2】

前記クラッチの前記出力軸に加わる回転力の振動の振幅が予め定められた判定値未満の時には、前記機械圧縮比を予め定められた低機械圧縮比に変更した後に機械圧縮比の変更を禁止する、請求項1に記載の内燃機関。

【請求項3】

前記クラッチの前記出力軸に加わる回転力の振動の極大点と極小点とを検出し、前記極大点と前記極小点とに基づいて振動の振幅を算出する、請求項 1 または 2 に記載の内燃機関。

【請求項 4】

クランクケースを含む支持構造物と、

前記支持構造物に支持されているシリンダブロックとを備え、

前記可変圧縮比機構は、前記支持構造物と前記シリンダブロックとの間に介在し、偏心軸を含むシャフトと、前記シャフトを回転させる前記駆動装置とを含み、前記支持構造物に対する前記シリンダブロックの相対位置を変更することにより機械圧縮比を変更可能に形成されている、請求項 1 から 3 のいずれか一項に記載の内燃機関。

10

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、内燃機関に関する。

【背景技術】

【0002】

内燃機関の燃焼室では、空気および燃料の混合気が圧縮された状態で点火される。混合気を圧縮するときの圧縮比は、内燃機関の出力および燃料消費量に影響を与えることが知られている。圧縮比を高くすることにより出力されるトルクを大きくすることができて、熱効率の向上を図ることができる。ところが、圧縮比を高くしすぎると、ノッキング等の異常燃焼が生じることが知られている。従来技術においては、運転期間中に圧縮比を変更する内燃機関が知られている。

20

【0003】

特開 2005 - 214088 号公報には、往復操作子を進退動作させることによりピストンが上死点に到達したときの位置を変更することができる可変圧縮比エンジンが開示されている。この可変圧縮比エンジンは、アクチュエータ機構により圧縮比が変更される。アクチュエータ機構は、ボールねじと、モータの回転をボールねじのナットに伝達する回転伝達系と、回転伝達系に介在させたクラッチとを備える。この公報には、モータの駆動が入力される入力部材からナットへの回転を伝達するが、ナットから入力部材への回転の伝達を遮断する逆入力制限型のクラッチを採用することが開示されている。

30

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献 1】特開 2005 - 214088 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

圧縮比を変更する可変圧縮比機構としては、ピストンが上死点に到達したときの燃焼室の容積を変更する機構を採用することにより圧縮比を小さくすることができる。このような可変圧縮比機構を備える内燃機関では、燃料が燃焼すると、燃焼室の圧力、すなわち筒内圧は上昇する。また、燃焼室を構成する部材に対して燃焼室の容積が大きくなる方向に働く力が増大し、可変圧縮比機構に作用する力も増大する。

40

【0006】

上記の特開 2005 - 214088 号公報に開示されているアクチュエータ機構の逆入力制限型のクラッチでは、アクチュエータが接続されている入力側からの回転力を出力側に伝達する一方で、出力側からの回転力は遮断するロック機能を有する。このような逆入力遮断クラッチは、気筒内の圧力により出力軸に加わる回転力は遮断するという特性を有する。

【0007】

機械圧縮比を変更する場合には、逆入力遮断クラッチのロック状態を解除する必要があ

50

る。ところが、逆入力遮断クラッチの出力軸には、筒内圧による回転力が加わっている。筒内圧は時間とともに変化し、ロック機能を解除するためには逆入力遮断クラッチの入力軸に供給する回転力を大きくしなければならない場合があった。このために、駆動装置のモータは容量が大きく設定され、消費電力が大きくなったり、内燃機関の燃料の消費量が多くなったりしていた。更に、駆動装置のモータを配置する場所が大きくなったり、または、モータを配置する場所が制限されたりするという問題があった。

【0008】

本発明は、可変圧縮比機構の異常や偏心軸を構成する部品の経年劣化等によって、クラッチのロックを解除することが困難な状態になることを回避する内燃機関を提供することを目的とする。

10

【課題を解決するための手段】

【0009】

本発明の内燃機関は、機械圧縮比を変更可能な可変圧縮比機構を備え、可変圧縮比機構は、ピストンが上死点に到達したときの燃焼室の容積を変更するための偏心軸と、偏心軸を回転させるための駆動装置とを含む。駆動装置は、回転機と、回転機の回転力を偏心軸に伝達する駆動力伝達経路に配置されているクラッチとを含む。クラッチは、出力軸に伝わる機械圧縮比を低下させる回転力を遮断するように形成されている。回転機は、機械圧縮比を低下させる場合には、筒内圧が極大点から極小点まで移行する期間中に、クラッチの入力軸の駆動を開始するように制御されている。内燃機関は、クラッチの出力軸に加わる回転力を推定する回転力推定手段を更に備え、クラッチの出力軸に加わる回転力の振動の振幅が予め定められた判定値未満の時には、機械圧縮比を予め定められた低機械圧縮比に固定する。

20

【0010】

上記発明においては、クラッチの出力軸に加わる回転力の振動の振幅が予め定められた判定値未満の時には、機械圧縮比を予め定められた低機械圧縮比に変更した後に機械圧縮比の変更を禁止することができる。また、上記発明においては、クラッチの出力軸に加わる回転力の振動の極大点と極小点とを検出し、極大点と極小点とに基づいて振動の振幅を算出することができる。

【0011】

上記発明においては、クランクケースを含む支持構造物と、支持構造物に支持されているシリンダブロックとを備え、可変圧縮比機構は、支持構造物とシリンダブロックとの間に介在し、偏心軸を含むシャフトと、シャフトを回転させる駆動装置とを含み、支持構造物に対するシリンダブロックの相対位置を変更することにより機械圧縮比を変更可能に形成することができる。

30

【発明の効果】

【0012】

本発明によれば、可変圧縮比機構の異常や偏心軸を構成する部品の経年劣化等によって、クラッチのロックを解除することが困難な状態になることを回避する内燃機関を提供することができる。

【図面の簡単な説明】

40

【0013】

【図1】実施の形態における内燃機関の概略全体図である。

【図2】実施の形態における可変圧縮比機構の概略分解斜視図である。

【図3】実施の形態における機械圧縮比の変更を説明する可変圧縮比機構の第1の概略断面図である。

【図4】実施の形態における機械圧縮比の変更を説明する可変圧縮比機構の第2の概略断面図である。

【図5】実施の形態における機械圧縮比の変更を説明する可変圧縮比機構の第3の概略断面図である。

【図6】実施の形態におけるクラッチの第1の概略断面図である。

50

【図 7】実施の形態におけるクラッチの第 2 の概略断面図である。

【図 8】実施の形態における機械圧縮比を低下するときのクラッチの第 1 の概略断面図である。

【図 9】実施の形態における機械圧縮比を低下するときのクラッチの第 2 の概略断面図である。

【図 10】実施の形態における機械圧縮比を上昇するときのクラッチの概略断面図である。

【図 11】実施の形態における内燃機関のクランク角度に対する筒内圧のグラフである。

【図 12】変位角を説明するクラッチの拡大概略断面図である。

【図 13】実施の形態における内燃機関のクランク角度に対するクラッチの逆入力トルクのグラフである。

10

【図 14】実施の形態における内燃機関の運転制御のフローチャートである。

【発明を実施するための形態】

【0014】

図 1 から図 14 を参照して、実施の形態における内燃機関について説明する。本実施の形態においては、車両に取り付けられている火花点火式の内燃機関を例示して説明する。本実施の形態における内燃機関は、機械圧縮比を変更可能な可変圧縮比機構を備える。

【0015】

図 1 は、実施の形態における内燃機関の概略図である。内燃機関は、クランクケース 1 を含む支持構造物を備える。支持構造物は、クランクシャフトを支持するように形成されている。内燃機関は、シリンダブロック 2、およびシリンダヘッド 3 を備える。シリンダブロック 2 の内部に形成された穴部には、ピストン 4 が配置されている。燃焼室 5 の頂面の中央部には、点火栓 6 が配置されている。本発明においては、任意のピストン 4 の位置において、ピストン 4 の冠面、シリンダブロック 2 の穴部、およびシリンダヘッド 3 に囲まれる空間を燃焼室と称する。また、燃焼室 5 の圧力、すなわち筒内圧を検出する筒内圧力検出器としての筒内圧センサ 23 が配置されている。

20

【0016】

シリンダヘッド 3 には、吸気ポート 8 および排気ポート 10 が形成されている。吸気ポート 8 の端部には吸気弁 7 が配置されている。吸気弁 7 は、吸気カム 49 が回転することにより開閉する。排気ポート 10 の端部には、排気弁 9 が配置されている。吸気ポート 8 は、吸気枝管 11 を介してサージタンク 12 に連結されている。吸気枝管 11 には夫々対応する吸気ポート 8 内に向けて燃料を噴射するための燃料噴射弁 13 が配置される。なお、燃料噴射弁 13 は吸気枝管 11 に取付ける代りに、各燃焼室 5 に直接的に燃料を噴射するように配置されていても構わない。

30

【0017】

サージタンク 12 は、吸気ダクト 14 を介してエアクリーナ 15 に連結されている。吸気ダクト 14 の内部にはアクチュエータ 16 によって駆動されるスロットル弁 17 が配置されている。また、吸気ダクト 14 の内部には、例えば熱線を用いた吸入空気量検出器 18 が配置される。一方、排気ポート 10 は、排気マニホールド 19 を介して例えば三元触媒を内蔵した触媒装置 20 に連結されている。排気マニホールド 19 には空燃比センサ 21 が配置されている。

40

【0018】

本実施の形態における内燃機関は、ピストン 4 が圧縮上死点に位置するときの燃焼室 5 の容積を変更可能な可変圧縮比機構 A を備える。可変圧縮比機構 A は、クランクケース 1 に対するシリンダブロック 2 のシリンダ軸線方向における相対位置を変化させるように形成されている。クランクケース 1 とシリンダブロック 2 との間には、付勢部材としてのスプリング 65 が配置されている。スプリング 65 は、クランクケース 1 から離れる向きにシリンダブロック 2 を付勢するように形成されている。

【0019】

クランクケース 1 とシリンダブロック 2 には、クランクケース 1 に対するシリンダプロ

50

ック 2 の相対位置を検出するための相対位置センサ 2 2 が取付けられている。相対位置センサ 2 2 からはクランクケース 1 とシリンダブロック 2 との間隔の変化を示す出力信号が出力される。スロットル弁駆動用のアクチュエータ 1 6 にはスロットル弁開度を示す出力信号を発生するスロットル開度センサ 2 4 が取付けられている。

【 0 0 2 0 】

本実施の形態における内燃機関の制御装置は、電子制御ユニット 3 0 を含む。本実施の形態における電子制御ユニット 3 0 は、デジタルコンピュータを含む。デジタルコンピュータは、双方向性バス 3 1 によって互いに接続された ROM (リードオンリメモリ) 3 2、RAM (ランダムアクセスメモリ) 3 3、CPU (マイクロプロセッサ) 3 4、入力ポート 3 5 および出力ポート 3 6 を含む。

10

【 0 0 2 1 】

吸入空気量検出器 1 8、空燃比センサ 2 1、相対位置センサ 2 2、筒内圧センサ 2 3、およびスロットル開度センサ 2 4 の出力信号は夫々対応する AD 変換器 3 7 を介して入力ポート 3 5 に入力される。また、アクセルペダル 4 0 にはアクセルペダル 4 0 の踏み量に比例した出力電圧を発生する負荷センサ 4 1 が接続されている。負荷センサ 4 1 の出力電圧は対応する AD 変換器 3 7 を介して入力ポート 3 5 に入力される。負荷センサ 4 1 の出力により要求負荷を検出することができる。更に、入力ポート 3 5 にはクランクシャフトが例えば 3 0 ° 回転する毎に出力パルスを発生するクランク角センサ 4 2 が接続されている。クランク角センサ 4 2 の出力により、クランク角度および機関回転数を検出することができる。

20

【 0 0 2 2 】

一方、出力ポート 3 6 は、対応する駆動回路 3 8 を介して点火栓 6、燃料噴射弁 1 3、スロットル弁駆動用のアクチュエータ 1 6、および可変圧縮比機構 A に接続される。これらの装置は、電子制御ユニット 3 0 により制御されている。

【 0 0 2 3 】

図 2 に、本実施の形態における可変圧縮比機構の分解斜視図を示す。図 3 に本実施の形態における可変圧縮比機構の第 1 の概略断面図を示す。図 2 および図 3 を参照して、シリンダブロック 2 の両側壁の下方には互いに間隔を隔てた複数個の突出部 5 0 が形成されている。各突出部 5 0 には断面形状が円形のカム挿入孔 5 1 が形成されている。一方、クランクケース 1 の上壁には互いに間隔を隔てて、突出部 5 0 同士の間嵌合される複数個の突出部 5 2 が形成されている。これらの突出部 5 2 にも断面形状が円形のカム挿入孔 5 3 が形成されている。

30

【 0 0 2 4 】

本実施の形態における可変圧縮比機構は、一对のカムシャフト 5 4、5 5 を含む。カムシャフト 5 4、5 5 は、クランクケース 1 とシリンダブロック 2 との間に介在する。各カムシャフト 5 4、5 5 上には、一つおきに各カム挿入孔 5 3 内に回転可能に挿入される円形カム 5 8 が配置されている。これらの円形カム 5 8 は各カムシャフト 5 4、5 5 の回転軸線と共軸をなす。一方、各円形カム 5 8 の両側には、図 3 に示すように各カムシャフト 5 4、5 5 の回転軸線に対して偏心して配置された偏心軸 5 7 が延びている。この偏心軸 5 7 には、別の円形カム 5 6 が偏心して回転可能に取付けられている。図 2 に示されるように、円形カム 5 6 は、各円形カム 5 8 の両側に配置されている。これらの円形カム 5 6 は対応する各カム挿入孔 5 1 に回転可能に挿入されている。シリンダブロック 2 は、偏心軸 5 7 を含むカムシャフト 5 4、5 5 を介して、クランクケース 1 に支持されている。

40

【 0 0 2 5 】

図 4 に、本実施の形態における可変圧縮比機構の第 2 の概略断面図を示す。図 5 に、本実施の形態における可変圧縮比機構の第 3 の概略断面図を示す。図 3 から図 5 は、通常運転において機械圧縮比を変更するときの可変圧縮比機構の機能を説明する断面図である。図 3 に示す状態から各カムシャフト 5 4、5 5 上に配置された円形カム 5 8 を矢印 6 8 に示すように、互いに反対方向に回転させると偏心軸 5 7 が互いに近づく方向に移動する。偏心軸 5 7 は、それぞれのカムシャフト 5 4、5 5 の回転軸線の周りに回転する。シリン

50

ダブロック 2 は、矢印 9 9 に示すようにクランクケース 1 から離れる向きに移動する。このときに円形カム 5 6 は、カム挿入孔 5 1 内において回転し、図 4 に示されるように偏心軸 5 7 の位置が低い位置から中間高さ位置となる。次いで更に円形カム 5 8 を矢印 6 8 で示される方向に回転させると、シリンダブロック 2 は、矢印 9 9 に示すように更にクランクケース 1 から離れる向きに移動する。この結果、図 5 に示されるように偏心軸 5 7 は最も高い位置となる。

【 0 0 2 6 】

図 3 から図 5 には、それぞれの状態における円形カム 5 8 の中心 a と偏心軸 5 7 の中心 b と円形カム 5 6 の中心 c との位置関係が示されている。図 3 から図 5 を比較するとわかるように、クランクケース 1 とシリンダブロック 2 の相対位置は円形カム 5 8 の中心 a と円形カム 5 6 の中心 c との距離によって定まる。円形カム 5 8 の中心 a と円形カム 5 6 の中心 c との距離が大きくなるほど、シリンダブロック 2 はクランクケース 1 から離れる。即ち、可変圧縮比機構 A は回転するカムを用いたリンク機構によりクランクケース 1 とシリンダブロック 2 との間の相対位置が変化する。

10

【 0 0 2 7 】

シリンダブロック 2 がクランクケース 1 から離れると、ピストン 4 が圧縮上死点に位置するときの燃焼室 5 の容積は増大する。シリンダブロック 2 がクランクケース 1 に近づくと、ピストン 4 が圧縮上死点に位置するときの燃焼室 5 の容積は減少する。従って各カムシャフト 5 4 , 5 5 を回転させることによってピストン 4 が圧縮上死点に位置するときの燃焼室 5 の容積を変更することができる。

20

【 0 0 2 8 】

図 2 に示されるように、カムシャフト 5 4 , 5 5 を夫々反対方向に回転させるように、回転軸 6 0 には螺旋方向が逆向きの一对のウォーム 6 1 , 6 2 が取付けられている。ウォーム 6 1 , 6 2 と噛合するウォームホイール 6 3 , 6 4 が夫々各カムシャフト 5 4 , 5 5 の端部に固定されている。この実施例では、モータ 5 9 を駆動することによってピストン 4 が圧縮上死点に位置するときの燃焼室 5 の容積を広い範囲に亘って変更することができる。可変圧縮比機構は、電子制御ユニット 3 0 に制御されており、カムシャフト 5 4 , 5 5 を回転させるモータ 5 9 は、対応する駆動回路 3 8 を介して出力ポート 3 6 に接続されている。

30

【 0 0 2 9 】

このように、本実施の形態における可変圧縮比機構は、クランクケース 1 に対してシリンダブロック 2 が相対的に移動することにより、ピストンが上死点に到達したときの燃焼室 5 の容積が可変に形成されている。本実施の形態においては、下死点から上死点までのピストンの行程容積とピストンが上死点に到達したときの燃焼室の容積のみから定まる圧縮比を機械圧縮比と称する。機械圧縮比は、吸気弁の閉弁時期等に依存せず、 $(\text{機械圧縮比}) = (\text{ピストンが上死点に到達したときの燃焼室の容積} + \text{ピストンの行程容積}) / (\text{燃焼室の容積})$ にて示すことができる。

40

【 0 0 3 0 】

図 3 に示す状態では、燃焼室 5 の容積が小さくなっており、機械圧縮比が高い状態である。吸入空気量が常時一定の場合には実際の圧縮比が高くなる。これに対して、図 5 に示す状態では、燃焼室 5 の容積が大きくなっており、機械圧縮比が低い状態である。吸入空気量が常時一定の場合には実際の圧縮比が低くなる。

【 0 0 3 1 】

本実施の形態における内燃機関は、運転期間中に機械圧縮比を変更することにより、実際の圧縮比を変更することができる。たとえば、内燃機関の運転状態に応じて、可変圧縮比機構により機械圧縮比を変更することができる。

【 0 0 3 2 】

図 3 から図 5 を参照して、偏心軸 5 7 は、カムシャフト 5 4 , 5 5 の回転軸、すなわち円形カム 5 8 の回転軸を中心に回転する。機械圧縮比を低下させる場合には、偏心軸 5 7 を矢印 6 8 に示す向きに回転させる。機械圧縮比を上昇させる場合には、偏心軸 5 7 を矢

50

印 6 9 に示す向きに回転させる。

【 0 0 3 3 】

本実施の形態においては、クランクケース 1 に対してシリンダブロック 2 を離す向きに相対移動させるときの偏心軸 5 7 の回転方向を、一方の回転方向と称する。また、クランクケース 1 に対してシリンダブロック 2 を近づける向きに相対移動させるときの偏心軸 5 7 の回転方向を他方の回転方向と称する。本実施の形態においては、矢印 6 8 が一方の回転方向であり、矢印 6 9 が他方の回転方向である。

【 0 0 3 4 】

図 2 を参照して、本実施の形態における可変圧縮比機構は、モータ 5 9 の回転力をカムシャフト 5 4 , 5 5 に伝達する駆動力伝達経路に配置されているクラッチ 7 0 を含む。本実施の形態におけるクラッチ 7 0 は、入力側がモータ 5 9 の回転力を伝達する回転軸 6 6 に接続され、出力側がウォーム 6 1 , 6 2 を支持する回転軸 6 0 に接続されている。

10

【 0 0 3 5 】

本実施の形態におけるクラッチ 7 0 は、いわゆる逆入力遮断クラッチである。本実施の形態における逆入力遮断クラッチは、入力軸からの回転力を出力軸に伝達し、出力軸からの回転力を遮断するように形成されている。すなわち、クラッチ 7 0 は、モータ 5 9 から伝達される回転軸 6 6 の回転力はウォーム 6 1 , 6 2 に伝達し、ウォーム 6 1 , 6 2 から伝達される回転軸 6 0 の回転力は遮断して、モータ 5 9 に伝達しない構造を有する。

【 0 0 3 6 】

図 6 に、本実施の形態におけるクラッチ 7 0 の第 1 の概略断面図を示す。図 7 に、本実施の形態におけるクラッチ 7 0 の第 2 の概略断面図を示す。図 7 は、図 6 における X 線に沿って切断したときの概略断面図である。

20

【 0 0 3 7 】

図 6 および図 7 を参照して、本実施の形態のクラッチ 7 0 は、外輪 7 7 を含む。外輪 7 7 は、ねじ 8 5 によりハウジング 7 8 に固定されている。外輪 7 7 は、クラッチ 7 0 が駆動している期間中にも移動せずに固定されている。クラッチ 7 0 は、出力軸 7 4 を有する。出力軸 7 4 は、ウォーム 6 1 , 6 2 が固定されている回転軸 6 0 に接続されている。出力軸 7 4 は、回転中心軸 8 8 を回転中心にして回転する。出力軸 7 4 には、穴部 7 5 が形成されている。穴部 7 5 は、出力軸 7 4 が回転する周方向に沿って複数個が形成されている。本実施の形態における出力軸 7 4 は、断面形状が多角形に形成されている。図 6 に示す例では、出力軸 7 4 は、断面形状が正八角形に形成されている。

30

【 0 0 3 8 】

クラッチ 7 0 は、入力軸 7 1 を含む。入力軸 7 1 は、回転中心軸 8 8 を回転中心にして回転する。入力軸 7 1 は、モータ 5 9 の回転力を伝達する回転軸 6 6 に接続されている。入力軸 7 1 は、挿入部 7 2 と保持部 7 3 とを有する。挿入部 7 2 および保持部 7 3 は、一体的に回転する。

【 0 0 3 9 】

複数の挿入部 7 2 は、出力軸 7 4 の複数の穴部 7 5 に対応する位置に形成されている。挿入部 7 2 は、出力軸 7 4 の穴部 7 5 に挿入されている。穴部 7 5 の内径は挿入部 7 2 の外径よりも大きくなるように形成されている。挿入部 7 2 と穴部 7 5 との間には隙間が形成されている。複数の保持部 7 3 は、外輪 7 7 と出力軸 7 4 との間に配置されている。また、保持部 7 3 はローラ 8 0 a , 8 0 b に対向し、偏心軸 5 7 が一方の回転方向に回転する向きに入力軸 7 1 が回転したときにローラ 8 0 a を押圧し、偏心軸 5 7 が他方の回転方向に回転する向きに入力軸 7 1 が回転したときにローラ 8 0 b を押圧するように形成されている。

40

【 0 0 4 0 】

出力軸 7 4 と外輪 7 7 との間の空間には、ローラ 8 0 a , 8 0 b が配置されている。本実施の形態におけるローラ 8 0 a , 8 0 b は円柱状に形成されている。ローラ 8 0 a とローラ 8 0 b との間には、スプリング 8 1 が配置されている。スプリング 8 1 は、ローラ 8 0 a , 8 0 b を互いに離す向きに付勢する。

50

【 0 0 4 1 】

出力軸 7 4 と外輪 7 7 とにより、ローラ 8 0 a , 8 0 b を係止させるための係止部 8 6 a , 8 6 b が形成される。係止部 8 6 a , 8 6 b は、ローラ 8 0 a , 8 0 b が付勢されている向きに沿って、出力軸 7 4 の端面と外輪 7 7 の内面との間隔が徐々に狭くなっている部分である。また、係止部 8 6 a , 8 6 b は、ローラ 8 0 a , 8 0 b が通過しないように狭く形成されている。

【 0 0 4 2 】

次に、本実施の形態におけるクラッチ 7 0 の動作について説明する。本実施の形態におけるクラッチ 7 0 は、モータ 5 9 の回転力が入力軸 7 1 に入力されると、この回転力を出力軸 7 4 に伝達する。一方で、クラッチ 7 0 は、カムシャフト 5 4 , 5 5 の側からの回転力が出力軸 7 4 に伝達されると、ロックされてこの回転力を遮断する。特に、クラッチ 7 0 は、偏心軸 5 7 が一方の回転方向に回転する向きにてウォーム 6 1 , 6 2 から回転力が伝達されると、この回転力を遮断する。

10

【 0 0 4 3 】

図 1 を参照して、本実施の形態においては、スプリング 6 5 によって、シリンダブロック 2 がクランクケース 1 から離れる向きに付勢されている。内燃機関の運転期間中には、重力の影響や燃焼サイクルの吸気行程において燃焼室 5 が負圧になる影響により、クランクケース 1 に対してシリンダブロック 2 が近づく向きに力が作用する。しかしながら、スプリング 6 5 が配置されることにより、クランクケース 1 に対してシリンダブロック 2 が離れる向きに常に付勢され、シリンダブロック 2 に振動等が生じることを抑制できる。更に、燃焼室 5 において燃料の燃焼が行なわれごとに、筒内圧によりクランクケース 1 に対してシリンダブロック 2 が離れる方向に力が作用する。

20

【 0 0 4 4 】

シリンダブロック 2 がクランクケース 1 から離れる向きの回転力は、カムシャフト 5 4 , 5 5、ウォームホイール 6 3 , 6 4 およびウォーム 6 1 , 6 2 を介してクラッチ 7 0 に伝達される。図 6 を参照して、矢印 1 0 0 は、クランクケース 1 に対してシリンダブロック 2 が上昇する方向に対応する方向である。すなわち、機械圧縮比が小さくなり、ピストン 4 が上死点に到達したときの燃焼室 5 が大きくなる回転方向を示している。シリンダブロック 2 にはクランクケース 1 に対して離れる方向に常に力が加わり、出力軸 7 4 には矢印 1 0 0 に示す向きに力が加わっている。

30

【 0 0 4 5 】

ローラ 8 0 a は、スプリング 8 1 に押圧されて係止部 8 6 a に接触している。このために、ローラ 8 0 a に楔の効果が生じて、外輪 7 7 に対する出力軸 7 4 の回転が阻止され、出力軸 7 4 がロックされる。このように、クラッチ 7 0 は、クランクケース 1 に対してシリンダブロック 2 が離れる方向に対応する出力側からの回転力を遮断することができる。また、同様に、矢印 1 0 0 と反対向きの回転力が出力軸 7 4 に加わった場合には、ローラ 8 0 b が係止部 8 6 b に接触して出力軸 7 4 がロックされる。クラッチ 7 0 は、モータ 5 9 を駆動しない場合に、ローラ 8 0 a , 8 0 b が係止部 8 6 a , 8 6 b に係止して出力軸 7 4 をロックする。

【 0 0 4 6 】

図 8 は、機械圧縮比を低下させるときの動作を説明するクラッチ 7 0 の第 1 の概略断面図である。機械圧縮比を低下させる場合には、クランクケース 1 に対してシリンダブロック 2 を離す向きに移動させる。モータ 5 9 を駆動することにより、入力軸 7 1 の挿入部 7 2 は、矢印 1 0 1 に示す向きに回転する。挿入部 7 2 が穴部 7 5 の内面に接触する前に、保持部 7 3 がローラ 8 0 a に接触する。

40

【 0 0 4 7 】

図 9 は、機械圧縮比を低下させるときの動作を説明するクラッチ 7 0 の第 2 の概略断面図である。入力軸 7 1 を更に回転させることにより、保持部 7 3 がローラ 8 0 a を押圧する。ローラ 8 0 a は、係止部 8 6 a から離れる。すなわち、ローラ 8 0 a のくさび効果が消失する。このため、出力軸 7 4 は、ロックが解除され、外輪 7 7 に対して矢印 1 0 1 に

50

示す方向に回転可能になる。入力軸 7 1 の挿入部 7 2 が、矢印 1 0 1 に示す向きに回転することにより、挿入部 7 2 が出力軸 7 4 の穴部 7 5 を押圧し、出力軸 7 4 を回転させることができる。このときに、出力軸 7 4 は、ローラ 8 0 b が係止部 8 6 b から離れる向きに回転するためにローラ 8 0 b によるロックも解除される。

【 0 0 4 8 】

図 1 0 は、機械圧縮比を上昇させるときの動作を説明するクラッチ 7 0 の概略断面図である。機械圧縮比を上昇させる場合には、クランクケース 1 に対してシリンダブロック 2 を近づける向きに移動させる。モータ 5 9 を駆動することにより、入力軸 7 1 の挿入部 7 2 および保持部 7 3 を、矢印 1 0 2 に示す向きに回転させる。

【 0 0 4 9 】

入力軸 7 1 の挿入部 7 2 および保持部 7 3 を矢印 1 0 2 に示す向きに回転させることにより、保持部 7 3 がローラ 8 0 b を押圧する。ローラ 8 0 b が係止部 8 6 b から脱離してローラ 8 0 b のくさび効果が消失する。次に、入力軸 7 1 の挿入部 7 2 が出力軸 7 4 の穴部 7 5 を押圧することにより、入力軸 7 1 の回転力を出力軸 7 4 に伝達することができる。出力軸 7 4 は、矢印 1 0 2 に示す向きに回転する。このときに、出力軸 7 4 は、ローラ 8 0 a が係止部 8 6 a から離れる向きに回転するために、ローラ 8 0 a によるロックも解除される。このように、入力軸 7 1 の回転力を出力軸 7 4 に伝達することができる。

【 0 0 5 0 】

図 1 1 に、本実施の形態の内燃機関におけるクランク角度と、筒内圧との関係を説明するグラフを示す。本実施の形態における内燃機関は、複数の気筒を有する。本実施の形態においては、4 個の気筒が形成されている。それぞれの気筒には燃料と空気の混合気が供給されて、点火することにより燃料が燃焼し、筒内圧が上昇する。図 1 1 には、点火の順序に従って、第 1 気筒、第 3 気筒、第 4 気筒および第 2 気筒の筒内圧が記載されている。横軸のクランク角度は、時間に対応する。縦軸の筒内圧は、シリンダヘッド 3 を介してシリンダブロック 2 に作用する力に対応する。筒内圧には、燃料が燃焼することにより極大になる極大点 9 1 と、筒内圧が極小になる極小点 9 2 とが発現している。

【 0 0 5 1 】

図 1 0 を参照して、筒内圧およびスプリング 6 5 の付勢力により、出力軸 7 4 には、矢印 1 0 0 に示す向きに回転力が加わっている。すなわち、出力軸 7 4 には逆入力トルクが加わっている。機械圧縮比を上昇させる場合には、入力軸 7 1 が矢印 1 0 2 に示す向きに回転する。逆入力トルクをロックしている係止部 8 6 a においては、ローラ 8 0 a が係止部 8 6 a から離脱する方向に入力軸 7 1 が回転する。保持部 7 3 は、逆入力トルクを遮断していない側の係止部 8 6 b のローラ 8 0 b を押圧するために、容易にローラ 8 0 b を係止部 8 6 b から離脱させることができる。

【 0 0 5 2 】

図 8 および図 9 を参照して、機械圧縮比を低下させる場合には、入力軸 7 1 が矢印 1 0 1 に示す向きに回転する。入力軸 7 1 の回転方向は、矢印 1 0 0 に示す出力軸 7 4 に加わる回転力の回転方向と同じになる。出力軸 7 4 に加わる回転力は、筒内圧に依存し、筒内圧が高くなると、出力軸 7 4 に加わる回転力も大きくなる。

【 0 0 5 3 】

図 1 2 に、本実施の形態におけるクラッチの拡大概略断面図を示す。図 1 2 は、機械圧縮比を一定に維持している場合のクラッチの作動状況を説明している。出力軸 7 4 に加わる回転力が小さい時の出力軸 7 4 およびローラ 8 0 a の外縁を実線にて示している。また、出力軸 7 4 に加わる回転力が大きい時の出力軸 7 4 およびローラ 8 0 a の外縁を破線にて示している。

【 0 0 5 4 】

出力軸 7 4 に加わる回転力が増大することにより、出力軸 7 4 が入力軸 7 1 に対して、矢印 1 0 0 に示す向きに僅かに変形する。その後出力軸 7 4 に加わる回転力が減少すると、出力軸 7 4 は元の状態に戻る。このように、出力軸 7 4 は、弾性的に変形し、更にローラ 8 0 a が係止部 8 6 a に食い込む。この結果、入力軸 7 1 に対する出力軸 7 4 の中心

10

20

30

40

50

軸周りの変位角 θ_1 が変化する。変位角 θ_1 は、出力軸 74 に加わる回転力の大きさに応じて弾性的に変化する。変位角 θ_1 は、ローラ 80a が係止部 86a に食い込むことにより回転する変位角 θ_{11} と、出力軸 74 自体が変形することによる変位角 θ_{12} とを含む。すなわち、変位角 θ_1 は、変位角 θ_{11} と変位角 θ_{12} との和になる。

【0055】

図 11 を参照して、例えば、参考のクランク角度 $C A a$, $C A b$ における筒内圧を比較すると、クランク角度 $C A a$ における筒内圧よりもクランク角度 $C A b$ における筒内圧の方が高くなる。クランク角度 $C A a$ からクランク角度 $C A b$ に向かうにつれて、筒内圧が上昇する。図 12 を参照して、筒内圧が上昇するときには、変位角 θ_1 が増大している。すなわち、ローラ 80a は、係止部 86a への食い込み量が増大し、さらに、出力軸 74 自体の変形量が増大している。この時に、機械圧縮比を低下させるために、保持部 73 にてローラ 80a を押圧してローラ 80a のロックを解除しようとしても、大きな力が必要になる。

10

【0056】

一方で、筒内圧が低下している場合には、変位角 θ_1 は減少している。ローラ 80a は、係止部 86a から離脱する向きに相対移動している。この時に、保持部 73 によりローラ 80a を押圧すると、係止部 86a からのローラ 80a の離脱を促進し、小さな力にてローラ 80a の係止を解除することができる。

【0057】

図 11 を参照して、例えばクランク角度 $C A 1$ からクランク角度 $C A 2$ までの期間 S においては、筒内圧が減少し、変位角 θ_1 が減少している。機械圧縮比を低下させるために、筒内圧の極大点 91 から極小点 92 に移行する期間 S において、ローラ 80a の押圧を開始することにより、小さな力にてローラ 80a の係止を解除することができる。本実施の形態においては、筒内圧の極大点 91 において、駆動装置のモータ 59 の作動を開始している。

20

【0058】

ここで、期間 S を経過すると筒内圧が再び上昇する。筒内圧の上昇は、変位角 θ_1 が増大する向きに作用する。このために、ローラ 80a の係止部 86a からの離脱は、筒内圧が減少する期間 S 内に終了することが好ましい。すなわち、期間 S の期間内に係止部 86a からローラ 80a が離れることが好ましい。本実施の形態の制御装置は、筒内圧の極大点 91 から極小点 92 に移行する期間 S が終了するまでに、係止部 86a からローラ 80a が離れるようにモータ 59 を制御している。

30

【0059】

このように、筒内圧の極大点 91 から極小点 92 に移行する期間中にクラッチ 70 のロック状態を解除することにより、小さな駆動力にてクラッチ 70 のロック状態を解除することができる。小さな力にてクラッチ 70 のロックを解除することができて、モータ 59 の容量を小さくすることができる。または、モータ 59 を小型にすることができる。または、可変圧縮比機構を駆動する駆動装置の消費電力量を少なくすることができる。

【0060】

ところで、内燃機関の使用を継続すると、可変圧縮比機構の異常や偏心軸を構成する部品の経年劣化等により、筒内圧の変動が十分にクラッチ 70 の出力軸 74 に伝達されない場合が生じ得る。たとえば、偏心軸の軸受けの摩耗や、かたぎによるウォームギヤの動力伝達効率の低下等により、筒内圧による回転力の変動がクラッチ 70 の出力軸 74 に十分に伝達されない場合がある。または、偏心軸の機構を潤滑する潤滑油の劣化により筒内圧の変動が出力軸 74 に十分に伝達されない場合がある。この結果、クラッチ 70 の出力軸 74 に加わる逆入力トルクの振動の振幅が小さくなる場合がある。

40

【0061】

図 13 に、クランク角度とクラッチの出力軸に加わる逆入力トルクとのグラフを示す。図 13 には、可変圧縮比機構の使用開始時のグラフと経年劣化時のグラフとが示されている。出力軸 74 に加わる逆入力トルクは、筒内圧の振動の周期と同様の周期にて振動にす

50

る（図 1 1 参照）。可変圧縮比機構の使用開始時、たとえば新品の時には経年劣化がないために、逆入力トルクの振幅が大きくなる。これに対して、経年劣化時や可変圧縮比機構の異常時には、逆入力トルクの振幅が減少して小さくなる。

【 0 0 6 2 】

出力軸 7 4 の変位角 1 の変化量は、出力軸 7 4 に加わる逆入力トルクに対応する。逆入力トルクが小さくなるほど変位角 1 の変化量も小さくなる。このために、筒内圧の極大点 9 1 から極小点 9 2 に移行する期間中にクラッチ 7 0 のロック状態を解除する制御を実施している場合に、逆入力トルクの振動の振幅が小さくなると、クラッチ 7 0 のロック状態を解除することが困難になる。特に、機械圧縮比を低下する場合に、クラッチ 7 0 のロック状態を解除することが困難になる。

10

【 0 0 6 3 】

本実施の形態の内燃機関は、出力軸に加わる逆入力トルクの振動の振幅が予め定められた判定値よりも小さくなった場合には、機械圧縮比を予め定められた低い機械圧縮比に変更する。そして、機械圧縮比の変更を禁止する制御を実施する。すなわち、内燃機関の運転状態に関わらず、予め定められた低機械圧縮比に固定する制御を行う。

【 0 0 6 4 】

本実施の形態の内燃機関は、運転期間中にクラッチ 7 0 の出力軸 7 4 に加わる回転力を推定する回転力推定手段を備える。図 2 を参照して、本実施の形態の回転力推定手段は、クラッチ 7 0 の出力軸 7 4 の逆入力トルクを検出するトルク検出装置を含む。トルク検出装置は、トルク検出器 8 9 を含む。

20

【 0 0 6 5 】

本実施の形態のトルク検出器 8 9 は、出力軸 7 4 のねじれを検出し、検出したねじれに基づいて出力軸 7 4 に加わる逆入力トルクを検出する歪みゲージ式である。トルク検出装置としては、この形態に限られず、出力軸 7 4 に加わるトルクを測定する任意の装置を採用することができる。たとえば、トルク検出装置としては、磁歪式のトルクセンサを採用しても構わない。

【 0 0 6 6 】

図 1 3 を参照して、本実施の形態の内燃機関は、トルク検出装置にて検出した出力軸 7 4 のねじれ量を検出し、検出したねじれ量に基づいて極大点 9 3 の逆入力トルクおよび極小点 9 4 の逆入力トルクを推定する。そして、逆入力トルクの極大値および極小値に基づいて、逆入力トルクの振幅 $A T q$ を算出する。振幅 $A T q$ の算出においては、1 つの極大点 9 3 と 1 つの極小点 9 4 とに基づいて 1 つの振幅 $A T q$ を算出することができる。または、複数個の極大点 9 3 および複数の極小点 9 4 に基づいて、複数の振幅 $A T q$ の平均値等を採用しても構わない。

30

【 0 0 6 7 】

次に、逆入力トルクの振幅 $A T q$ が予め定められた振幅の判定値よりも小さいか否かを判別する。逆入力トルクの振幅 $A T q$ が予め定められた振幅の判定値よりも小さい場合には、機械圧縮比を低下させるためにクラッチ 7 0 のロック状態を解除する時の逆入力トルクの振動の振幅が不十分であると判別することができる。

【 0 0 6 8 】

クラッチ 7 0 のロック状態を解除するための逆入力トルクの振動の振幅が不十分であると判別された場合には、機械圧縮比を予め定められた低い機械圧縮比に変更する制御を実施する。この時の機械圧縮比としては、たとえば 1 0 程度の低い機械圧縮比を採用することができる。次に、内燃機関の運転状態に関わらず、機械圧縮比をこの低い機械圧縮比にて固定する。すなわち、機械圧縮比の変更を禁止する制御を実施する。

40

【 0 0 6 9 】

内燃機関を低機械圧縮比に固定することにより、燃焼室にて異常燃焼の発現を抑制することができる。本実施の形態の内燃機関は、使用者に可変圧縮比機構の異常を通知する制御を実施する。たとえば、運転席前のインストルメンタルパネルに配置された警告灯を点灯させる制御を実施する。機械圧縮比が低い状態にて固定されるものの、修理工場まで自

50

走することができて修理を依頼することができる。

【 0 0 7 0 】

上記の実施の形態においては、逆入力トルクの極大値と極小値とを推定して逆入力トルクの振幅 $A T q$ を算出しているが、この形態に限られず、逆入力トルクの振動の振幅が判定値未満であるか否かを判別可能な制御を実施することができる。たとえば、所定の内燃機関の運転状態において逆入力トルクの最大値（極大値）を検出し、検出した逆入力トルクの最大値が予め定められた最大値の判定値よりも小さい場合に、逆入力トルクの振動の振幅が予め定められた振幅の判定値未満であると判別することができる。

【 0 0 7 1 】

図 1 4 に、本実施の形態における内燃機関の運転制御のフローチャートを示す。この運転制御は、たとえば、予め定められた時間間隔ごとに繰り返して実施することができる。

10

【 0 0 7 2 】

ステップ 1 2 1 においては、機械圧縮比の変更要求があるか否かを判別する。機械圧縮比は内燃機関の運転状態に基づいて選定され、目標機械圧縮比が設定される。機械圧縮比は、例えば、機関回転数および燃料噴射量などを関数にして設定される。ステップ 1 2 1 において、機械圧縮比の変更要求がない場合には、この制御を終了する。ステップ 1 2 1 において、機械圧縮比の変更要求がある場合には、ステップ 1 2 2 に移行する。

【 0 0 7 3 】

ステップ 1 2 2 においては、目標機械圧縮比が現在の機械圧縮比よりも小さいか否かを判別する。すなわち、機械圧縮比を減少させるか否かを判別する。ステップ 1 2 2 において、目標機械圧縮比が現在の機械圧縮比よりも大きな場合には、ステップ 1 2 5 に移行する。すなわち、機械圧縮比を上昇させる場合には、ステップ 1 2 5 に移行する。ステップ 1 2 5 においては、機械圧縮比を目標機械圧縮比に変更する。

20

【 0 0 7 4 】

一方で、ステップ 1 2 2 において、目標機械圧縮比が現在の機械圧縮比未満である場合には、ステップ 1 2 3 に移行する。すなわち、機械圧縮比を低下させる場合には、ステップ 1 2 3 に移行する。

【 0 0 7 5 】

ステップ 1 2 3 においては、筒内圧およびスプリング 6 5 によりクラッチ 7 0 の出力軸 7 4 に加わる回転力の振動の振幅、すなわち、クラッチ 7 0 の出力軸に加わる逆入力トルクの振動の振幅を検出する。

30

【 0 0 7 6 】

次に、ステップ 1 2 4 においては、クラッチ 7 0 の出力軸に加わる逆入力トルクの振動の振幅が予め定められた振幅の判定値よりも大きいか否かを判別する。クラッチ 7 0 の出力軸に加わる逆入力トルクの振動の振幅が予め定められた振幅の判定値よりも大きい場合には、クラッチ 7 0 のロック状態の解除が可能であると判別することができる。この場合には、ステップ 1 2 5 に移行して、機械圧縮比を目標機械圧縮比まで変更する。

【 0 0 7 7 】

クラッチ 7 0 の出力軸に加わる逆入力トルクの振動の振幅が予め定められた振幅の判定値以下の場合には、クラッチ 7 0 のロック状態の解除が困難であると判別することができる。この場合には、ステップ 1 2 6 に移行する。

40

【 0 0 7 8 】

ステップ 1 2 6 においては、機械圧縮比を予め定められた低機械圧縮比に変更する。そして、ステップ 1 2 7 においては、今後の機械圧縮比の変更を禁止する。機械圧縮比を予め定められた低機械圧縮比に固定する制御を実施する。次に、ステップ 1 2 8 においては、可変圧縮比機構が異常であることを示す警告灯を点灯して、この制御を終了する。

【 0 0 7 9 】

本実施の形態における可変圧縮比機構の駆動装置は、回転機としてモータ 5 9 が採用されているが、この形態に限られず、クラッチ 7 0 の入力軸 7 1 を回転させる任意の回転機を採用することができる。

50

【 0 0 8 0 】

本実施の形態におけるクラッチ 7 0 は、モータ 5 9 と、ウォーム 6 2 との間に配置されているが、この形態に限られず、モータ 5 9 の回転力を偏心軸 5 7 に伝達する駆動力伝達経路に配置することができる。例えば、クラッチ 7 0 は、ウォームホイール 6 3 , 6 4 と、カムシャフト 5 4 , 5 5 との間に配置されていても構わない。この場合には、それぞれのカムシャフト 5 4 , 5 5 に対してクラッチが配置される。

【 0 0 8 1 】

本実施の形態におけるクラッチは、機械圧縮比が上昇する回転方向および機械圧縮比が低下する回転方向の両方向の入力軸からの回転力を出力軸に伝達し、出力軸からの両方向の回転力を遮断するように形成されている。クラッチとしては、この形態に限られず、入力軸からの両方向の回転力を出力側に伝達し、機械圧縮比が低下する回転方向の出力軸からの回転力を遮断するように形成されていれば構わない。

【 0 0 8 2 】

更に、本実施の形態の可変圧縮比機構は、支持構造物とシリンダブロックとの間に介在し、偏心軸を含むシャフトを含み、支持構造物に対するシリンダブロックの相対位置を変更することにより機械圧縮比を変更可能に形成されているが、この形態に限られず、ピストンが上死点に到達したときの燃焼室の容積を変更するための偏心軸と、偏心軸を回転させるための駆動装置とを含む可変圧縮比機構に本発明を適用することができる。

【 0 0 8 3 】

本実施の形態においては、車両に取り付けられている内燃機関を例示して説明を行なったが、この形態に限られず、任意の装置や設備等に配置されている内燃機関に本発明を適用することができる。

【 0 0 8 4 】

上述のそれぞれの図において、同一または相等する部分には同一の符号を付している。また、上述のそれぞれの制御においては、機能および作用が変更されない範囲において適宜ステップの順序を変更することができる。なお、上記の実施の形態は例示であり発明を限定するものではない。また、実施の形態においては、特許請求の範囲に示される変更が含まれている。

【 符号の説明 】

【 0 0 8 5 】

- 1 クランクケース
- 2 シリンダブロック
- 4 ピストン
- 5 燃焼室
- 2 2 相対位置センサ
- 3 0 電子制御ユニット
- 4 2 クランク角センサ
- 5 4 , 5 5 カムシャフト
- 5 6 , 5 8 円形カム
- 5 7 偏心軸
- 5 9 モータ
- 6 5 スプリング
- 7 0 クラッチ
- 7 1 入力軸
- 7 3 保持部
- 7 4 出力軸
- 8 0 a , 8 0 b ローラ
- 8 6 a , 8 6 b 係止部
- 8 9 トルク検出器
- 9 1 極大点

10

20

30

40

50

9 2 極小点

A 可変圧縮比機構

【要約】

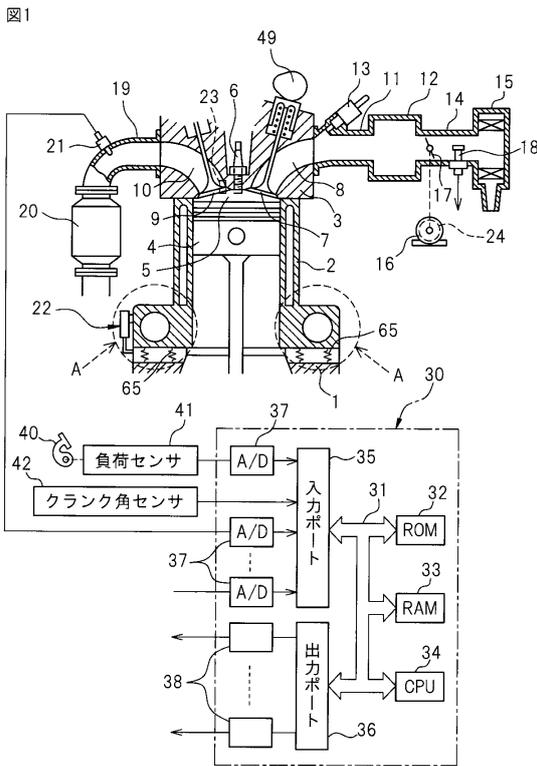
【課題】クラッチを含む可変圧縮比機構を備え、クラッチのロックを解除することが困難な状態になることを回避する内燃機関を提供する。

【解決手段】内燃機関は、クランクケースに対するシリンダブロックの相対位置を変更する可変圧縮比機構を備える。可変圧縮比機構は、偏心軸を含むシャフトを回転させる駆動装置を含み、駆動装置は、モータの回転力をシャフトに伝達する駆動力伝達経路に配置され、逆入力遮断クラッチを含む。内燃機関は、機械圧縮比を低下させる場合には、筒内圧が極大点から極小点まで移行する期間中に、クラッチの入力軸の駆動を開始するように形成されている。クラッチの出力軸に加わる回転力の振動の振幅が予め定められた判定値未満の時には、機械圧縮比を予め定められた低機械圧縮比に固定する。

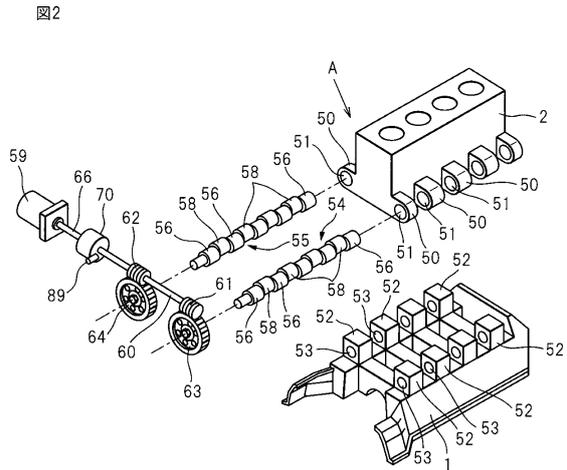
10

【選択図】図1 4

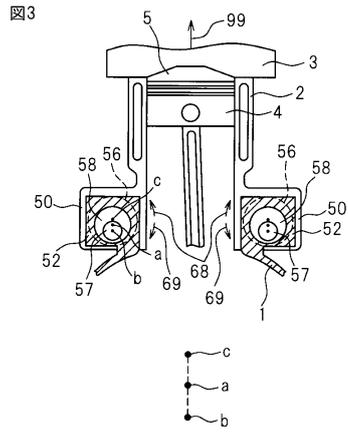
【図1】



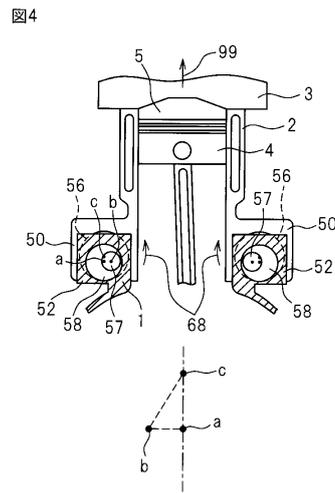
【図2】



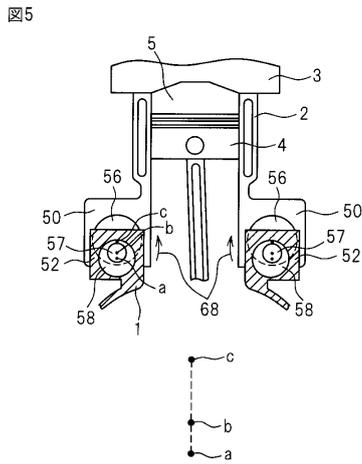
【 図 3 】



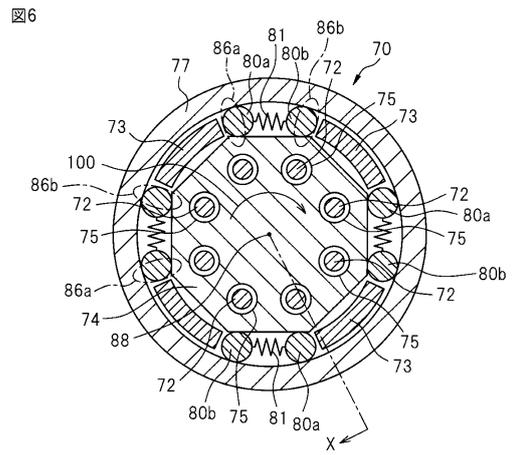
【 図 4 】



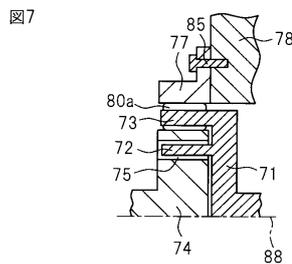
【 図 5 】



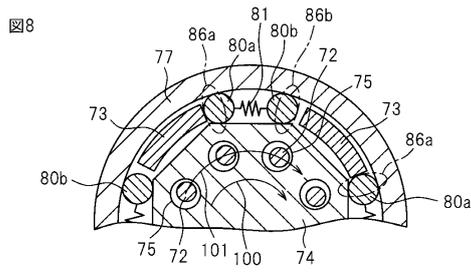
【 図 6 】



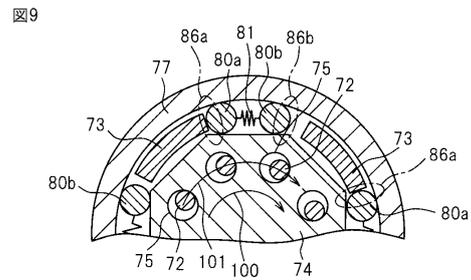
【 図 7 】



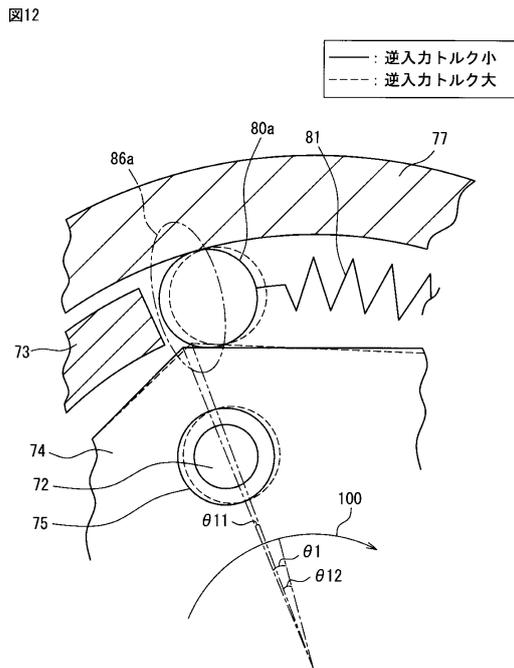
【図8】



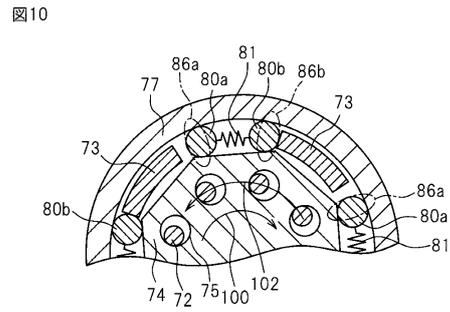
【図9】



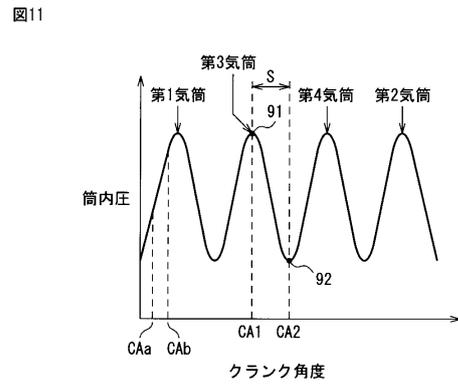
【図12】



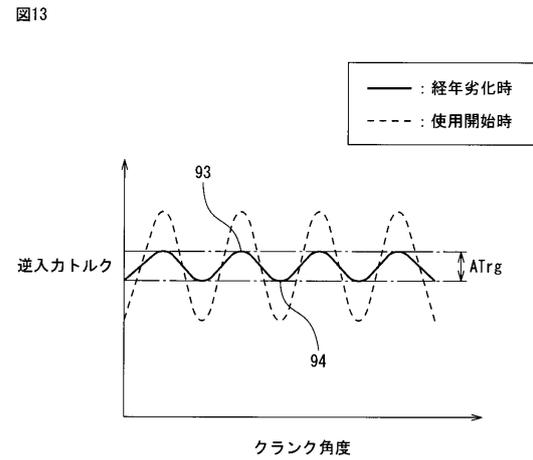
【図10】



【図11】

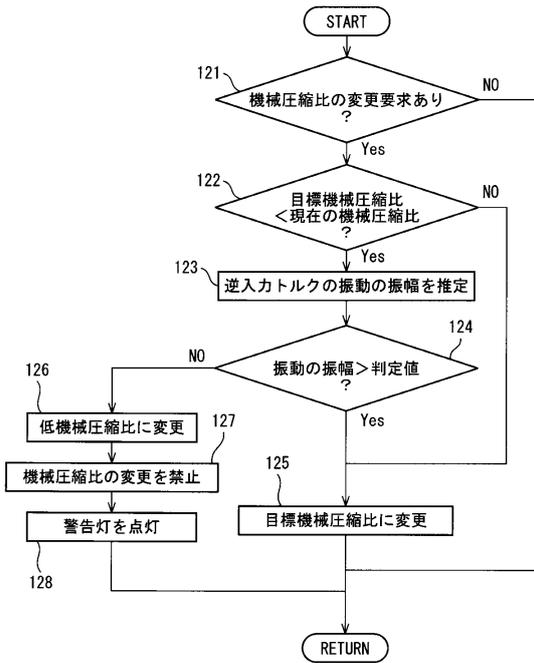


【図13】



【 図 1 4 】

図14



フロントページの続き

- (72)発明者 大河 誠
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
- (72)発明者 酒井 和人
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

審査官 立花 啓

- (56)参考文献 特開2009-264258(JP,A)
特開2010-151088(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
- | | |
|------|---------------|
| F02D | 15/00 - 15/04 |
| F02B | 75/04 |
| F02F | 1/18 |
| F16D | 41/08 |