

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2015年9月17日(17.09.2015)



(10) 国際公開番号

WO 2015/137456 A1

- (51) 国際特許分類:
F02D 15/04 (2006.01) F16D 41/08 (2006.01)
F02B 75/04 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2015/057330
- (22) 国際出願日: 2015年3月12日(12.03.2015)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2014-050389 2014年3月13日(13.03.2014) JP
- (71) 出願人: トヨタ自動車株式会社 (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町1番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者: 大河 誠(OKAWA, Makoto); 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 酒井 和人(SAKAI, Kazuhito); 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP).
- (74) 代理人: 青木 篤, 外(AOKI, Atsushi et al.); 〒1058423 東京都港区虎ノ門三丁目5番1号 虎ノ門37森ビル青和特許法律事務所 Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC,

[続葉有]

(54) Title: INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(54) 発明の名称: 内燃機関

[図13]

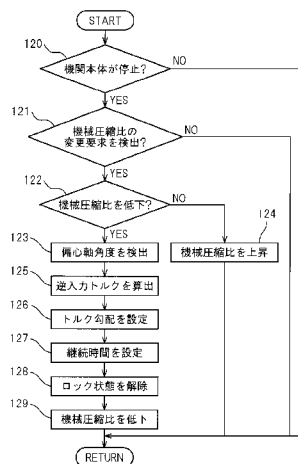


FIG. 13:
120 Is engine main body stopped?
121 Has a request to change the mechanical compression ratio been detected?
122 Is the mechanical compression ratio to be decreased?
123 Detect eccentric shaft angle
124 Raise mechanical compression ratio
125 Calculate reverse input torque
126 Set torque gradient
127 Set continuation duration
128 Release lock state
129 Decrease mechanical compression ratio

(57) Abstract: In the present invention, an internal combustion engine is provided with a variable-compression-ratio mechanism (A) with a variable mechanical compression ratio and the variable-compression-ratio mechanism (A) comprises a drive device (59) for changing the volume of a combustion chamber (5) when a piston reaches top dead center. The drive device (59) comprises a reverse input blocking clutch (70) disposed in a drive power transmission path for transmitting the rotational force of a rotator. A control device (30) estimates the reverse input torque applied to an output shaft of the reverse input blocking clutch (70) and sets a gradient for torque output by the rotator and a continuation duration for continuing the torque increase on the basis of the reverse input torque.

(57) 要約: 内燃機関は、機械圧縮比を変更可能な可変圧縮比機構(A)を備え、可変圧縮比機構(A)は、ピストンが上死点に到達したときの燃焼室(5)の容積を変更するための駆動装置(59)を含む。駆動装置(59)は、回転機の回転力を伝達する駆動力伝達経路に配置されている逆入力遮断クラッチ(70)を含む。制御装置(30)は、逆入力遮断クラッチ(70)の出力軸に加わる逆入力トルクを推定し、逆入力トルクに基づいて、回転機が出力するトルク勾配およびトルクの増大を継続する継続時間を設定する。

WO 2015/137456 A1



MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, 添付公開書類:
TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, — 国際調査報告 (条約第 21 条(3))
KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

明 細 書

発明の名称： 内燃機関

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可変圧縮比機構を備える内燃機関が知られている。

[0003] 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ことにより圧縮比を変更することができる。燃焼室にて燃料が燃焼すると筒内圧が上昇する。そして、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力が作用し、この力は可変圧縮比機構にも作用する。特に、この力が燃焼室の容積を変更する機構を駆動するモータ等の回転機に伝達される虞がある。

[0004] このために、可変圧縮比機構には、筒内圧による回転力が回転機の出力軸に伝達されないように、筒内圧による回転力を遮断する逆入力遮断クラッチを配置することが知られている。逆入力遮断クラッチは、回転機の出力軸に加わる回転力を遮断するロック機能を有する。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した上で燃焼室の容積を変更する。

[0005] 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。

[0006] 特開 2012-229764 号公報においては、入力軸から出力軸へトルクが伝達されない時には出力軸の負荷トルクが入力軸へ伝達されるのを阻止するトルクダイオードを具え、トルクダイオードのロック状態を解除するロック解除装置が開示されている。このロック解除制御装置では、設定したロック解除トルクを所定時間加え続けてもロック状態が解除されない場合に、ロック解除トルクを徐々に増大させることが開示されている。

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[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る。機関本体の運転中には、逆入力遮断クラッチの出力軸に筒内圧による回転力が加わる。筒内圧は時間とともに変化し、逆入力遮断クラッチのロック状態を解除するために必要なトルクは時間と共に変化する。

[0008] 機械圧縮比の変更は、機関本体を駆動している期間中に限られず、機関本体を停止している期間中に実施する場合がある。たとえば、機関本体を始動する直前に、可変圧縮比機構の異常を検出するために機械圧縮比を変更する場合がある。または、内燃機関に加えて電動機を動力源とするハイブリッド駆動装置においては、機関本体を一時的に停止する期間がある。この期間中に偏心軸の表面等に油膜を形成して軸受の固着を回避するために、機械圧縮比を変更する場合がある。

[0009] このように、機関本体の運転中および停止期間中の両方の期間中に生じる全ての状態において、逆入力遮断クラッチのロック状態を解除するために、逆入力遮断クラッチの入力軸を駆動する回転機は出力トルクが大きな回転機

を選定することが考えられる。ところが、回転機の容量を大きくすると、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するという問題がある。また、回転機が大型になり、回転機を配置する場所が制限されるという問題がある。

[0010] 本発明は、逆入力遮断クラッチを含む可変圧縮比機構を備え、可変圧縮比機構を駆動する回転機を小型にできる内燃機関を提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

[0011] 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る。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駆動装置と、駆動装置を制御する制御装置とを含む。駆動装置は、回転機と、回転機の回転力を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、機械圧縮比を低下させる回転方向の出力軸に加わる逆入力トルクを遮断するように形成されている。制御装置は、クラッチの出力軸に加わる逆入力トルクを推定し、逆入力トルクに基づいて、回転機が出力するトルク勾配およびトルクの増大を継続する継続時間を設定し、トルク勾配および継続時間に基づいてクラッチのロック状態を解除する。

[0012] 上記発明においては、クラッチは、回転機の回転力が入力される入力軸と、入力軸から回転力が伝達される出力軸と、クラッチの駆動中に移動しない外輪とを含み、ローラが出力軸と外輪との間に配置され、出力軸と外輪とはローラに係止させるための係止部を形成し、クラッチは、機械圧縮比を低下させる回転方向の逆入力トルクが出力軸に作用すると、ローラに係止部に係止させて出力軸を外輪に対してロックさせることで逆入力トルクを遮断するように形成されており、制御装置は、トルク勾配および継続時間に基づいて入力軸を回転させることにより、ローラに係止部から離して出力軸のロックを解除することができる。

[0013] 上記発明においては、回転機は、電動機を含み、制御装置は、電動機に供給する電流のデューティ比を変更することによりトルク勾配を制御し、電動

機に電力を供給する時間を変更することにより継続時間を制御することができる。

[0014] 上記発明においては、可変圧縮比機構は、クラッチに潤滑油を供給する潤滑油供給装置と、潤滑油の温度を検出する温度検出器とを含み、制御装置は、潤滑油の温度を検出し、潤滑油の温度に基づいてトルク勾配および継続時間を制御することができる。

[0015] 上記発明においては、電動機に電力を供給する蓄電池と、蓄電池の出力電圧を検出する電圧検出器とを備え、制御装置は、蓄電池の出力電圧を検出し、出力電圧が予め定められた電圧判定値よりも低い場合に、ロック状態を解除するために許容される電圧降下に基づいて、トルク勾配および継続時間を設定することができる。

[0016] 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を含み、駆動装置は、シャフトを回転させて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燃焼室の大きさを変更することができる。

[0017] 上記発明においては、支持構造物から離れる向きにシリンダブロックを付勢する付勢部材を備え、制御装置は、燃焼室における燃料の燃焼が停止している期間中に機械圧縮比を低下する場合に、付勢部材の付勢力に基づいてトルク勾配および継続時間を設定することができる。

[0018] 上記発明においては、筒内圧を検出する筒内圧力検出器と、クラッチの出力軸に加わる逆入力トルクを推定する回転力推定装置とを備え、制御装置は、内燃機関の運転期間中に機械圧縮比を低下させる場合に、筒内圧を検出し、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回転機を制御し、クラッチ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判定値未満の場合に、逆入力トルクを推定し、逆入力トルクに基づいてトルク勾配および継続時間を設定することができる。

発明の効果

[0019] 本発明によれば、逆入力遮断クラッチを含む可変圧縮比機構を備え、可変圧縮比機構を駆動する回転機を小型にできる内燃機関を提供することができる。

図面の簡単な説明

[0020] [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。

[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]実施の形態のクラッチに加える入力トルクおよび入力トルクを加える付与時間に対するロック状態の解除が可能な条件を説明するグラフである。

[図12]実施の形態のクラッチにおける入力軸の加速度および入力トルクの増大を継続する継続時間に対するロック状態の解除が可能な領域を説明するグラフである。

[図13]実施の形態において機械圧縮比を変更する第1の運転制御のフローチャートである。

[図14]実施の形態における偏心軸角度に対するリフトスプリングによりシリンドラブロックに加わる荷重のグラフである。

[図15]実施の形態における偏心軸角度に対するリンク機構が回転力を伝達する角度係数のグラフである。

[図16]実施の形態における偏心軸角度に対するクラッチの逆入力トルクのグラフである。

[図17]実施の形態におけるモータのデューティ比を変化させたときのモータの出力トルクのグラフである。

[図18]実施の形態のクラッチのローラの接触面における摩擦係数のグラフである。

[図19]実施の形態における可変圧縮比機構のモータに電力を供給する電力供給装置の概略図である。

[図20]実施の形態のクラッチにおける入力軸の加速度および入力トルクの増大を継続する継続時間に対するロック状態の解除が可能な領域を説明するグラフである。

[図21]実施の形態において機械圧縮比を変更する第3の運転制御のフローチャートである。

[図22]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23]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。

[図24]実施の形態において機械圧縮比を変更する第4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

[0021] 図1から図24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。

[0022] 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、機関本体90を備える。機関本体90は、機関本体90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。機関本体90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。

[0023] 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が配置されている。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。

[0024] 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。

[0025] 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、付勢部材としてのリフトスプリング 65 が配置されている。リフトスプリング 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。なお、付勢部材としては、この形態に限られず、クランクケースから離れる向きにシリンダブロックを付勢する任意の部材を採用することができる。

[0026] クランクケース 1 およびシリンダブロック 2 には、クランクケース 1 に対するシリンダブロック 2 の相対位置を検出するための相対位置センサ 22 が取付けられている。相対位置センサ 22 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 16 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 24 が取付けられている。

[0027] 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 30 を含む。本実施の形態における電子制御ユニット 30 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 31 によって互いに接続された ROM（リードオンリメモリ）32、RAM（ランダムアクセスメモリ）33、CPU（マイクロプロセッサ）34、入力ポート 35 および出力ポート 36 を含む。

[0028] 吸入空気量検出器 18、空燃比センサ 21、相対位置センサ 22、筒内圧センサ 23、およびスロットル開度センサ 24 の出力信号は夫々対応する AD 変換器 37 を介して入力ポート 35 に入力される。また、アクセルペダル 40 にはアクセルペダル 40 の踏込み量に比例した出力電圧を発生する負荷センサ 41 が接続されている。負荷センサ 41 の出力電圧は対応する AD 変換器 37 を介して入力ポート 35 に入力される。負荷センサ 41 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 35 にはクランクシャフトが例えば 30° 回転する毎に出力パルスを発生するクランク角センサ 42 が接続されている。クランク角センサ 42 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。

[0029] 一方、出力ポート 36 は、対応する駆動回路 38 を介して点火栓 6、燃料噴射弁 13、スロットル弁駆動用のアクチュエータ 16、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 30 により制御されている。

[0030] 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の突出部 50 が形成されている。各突出部 50 には断面形状が円形のカム挿入孔 51 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 50 同士の間嵌合される複数の突出部 52 が形成されている。これらの突出部 52 にも断面形状が円形のカム挿入孔 53 が形成されている。

[0031] 本実施の形態における可変圧縮比機構は、偏心軸を含むシャフトとしてのカムシャフト 54、55 を含む。カムシャフト 54、55 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 54、55 上には、一つおきに各カム挿入孔 53 内に回転可能に挿入される円形カム 58 が配置されている。これらの円形カム 58 は各カムシャフト 54、55 の回転軸線と共軸をなす。一方、各円形カム 58 の両側には、図 3 に示すように各カムシャフト 54、55 の回転軸線に対して偏心して配置された偏心軸 57 が延びている。この偏心軸 57 には、別の円形カム 56 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 56 は、各円形カム 58 の両側に配置されている。これらの円形カム 56 は対応する各カム挿入孔 51 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 57 を含むカムシャフト 54、55 を介して、クランクケース 1 に支持されている。

[0032] 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54, 55上に配置された円形カム58を矢印68に示すように、互いに反対方向に回転させると偏心軸57が互いに近づく方向に移動する。偏心軸57は、それぞれのカムシャフト54, 55の回転軸線の周りに回転する。シリンダブロック2は、矢印99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56は、カム挿入孔51内において回転し、図4に示されるように偏心軸57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58を矢印68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99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57は最も高い位置となる。

[0033] 図3から図5には、それぞれの状態における円形カム58の中心aと偏心軸57の中心bと円形カム56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58の中心aと円形カム56の中心cとの距離によって定まる。円形カム58の中心aと円形カム56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。

[0034] 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に近づくとき、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54, 55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。

[0035] 図2を参照して、本実施の形態の可変圧縮比機構は、燃焼室5の容積を変化させるためのカムシャフト54, 55を回転させる駆動装置を含む。駆動装置は、回転機としてのモータ59を含む。更に、駆動装置は、クラッチ7

0、ウォーム61、62およびウォームホイール63、64等を含む。回転軸66は、モータ59の出力軸およびクラッチ70の入力軸に接続されている。回転軸60は、クラッチ70の出力軸に接続されている。回転軸60には、カムシャフト54、55を互いに反対方向に回転させるように、螺旋方向が逆向きの一对のウォーム61、62が取付けられている。ウォーム61、62と噛合するウォームホイール63、64がカムシャフト54、55の端部に固定されている。なお、駆動装置の回転機としては、モータ等の電動機に限られず、クラッチ70の入力軸を回転させることができる任意の装置を採用することができる。

[0036] この実施例では、モータ59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30に制御されており、カムシャフト54、55を回転させるモータ59は、対応する駆動回路38を介して出力ポート36に接続されている。

[0037] 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に、
$$\text{（機械圧縮比）} = \frac{\text{（ピストンが上死点に到達したときの燃焼室の容積} + \text{ピストンの行程容積）}}{\text{（ピストンが上死点に到達したときの燃焼室の容積）}}$$
にて示すことができる。

[0038] 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。

[0039] 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。

[0040] 図3から図5を参照して、偏心軸57は、カムシャフト54, 55の回転軸、すなわち円形カム58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57を矢印68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57を矢印69に示す向きに回転させる。

[0041] 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59が出力する回転力（出力トルク）をカムシャフト54, 55に伝達する駆動力伝達経路に配置されているクラッチ70を含む。

[0042] 本実施の形態におけるクラッチ70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70は、モータ59から伝達される回転軸66の回転力はウォーム61, 62に伝達し、ウォーム61, 62から伝達される回転軸60の回転力は遮断して、モータ59に伝達しない構造を有する。本実施の形態においては、モータ59が出力するトルクによりクラッチ70の入力軸に加わるトルクをクラッチ70の入力トルクと称する。また、シリンダブロック2に作用する力により偏心軸57を介してクラッチ70の出力軸に加わるトルクをクラッチ70の逆入力トルクと称する。

[0043] 本実施の形態のクラッチ70は、モータ59とウォーム62との間に配置されているが、この形態に限られず、モータ59の回転力をカムシャフト54, 55に伝達する駆動力伝達経路の任意の位置に配置することができる。例えば、クラッチ70は、ウォームホイール63, 64と、カムシャフト54, 55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54, 55に対してクラッチを配置することができる。

[0044] 図6に、本実施の形態におけるクラッチの第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。

[0045] 図6および図7を参照して、本実施の形態のクラッチ70は、外輪77を含む。外輪77は、ねじ85によりハウジング78に固定されている。外輪77は、クラッチ70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70は、出力軸74を有する。出力軸74は、回転中心軸88を回転中心にして回転する。出力軸74には、穴部75が形成されている。穴部75は、出力軸74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74は、断面形状が多角形に形成されている。

[0046] クラッチ70は、入力軸71を含む。入力軸71は、回転中心軸88を回転中心にして回転する。入力軸71は、挿入部72と保持部73とを有する。挿入部72および保持部73は、一体的に回転する。

[0047] 複数の挿入部72は、出力軸74の穴部75に挿入されている。穴部75の内径は挿入部72の外径よりも大きくなるように形成されている。挿入部72と穴部75との間には隙間が形成される。複数の保持部73は、外輪77と出力軸74との間に配置されている。また、保持部73はローラ80a, 80bに対向している。

[0048] 出力軸74と外輪77との間の空間には、ローラ80a, 80bが配置されている。本実施の形態におけるローラ80a, 80bは円柱状に形成されている。ローラ80aとローラ80bの間には、スプリング81が配置されている。スプリング81は、ローラ80a, 80bを互いに離す向きに付勢する。

[0049] 出力軸74と外輪77とにより、ローラ80a, 80bに係止させるための係止部86a, 86bが形成される。係止部86a, 86bは、ローラ80a, 80bが付勢されている向きに沿って、出力軸74の外周面と外輪77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86a, 86bは、ローラ80a, 80bが通過しないように狭く形成されている。

[0050] 次に、本実施の形態におけるクラッチ70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 70 は、モータ 59 の回転力が入力軸 71 に入力されると、この回転力を出力軸 74 に伝達する。一方で、クラッチ 70 は、カムシャフト 54, 55 の側からの回転力が出力軸 74 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 70 は、機械圧縮比の低下する回転方向に回転する回転力がウォーム 61, 62 から伝達されると、この回転力を遮断する。

[0051] 図 1 を参照して、本実施の形態においては、リフトスプリング 65 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、リフトスプリング 65 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。

[0052] シリンダブロック 2 がクランクケース 1 から離れる向きの付勢力はカムシャフト 54, 55 に伝達されて回転力に変換される。カムシャフト 54, 55 に生じる回転力は、ウォームホイール 63, 64 およびウォーム 61, 62 を介してクラッチ 70 の出力軸 74 に伝達される。図 6 を参照して、矢印 100 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 74 には矢印 100 に示す向きに力が加わっている。すなわち、矢印 100 に示す方向に逆入力トルクが作用している。

[0053] ローラ 80a は、スプリング 81 に押圧されて係止部 86a に接触している。このために、ローラ 80a に楔の効果が生じて、外輪 77 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。

[0054] 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。

[0055] 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。出力軸 7 4 は、ロック状態が解除され、外輪 7 7 に対して矢印 1 0 1 に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 によるロック状態も解除される。

[0056] 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。

[0057] 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 から離脱する向きに回転するために、ローラ 8 0 a によるロック状態も解除される。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。

[0058] ところで、本実施の形態の内燃機関は、機関本体 9 0 を停止している期間中に可変圧縮比機構を駆動する制御を実施する。ここで、機関本体 9 0 の停止とは、燃焼室 5 における燃料の燃焼が停止しているのみではなく、機関本体 9 0 から出力されるトルクが零の状態を示す。すなわち、機関回転数が零である状態を示している。このような機関本体 9 0 が停止している状態においても、例えば、可変圧縮比機構の異常の有無を確認するために機械圧縮比を変更する場合がある。

[0059] 図 1 を参照して、機関本体 9 0 を停止している期間中では、燃焼室 5 における燃料の燃焼が停止している。このため、筒内圧によりシリンダブロック 2 に加わる力は零である。ところが、クランクケース 1 とシリンダブロック 2 との間に配置されているリフトスプリング 6 5 により、シリンダブロック 2 はクランクケース 1 から離れる向きに付勢されている。

[0060] 図 2 を参照して、シリンダブロック 2 に作用する力は、カムシャフト 5 4 , 5 5、ウォームホイール 6 3, 6 4、ウォーム 6 1, 6 2 および回転軸 6 0 を介して、クラッチ 7 0 の出力軸 7 4 に入力される。このときの出力軸 7 4 に入力される逆入力トルクの方法は、クランクケース 1 に対してシリンダブロック 2 が離れる方向である。

[0061] 図 6 を参照して、機関本体 9 0 の停止期間中においても、クラッチ 7 0 には、出力軸 7 4 に対して矢印 1 0 0 に示す逆入力トルクが加えられている。ローラ 8 0 a は、係止部 8 6 a に係止して、入力軸 7 1 への逆入力トルクの

伝達が遮断されている状態である。すなわち、クラッチ 70 は、ロック状態である。

[0062] 機関本体 90 の停止期間中に、機械圧縮比を上昇させる場合には、機関本体 90 の運転期間中と同様の制御によりロック状態を解除することができる。また、比較的小さな入力トルクにてクラッチ 70 のロック状態を解除することができる。すなわち、図 10 に示すように、モータ 59 により入力軸 71 を矢印 102 に示す向きに回転させることにより、ローラ 80b によるロック状態を解除して、機械圧縮比を上昇させることができる。このときのモータ 59 の出力トルクは、予め定められた設定値に制御することができる。

[0063] 一方で、機関本体 90 の停止期間中に機械圧縮比を低下させる場合には、図 8 および図 9 に示すように、モータ 59 により入力軸 71 を矢印 101 に示す向きに回転させることにより、ローラ 80a を係止部 86a から離脱させる。機関本体 90 の停止期間中には、出力軸 74 に加わる逆入力トルクは、ほぼ一定の状態になる。また、シリンダブロック 2 はクランクケース 1 から離れる向きに付勢されている。このために、機械圧縮比を低下させる場合にクラッチ 70 のロック状態を解除することができれば、小さなトルクにて容易に機械圧縮比を低下させることができる。

[0064] ここで、発明者らは、クラッチ 70 のロック状態を解除する場合に、解除の可否は入力軸 71 に入力される最終的な入力トルクの大きさのみに依存するのではなく、入力軸 71 の入力トルクの上昇速度、すなわちトルク勾配が関連することを見出した。更に、発明者らは、ロック状態を解除するためには、入力トルクの上昇を所定の時間にて継続する必要があることを見出した。本実施の形態では、クラッチ 70 の入力トルクの増大を継続している時間を継続時間と称し、クラッチ 70 に入力トルクを加えている時間を付与時間と称する。付与時間は、継続時間以上になる。

[0065] 図 11 は、機械圧縮比を低下させる場合に、付与時間およびクラッチ 70 の入力トルクに対するロック解除の状態を説明するグラフである。クラッチ

70の出力軸74には、一定の逆入力トルクが印加されている。クラッチ70のロック状態の解除に成功した実施例が実線にて示されている。また、ロック状態の解除に失敗した比較例1が一点鎖線にて、比較例2が二点鎖線にて示されている。

[0066] 実施例の制御では、入力トルクの勾配が大きく、付与時間 t_{id} にてロック状態が解除されている。付与時間 t_{id} では入力トルク T_{id} になっている。これに対して、比較例1の制御では、入力トルク T_i の勾配が小さく設定されている。この場合には、除々に入力トルクが増大するものの、クラッチ70のロック状態は解除されずに維持されている。また、比較例2では、入力トルクの勾配が大きい状態であるが、トルクの増大を継続している継続時間が短く、入力トルク T_{in} で入力トルクの上昇が停止している。この結果、ロック状態は解除されずに維持されている。このように、発明者らは、クラッチ70のロック状態を解除するためには、入力トルクの勾配および入力トルクの上昇を継続する継続時間が重要な要因であることを見出した。

[0067] 図12に、クラッチの入力軸の加速度および継続時間に対するクラッチのロック状態の解除が可能な領域を説明するグラフを示す。横軸は、入力軸71の加速度であり、入力トルクの勾配に相当する。縦軸は、トルク上昇を継続する継続時間である。

[0068] 実線は、逆入力トルク M_1 を出力軸74に加えたグラフを示している。入力軸の加速度 α_{i1} 未満の場合には、継続時間を長くしてもクラッチ70のロック状態を解除することができない。この領域は、トルク勾配が不足している領域である。そして、入力軸の加速度 α_{i1} 以上であり、継続時間を長くするとロック状態を解除することができる。入力軸の加速度 α_{i1} にてロック状態を解除するためには、継続時間 t_{i1} 以上の時間が必要になる。一方で、継続時間が所定の時間よりも短ければ、ロック状態を解除することができない。この領域は、継続時間が不足する領域になる。ロック状態を解除するために必要な継続時間 t_i は、入力軸の加速度 α_i が大きくなるほど短くなる。入力軸加速度 α_{im} は、モータ59が出力可能な最大の入力軸の加速度である。入力軸加速度 α_{im}

では、継続時間 t_{i1m} 以上がロック解除に必要な時間である。このように、本実施の形態のモータは、入力軸の加速度 α_{i1} より大きく入力軸加速度 α_{im} 以下の状態にて、所定の時間のトルク勾配の上昇を継続することによりロック状態を解除する。

[0069] 図 12 には、逆入力トルクが変化した場合のグラフが示されている。逆入力トルク M_2 は、逆入力トルク M_1 よりも大きい。逆入力トルク M_1 から逆入力トルク M_2 に変化した場合には、矢印 105 に示すように、クラッチ 70 のロック状態を解除できる領域が移行する。逆入力トルク M_2 の場合には、クラッチ 70 のロック状態を解除するために入力軸の加速度 α_{i2} 以上の加速度が必要である。入力軸の加速度 α_{i2} の時には継続時間 t_{i2} 以上の時間が必要である。また、モータ 59 の最大の入力軸の加速度 α_{im} の場合には、継続時間 t_{i2m} 以上の時間がロック状態の解除に必要なになる。

[0070] 図 8 に示すように、クラッチ 70 のロック状態を解除する前には、ローラ 80a は、出力軸 74 および外輪 77 から構成される係止部 86a に食い込んでいる。ローラ 80a の係止部 86a からの離脱を開始するためには、所定の大きさ以上のトルク勾配にて入力軸 71 を回転させる必要があると考えられる。また、ローラ 80a の離脱が開始した後に、ローラ 80a を係止部 86a から離してロック状態を完全に解除するためには、ローラ 80a の押圧を所定の継続時間の間、継続する必要があると考えられる。本実施の形態では、クラッチ 70 の入力トルクの勾配および入力トルクの増大を継続する継続時間を設定してクラッチのロック状態を解除する。

[0071] 図 12 を参照して、クラッチ 70 の逆入力トルク M が定まれば、逆入力トルク M に応じたトルク勾配および継続時間を選定して、クラッチ 70 のロック状態を解除することができる。入力軸の加速度 α_i は、ロック状態の解除が可能な任意の値を選択することができる。本実施の形態では、入力トルクの勾配が大きくなる領域を選択している。クラッチ 70 のロック状態の解除が可能な領域のうち、最大の入力軸加速度 α_{im} を選択する。入力軸の加速度 α_i を大きくし、継続時間 t_i を短くすることにより、ロック状態を解除するために

必要な電力量を小さくすることができる。すなわち、クラッチ 70 のロック状態を解除するための消費電力を抑制することができる。また、ロック状態の解除の応答性を向上させることができる。

[0072] 図 13 に、本実施の形態における機械圧縮比を変更する第 1 の運転制御のフローチャートを示す。図 13 に示す運転制御は、電子制御ユニット 30 により、たとえば所定の時間間隔ごとに繰り返して行うことができる。

[0073] ステップ 120 においては、機関本体 90 が停止している状態か否かを判別する。例えば、機関回転数が零であるか否かを判別する。ステップ 120 において、機関本体 90 が運転期間中である場合には、この制御を終了する。ステップ 120 において、機関本体 90 が停止期間中である場合にはステップ 121 に移行する。

[0074] ステップ 121 においては、機械圧縮比の変更要求を検出したか否かを判別する。機械圧縮比の変更要求を検出していない場合には、この制御を終了する。機械圧縮比の変更要求を検出した場合には、ステップ 122 に移行する。

[0075] 次に、ステップ 122 においては、機械圧縮比を低下させるか否かを判別する。ステップ 122 において、機械圧縮比を上昇させると判別した場合には、ステップ 124 に移行する。ステップ 124 においては、機械圧縮比を目標の機械圧縮比まで上昇する。この場合には、予め定められたトルク勾配および継続時間になるようにモータ 59 に電流を供給して、ロック状態を解除することができる。ロック状態を解除した後に機械圧縮比を目標圧縮比まで上昇させることができる。ステップ 122 において、機械圧縮比を低下させる場合には、ステップ 123 に移行する。

[0076] ステップ 123 においては、現在の機械圧縮比の状態における偏心軸角度 θ を算出する。図 3 から図 5 を参照して、本実施の形態においては、円形カム 58 の中心 a と偏心軸 57 の中心 b とを結ぶ線と、シリンダブロック 2 の移動方向とのなす角度を偏心軸角度 θ と称する。図 3 を参照して、本実施の形態では、機械圧縮比が最も高い状態では偏心軸角度 θ が 0° である。機械

圧縮比が低下するほど、偏心軸角度 θ が増大する。そして、図5に示すように、機械圧縮比が最小の状態では、偏心軸角度 θ がほぼ 180° である。

[0077] 偏心軸角度 θ は、現在の機械圧縮比に基づいて算出することができる。偏心軸角度 θ は、たとえば相対位置センサ22（図1参照）により検出される相対位置に基づいて算出することができる。

[0078] 図13を参照して、ステップ125においては、クラッチ70の出力軸74に加わる逆入力トルクを算出する。ここで、機関本体90の停止期間中にクラッチ70の出力軸74に加わる逆入力トルクの算出方法について説明する。

[0079] 図14は、可変圧縮比機構のリンク機構における偏心軸角度に対するシリンダブロック2に加わる荷重のグラフである。縦軸は、リフトスプリング65（図1参照）によりシリンダブロック2に印加される荷重を示している。機械圧縮比が低くなるほど、クランクケース1に対してシリンダブロック2が遠ざかるために、リフトスプリング65の縮み量は減少する。このために、偏心軸角度 θ が大きくなるほど、シリンダブロック2に加えられる荷重は小さくなる。偏心軸角度が 180° になった場合においてもリフトスプリング65は縮んでいる状態であり、最小荷重がシリンダブロック2に加わっている。このように、偏心軸角度に基づいてリフトスプリング65からシリンダブロック2に印加される荷重が定まる。

[0080] 図15に、偏心軸角度に対する角度係数のグラフを示す。縦軸の角度係数は、リンク機構によりシリンダブロック2に加わる荷重がウォームホイール63、64に伝達されるとき力の伝達率に対応する。リンク機構の状態、すなわち、偏心軸角度 θ に依存して、ウォームホイール63、64に伝達される回転力が変化する。角度係数が大きくなるほどウォームホイール63、64に伝達されるトルクは大きくなる。

[0081] 図16は、偏心軸角度に対する逆入力トルクを示すグラフである。図14に示すシリンダブロック2に加わる荷重に対して図15に示す角度係数を乗じることにより、ウォームホイール63、64に加えられるトルクを算出す

ることができる。そして、ウォームホイール 63, 64 とウォーム 61, 62 とのギヤ比に基づいて、クラッチ 70 の出力軸 74 に加わる逆入力トルクを算出することができる。逆入力トルクは、偏心軸角度の関数になっていることが分かる。このように、クランクケース 1 に対するシリンダブロック 2 の相対位置に基づいて、逆入力トルクを算出することができる。

[0082] 図 13 を参照して、次に、出力軸 74 に加わる逆入力トルクに基づいて、クラッチ 70 のロック状態を解除するために必要なトルク勾配と入力トルクを増大する継続時間を設定する。

[0083] ステップ 126 においては、クラッチ 70 の入力軸 71 に入力されるトルク勾配を設定する。ステップ 127 においては、設定されたトルク勾配にてトルクを上昇させる継続時間を設定する。トルク勾配および継続時間は、例えば、逆入力トルクを関数にした設定値が予め定められている。図 12 を参照して、たとえば、逆入力トルク M_1 の場合には、入力軸の加速度 α_{im} に対応するトルク勾配に設定され、更に継続時間 t_{im} に余裕分を加算した付与時間が選定されている。

[0084] 次に、ステップ 128 においてはロック状態を解除する。制御装置は、設定されたトルク勾配および付与時間になるように、モータ 59 に電力を供給する。

[0085] 図 17 に、モータに供給する電流とクラッチの入力トルクとの関係を説明するグラフを示す。クラッチ 70 の入力トルクは、モータ 59 の出力トルクに対応する。本実施の形態では、デューティ比制御にてモータ 59 を制御している。すなわち、モータ 59 に、電流を供給している時間と電流の供給を停止する時間との比率を変更することにより、モータ 59 の出力のトルク勾配を調整することができる。

[0086] デューティ比が 100% のグラフが実線で、デューティ比が 50% のグラフが点鎖線にて示されている。時刻 t_1 においてモータ 59 を始動している。そして、時刻 t_2 においてクラッチ 70 の入力トルクが所定の値まで到達して、その後一定になっている。デューティ比が 100% の制御では、

デューティ比が50%の制御よりもモータの出力トルクの上昇速度、すなわちクラッチ70の入力軸71に加わるトルク勾配は大きくなる。デューティ比を増大することにより、入力軸71に入力するトルク勾配を増大することができる。本実施の形態においては、モータに供給する電流のデューティ比を変化させることにより、トルク勾配を変化させている。

[0087] 図13を参照して、ステップ128において、ロック状態を解除することができる。制御装置は、設定された付与時間およびデューティ比にてモータ59に電流を供給する。クラッチ70のロック状態が解除される。

[0088] 次に、ステップ129において、機械圧縮比を目標の機械圧縮比まで低下する。クラッチ70のロック状態を解除した後は、クラッチ70の入力トルクを小さくしても機械圧縮比を低下させることができる。制御装置は、予め定められた低い電流値にて機械圧縮比を目標機械圧縮比まで低下させることができる。機械圧縮比が目標機械圧縮比に到達した時に、この制御を終了する。

[0089] このように、本実施の形態における内燃機関の制御装置は、クラッチの出力軸に加わる逆入力トルクを推定する。逆入力トルクに基づいてモータが出力するトルク勾配およびトルクの増大を継続する継続時間を設定する。継続時間に基づいて付与時間を設定する。そして、設定されたトルク勾配と付与時間に基づいてトルクを増大して、クラッチのロック状態を解除する。この制御を採用することにより、モータが出力するトルクおよびモータ供給する電力を最適化することができる。このため、モータの容量が過大になることを回避することができて、モータの小型化を図ることができる。また、モータに供給する電力を低減することができる。

[0090] 本実施の形態においては、回転機として電動機が採用され、制御装置は、電動機への電力の供給パターンを変更してトルク勾配を制御している。また、電動機に電力を供給する時間を変更して継続時間を制御している。この制御を実施することにより、クラッチの入力軸に加えるトルク勾配および継続時間を容易に制御することができる。

- [0091] なお、可変圧縮比機構の回転機としては、電動機に限られず、クラッチの入力軸を回転可能な任意の回転機を採用することができる。たとえば、回転機は、油圧によるアクチュエータによりクラッチの入力軸を回転するように形成されていても構わない。
- [0092] 次に、本実施の形態の第2の運転制御について説明する。クラッチ70の内部では摺動する部分があるために、クラッチ70の内部には潤滑油が供給される。クラッチ70のロック状態を解除する場合には、ローラ80a, 80bに対して、外輪77および出力軸74が摺動する。本実施の形態における可変圧縮比機構は、クラッチ70の内部に潤滑油を供給する潤滑油供給装置を備える。第2の運転制御では、機械圧縮比を低下させるときに潤滑油の状態を考慮する。
- [0093] 本実施の形態では、クラッチ70が潤滑油の蒸気の雰囲気中に配置されている。機関本体90は、オイルパンに貯留するオイルの蒸気が外部に漏れないようにブーツシールにより密閉されている。クラッチ70は、機関本体90の密閉空間の内部に配置されている。オイルパンおよび密閉部材が潤滑油供給装置として機能する。なお、潤滑油供給装置としては、この形態に限られず、たとえば、クラッチ70の内部に直接的に潤滑油を供給するように形成されていても構わない。
- [0094] 本実施の形態の第2の運転制御においては、クラッチ70の内部の摺動部分における摩擦係数を推定し、摩擦係数に基づいてクラッチ70のロック状態の解除に必要なトルク勾配および継続時間を設定する。摩擦係数が小さくなることにより、ロック状態を解除するために必要なトルク勾配を小さくすることができて、さらに、継続時間も短くすることができる。
- [0095] 図18は、潤滑油の温度と摩擦係数との関係を示すグラフである。クラッチ70のロック状態を解除する時には、動摩擦係数よりも静止摩擦係数が支配的になる。ここでの摩擦係数 μ は、ローラ80a, 80bの接触面における静止摩擦係数を示している。たとえば、クラッチ70がロック状態であるときには、ローラ80a, 80bと外輪77とが直接的に接触している。そ

して、ローラ 80 a, 80 b との外輪 77 との間の領域における化学反応により油膜が形成される。潤滑油の温度 T_g が高くなるほど摩擦係数 μ は低下する。図 18 に示す関係に基づいて、潤滑油の温度 T_g により摩擦係数 μ を算出することができる。

[0096] 本実施の形態の可変圧縮比機構は、潤滑油の温度を検出する温度検出器を含む。本実施の形態の温度検出器は、オイルパンに貯留する潤滑油の温度を検出する。そして、潤滑油の温度に基づいて摩擦係数を算出することができる。

[0097] 図 13 を参照して、第 2 の運転制御においては、潤滑油の温度に基づいてトルク勾配および継続時間を制御する。ステップ 126 において、摩擦係数に基づいてトルク勾配を設定することができる。ステップ 127 において、摩擦係数に基づいて継続時間を設定することができる。たとえば、逆入力トルクと潤滑油の温度とを関数にしたマップを予め制御装置に記憶しておくことができる。または、設定したトルク勾配および継続時間に対して摩擦係数に基づく補正係数を乗算しても構わない。

[0098] 第 2 の運転制御においては、クラッチ 70 の内部の摺動部分における摩擦係数を考慮するために、クラッチ 70 のロック状態の解除に必要なトルク勾配および継続時間を正確に設定することができる。このために、回転機の容量が過大になることを回避することができる。また、クラッチ 70 のロック状態を解除するときの消費電力を低減することができる。

[0099] 次に、本実施の形態の第 3 の運転制御について説明する。第 3 の運転制御においては、クラッチ 70 のロック状態を解除するときの蓄電池 92 の状態を検出する。そして、蓄電池 92 の状態に基づいて、モータ 59 に供給する電力の供給パターンを設定する。

[0100] 図 19 に、可変圧縮比機構のモータに電力を供給する電力供給装置の概略図を示す。内燃機関は、モータ 59 に電力を供給するための蓄電池 92 と、電力供給ユニット 94 と、蓄電池 92 の出力電圧を検出する電圧検出器 93 とを備える。電圧検出器 93 の出力は、電子制御ユニット 30 に入力される

。電力供給ユニット 94 は、電子制御ユニット 30 の指令に基づいて、蓄電池 92 からモータ 59 に電力を供給する。

[0101] 図 12 を参照して、前述の運転制御ではクラッチ 70 の入力軸 71 のトルク勾配が大きくなるように、トルク勾配および継続時間を設定する。この制御では、消費電力を低減することができるが、蓄電池 92 の負荷が大きくなる。そして、クラッチ 70 のロック状態を解除したときの蓄電池 92 の電圧降下が大きくなる。蓄電池 92 の電圧降下が大きくなると、ロック状態を解除した後の機械圧縮比の制御に不具合が生じる虞がある。または、蓄電池 92 に接続されている他の装置の制御に不具合が生じる虞がある。

[0102] 第 3 の運転制御では、クラッチ 70 のロック状態を解除する前に、蓄電池 92 の出力電圧を検出し、機械圧縮比の低下の際に許容される電圧降下を算出する。許容される電圧降下が予め定められた判定値以上の場合には、第 1 の運転制御と同様の制御を実施する。一方で、許容される電圧降下が予め定められた判定値未満の場合には、許容される電圧降下に基づいてトルク勾配および継続時間を設定する。トルク勾配は、モータ 59 が出力可能な最大のトルク勾配よりも低く設定される。また、継続時間は最大のトルク勾配に対応する最小の継続時間よりも長く設定される。

[0103] 図 20 は、入力軸加速度および継続時間に対してクラッチのロック状態の解除が可能な領域を示すグラフである。図 20 は、逆入力トルク M_1 のときのグラフである。この実施例では、入力軸の加速度 α_i をモータ 59 の最大の入力軸の加速度 α_{im} に設定すると、電圧降下が大きくなり、蓄電池 92 は所定の電圧判定値未満になってしまう。このために、検出した蓄電池 92 の電圧に基づいて、許容される電圧降下を算出する。そして、許容される電圧降下に基づいて入力軸の加速度 α_{i3} を算出する。矢印 103 に示す様に、入力軸の加速度 α_{i3} は、最大の入力軸の加速度 α_{im} よりも低く設定される。そして、入力軸の加速度 α_{i3} に基づいて継続時間 t_{i3} が設定される。設定された入力軸の加速度 α_{i3} および継続時間 t_{i3} に基づいて、機械圧縮比が変更される。

[0104] 第 3 の運転制御を実施することにより、クラッチ 70 のロック状態を解除

した場合に、蓄電池の出力電圧が所定の電圧未満になって、ロック状態を解除した後の機械圧縮比の制御に不具合が生じることを回避できる。また、他の装置の制御に不具合が生じることを抑制することができる。

[0105] 図 21 に、本実施の形態における第 3 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。ステップ 120 からステップ 125 までは、図 13 に示す第 1 の運転制御と同様である。ステップ 125 においては、偏心軸角度に基づいて逆入力トルクを算出する。

[0106] 次に、ステップ 131 において、電圧検出器 93 により蓄電池 92 の電圧を検出する。そして、蓄電池 92 の電圧に基づいて機械圧縮比を低下させる制御で許容される電圧降下、すなわち電圧降下許容値を設定する。

[0107] 次に、ステップ 132 においては、電圧降下許容値が予め定められた判定値以上か否かが判別される。ここでの判定値は、たとえば、最大のトルク勾配を選択した場合の電圧降下を予め設定することができる。電圧降下許容値が判定値以上であれば、蓄電池 92 が出力する電圧は十分に高いと判別することができる。この場合には、ステップ 136 に移行する。

[0108] ステップ 136 においては、モータ 59 が出力可能な最大のトルク勾配を設定する。ステップ 137 においては、設定されたトルク勾配に対応する継続時間を設定する。ステップ 138 においては、設定されたトルク勾配と継続時間に基づいてロック状態を解除する。次に、ステップ 139 において機械圧縮比を低下させる。

[0109] ステップ 132 において、電圧降下許容値が予め定められた判定値未満である場合には、ステップ 133 に移行する。この場合には、最大のトルク勾配にて機械圧縮比を低下すると蓄電池 92 の電圧が不足すると判別することができる。

[0110] ステップ 133 においては、電圧降下許容値に基づいてトルク勾配を設定する。電圧降下許容値を関数にするトルク勾配の値は、予め定めておいて電子制御ユニット 30 に記憶させておくことができる。このように、現在の蓄

電池 9 2 の出力電圧に基づいて、トルク勾配を設定することができる。本実施の形態では、モータ 5 9 に供給する電力のデューティ比を設定することができる。

[0111] 次に、ステップ 1 3 4 においては、設定されたトルク勾配に基づいて継続時間を設定する。ステップ 1 3 5 においては、設定されたトルク勾配および継続時間によりロック状態を解除する。次に、ステップ 1 3 9 において機械圧縮比を低下させる。

[0112] このように、第 3 の運転制御においては、蓄電池 9 2 の出力電圧が低下したことを検出し、機械圧縮比が低下した後に蓄電池 9 2 の出力電圧が低くなりすぎないように制御することができる。

[0113] 前述の運転制御では機関本体 9 0 の停止期間中に機械圧縮比を変更する制御を例示しているが、本発明の運転制御は、機関本体 9 0 の運転期間中にも適用することができる。次に、機関本体 9 0 の運転期間中に機械圧縮比を変更する第 4 の運転制御について説明する。

[0114] 図 2 2 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。筒内圧は、筒内圧センサ 2 3（図 1 参照）により検出することができる。図 2 2 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 1 9 1 と、筒内圧が極小になる極小点 1 9 2 とが発現している。

[0115] 図 1 0 を参照して、運転期間中には筒内圧およびリフトスプリング 6 5 の付勢力により、出力軸 7 4 には、矢印 1 0 0 に示す向きの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、逆入力トルクを遮断してい

ない側の係止部 86 b のローラ 80 b を押圧するために、容易にローラ 80 b を係止部 86 b から離脱させることができる。すなわち、容易にロック状態を解除することができる。

[0116] 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 71 が矢印 101 に示す向きに回転する。入力軸 71 の回転方向は、矢印 100 に示す出力軸 74 に加わる回転力の回転方向と同じになる。出力軸 74 に加わる逆入力トルクは筒内圧に依存する。筒内圧が大きくなると、出力軸 74 に加わる逆入力トルクも大きくなる。このために、逆入力トルクも増大と減少とを繰り返す。出力軸 74 に加わる逆入力トルクの振動の周期は、筒内圧の振動の周期と同様になる。

[0117] 図 22 を参照して、例えば、クランク角度 CAa からクランク角度 CAb に向かうにつれて、筒内圧が上昇する。出力軸 74 に加わる逆入力トルクも増大する。筒内圧が上昇するときには、ローラ 80 a が係止部 86 a に食い込む量が増大する。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 80 a を押圧してローラ 80 a のロック状態を解除しようとしても、大きな力が必要になる。

[0118] 一方で、筒内圧が低下している場合には、出力軸 74 に加わる逆入力トルクが減少する。ローラ 80 a が係止部 86 a に食い込む量が小さくなる。ローラ 80 a は、係止部 86 a 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 80 a を押圧すると、係止部 86 a からのローラ 80 a の離脱を促進し、小さな力にてローラ 80 a の係止を解除することができる。

[0119] 例えばクランク角度 $CA1$ (筒内圧の極大点 191) からクランク角度 $CA2$ (筒内圧の極小点 192) までの期間 S においては、筒内圧が減少している。期間 S において、機械圧縮比を低下させるために、ローラ 80 a の押圧を開始することにより、小さな力にてローラ 80 a 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 191 において、駆動装置のモータ 59 の作動を開始している。

[0120] ここで、期間Sを経過すると筒内圧が再び上昇する。このために、ローラ80aの係止部86aからの離脱は、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191から極小点192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。

[0121] このように、筒内圧の極大点191から極小点192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。機械圧縮比を低下する場合に、トルク勾配と継続時間を設定する前述の運転制御を実施しなくてもクラッチ70のロック状態を解除することができる。

[0122] ところが、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。

[0123] 図23は、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関係を示すグラフである。図23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。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。

[0124] 筒内圧の極大点193から極小点194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70のロック状態を解除することが困難にな

る場合がある。特に、機械圧縮比を低下する場合に、クラッチ 70 のロック状態を解除することが困難になる場合がある。

[0125] そこで、本実施の形態の内燃機関は、出力軸 74 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、本実施の形態の第 1 の運転制御から第 3 の運転制御と同様の制御を実施する。すなわち、機械圧縮比を低下させる場合に、トルク勾配と継続時間を設定してモータ 59 を制御する。ここでは、第 1 の運転制御を実施する例を取り上げて説明する。

[0126] 図 24 に、本実施の形態における第 4 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。

[0127] ステップ 150 においては、機関本体 90 が運転期間中であるか否かを判別する。たとえば、機関回転数が零よりも大きいかな否かを判別する。機関本体 90 が停止している場合には、この制御を終了する。機関本体 90 が運転期間中の場合には、ステップ 121 に移行する。

[0128] ステップ 121、ステップ 122 およびステップ 124 は、第 1 の運転制御と同様である（図 13 参照）。ステップ 122 において、機械圧縮比を低下させる場合には、ステップ 151 に移行する。

[0129] ステップ 151 においては、逆入力トルクの振動の振幅を推定する。ここで、逆入力トルクの振動の振幅の推定制御について説明する。本実施の形態の内燃機関は、運転期間中にクラッチ 70 の出力軸 74 に加わる逆入力トルクを推定する回転力推定装置を含む。図 2 を参照して、本実施の形態の回転力推定装置は、クラッチ 70 の出力軸 74 の逆入力トルクを検出するトルク検出器 89 を含む。

[0130] 本実施の形態のトルク検出器 89 は、歪みゲージ式である。トルク検出器 89 は、出力軸 74 のねじれを検出し、検出したねじれに基づいて出力軸 74 に加わる逆入力トルクを検出することができる。回転力推定装置としては、この形態に限られず、出力軸 74 に加わる逆入力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、回転力推定装置としては、磁歪式のトルクセンサを採用しても構わない。

[0131] 図23を参照して、本実施の形態の内燃機関は、回転力推定装置にて検出した出力軸74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193の逆入力トルクおよび極小点194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、逆入力トルクの振動の振幅 A_{Trg} を算出する。振幅 A_{Trg} の算出においては、1つの極大点193と1つの極小点194とに基づいて1つの振幅 A_{Trg} を算出することができる。または、複数個の極大点193および複数の極小点194に基づいて、複数の振幅の平均値等を採用しても構わない。

[0132] 図24を参照して、次に、ステップ152においては、逆入力トルクの振動の振幅 A_{Trg} が予め定められた振幅の判定値以上か否かを判別する。逆入力トルクの振幅 A_{Trg} が予め定められた振幅の判定値以上の場合には、機械圧縮比を低下させるための逆入力トルクの振動の振幅が十分に大きいと判別することができる。この場合には、ステップ153に移行する。

[0133] ステップ153においては、前述の通常運転の期間中のロック解除制御によりロック状態を解除することができる。たとえば、図22を参照して、期間Sの期間中にロック状態を解除する。そして、ステップ129において、目標機械圧縮比まで機械圧縮比を低下させることができる。

[0134] ステップ152において、逆入力トルクの振幅 A_{Trg} が予め定められた振幅の判定値未満の場合には、機械圧縮比を低下させるために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。この場合には、ステップ125に移行する。

[0135] ステップ125からステップ128は、本実施の形態における第1の運転制御と同様である。すなわち、トルク勾配とトルクの増大を継続する継続時間とを算出して、算出したトルク勾配および継続時間に基づいてクラッチのロック状態を解除する。

[0136] ここで、ステップ125の逆入力トルクの算出においては、筒内圧による

逆入力トルクを考慮する。たとえば、トルク検出器 89 にて検出した出力軸 74 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 193 の逆入力トルクおよび極小点 194 の逆入力トルクを推定する。そして、極大点 193 の逆入力トルクおよび極小点 194 の逆入力トルクの平均値を、出力軸に加わる逆入力トルクとすることができる。または、筒内圧センサの出力値と偏心軸角度とに基づいて逆入力トルクを推定しても構わない。

[0137] そして、ステップ 128 においてロック状態を解除した後に、ステップ 129 において、目標機械圧縮比まで機械圧縮比を低下させることができる。

[0138] 本実施の形態の第 4 の運転制御においては、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動の振幅を算出しているが、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任意の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。

[0139] 第 4 の運転制御についても第 3 の運転制御を組み込むことができる。すなわち、運転期間中に最大のトルク勾配にてロック状態を解除すると、蓄電池の電圧が許容値未満になると判別される場合には、蓄電池の電圧降下許容値に基づいて回転機に供給する電力パターンを設定することができる。

[0140] 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。

[0141] 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しているが、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。

[0142] 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。

[0143] 上記の実施の形態は、組み合わせることができる。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形態の変更が含まれている。

符号の説明

- [0144]
- | | |
|----------|----------|
| 1 | クランクケース |
| 2 | シリンダブロック |
| 5 | 燃焼室 |
| 2 2 | 相対位置センサ |
| 2 3 | 筒内圧センサ |
| 3 0 | 電子制御ユニット |
| 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 | リフトスプリング |
| 7 0 | クラッチ |
| 7 1 | 入力軸 |
| 7 4 | 出力軸 |

- 7 7 外輪
- 8 0 a, 8 0 b ローラ
- 8 9 トルク検出器
- 9 0 機関本体
- 9 2 蓄電池
- 9 3 電圧検出器
- A 可変圧縮比機構

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駆動装置と、駆動装置を制御する制御装置とを含み、

駆動装置は、回転機と、回転機の回転力を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、

クラッチは、機械圧縮比を低下させる回転方向の出力軸に加わる逆入力トルクを遮断するように形成されており、

制御装置は、クラッチの出力軸に加わる逆入力トルクを推定し、逆入力トルクに基づいて、回転機が出力するトルク勾配およびトルクの増大を継続する継続時間を設定し、前記トルク勾配および前記継続時間に基づいてクラッチのロック状態を解除することを特徴とする、内燃機関。

[請求項2]

クラッチは、回転機の回転力が入力される入力軸と、入力軸から回転力が伝達される出力軸と、クラッチの駆動中に移動しない外輪とを含み、ローラが出力軸と外輪との間に配置され、出力軸と外輪とはローラに係止させるための係止部を形成し、クラッチは、機械圧縮比を低下させる回転方向の逆入力トルクが出力軸に作用すると、ローラに係止部に係止させて出力軸を外輪に対してロックさせることで前記逆入力トルクを遮断するように形成されており、

制御装置は、前記トルク勾配および前記継続時間に基づいて入力軸を回転させることにより、ローラに係止部から離して出力軸のロックを解除する、請求項1に記載の内燃機関。

[請求項3]

回転機は、電動機を含み、

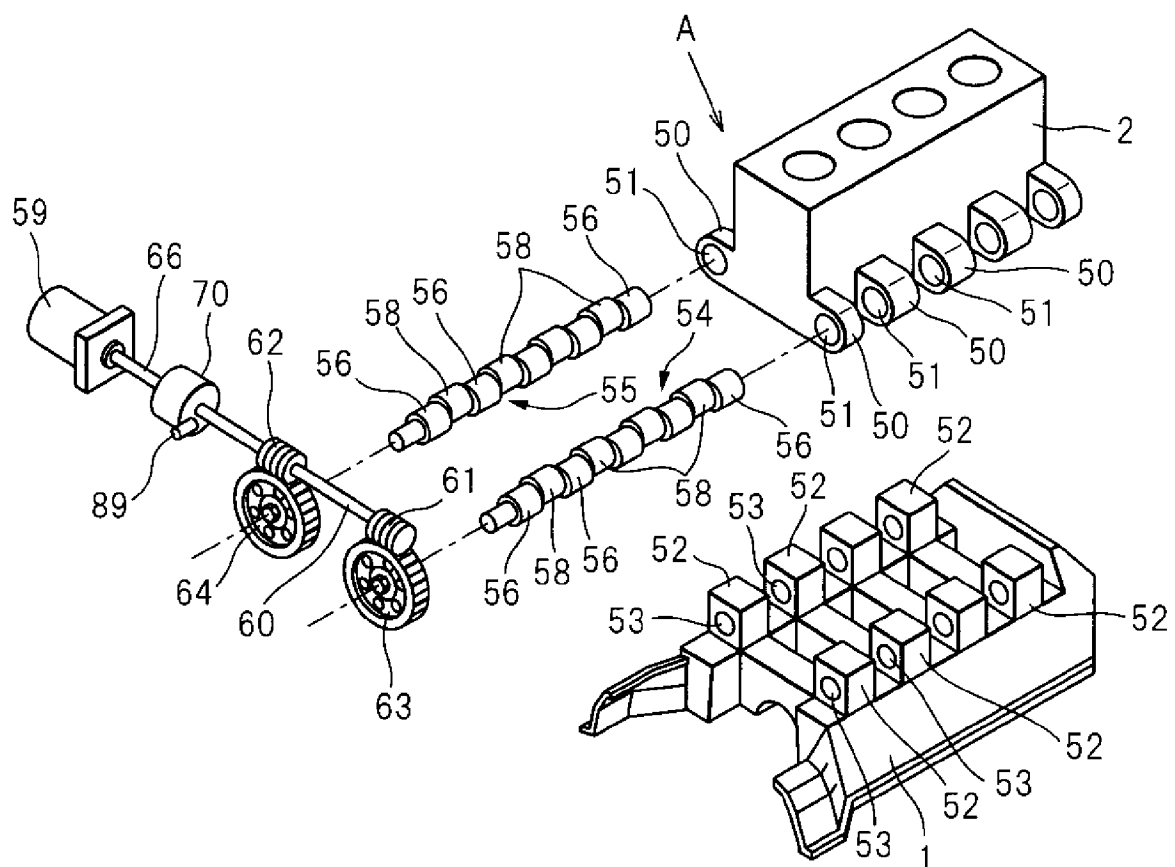
制御装置は、電動機に供給する電流のデューティ比を変更することによりトルク勾配を制御し、電動機に電力を供給する時間を変更することにより継続時間を制御する、請求項1に記載の内燃機関。

- [請求項4] 可変圧縮比機構は、クラッチに潤滑油を供給する潤滑油供給装置と、潤滑油の温度を検出する温度検出器とを含み、
制御装置は、潤滑油の温度を検出し、潤滑油の温度に基づいて前記トルク勾配および前記継続時間を制御する、請求項1に記載の内燃機関。
- [請求項5] 電動機に電力を供給する蓄電池と、
蓄電池の出力電圧を検出する電圧検出器とを備え、
制御装置は、蓄電池の出力電圧を検出し、出力電圧が予め定められた電圧判定値よりも低い場合に、ロック状態を解除するために許容される電圧降下に基づいて、前記トルク勾配および前記継続時間を設定する、請求項3に記載の内燃機関。
- [請求項6] 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を含み、
駆動装置は、シャフトを回転させて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燃焼室の大きさを変更する、請求項1に記載の内燃機関。
- [請求項7] 支持構造物から離れる向きにシリンダブロックを付勢する付勢部材を備え、
制御装置は、燃焼室における燃料の燃焼が停止している期間中に機械圧縮比を低下する場合に、付勢部材の付勢力に基づいて前記トルク勾配および前記継続時間を設定する、請求項6に記載の内燃機関。
- [請求項8] 筒内圧を検出する筒内圧力検出器と、
クラッチの出力軸に加わる逆入力トルクを推定する回転力推定装置とを備え、
制御装置は、内燃機関の運転期間中に機械圧縮比を低下させる場合に、筒内圧を検出し、筒内圧が極大点から極小点まで移行する期間中

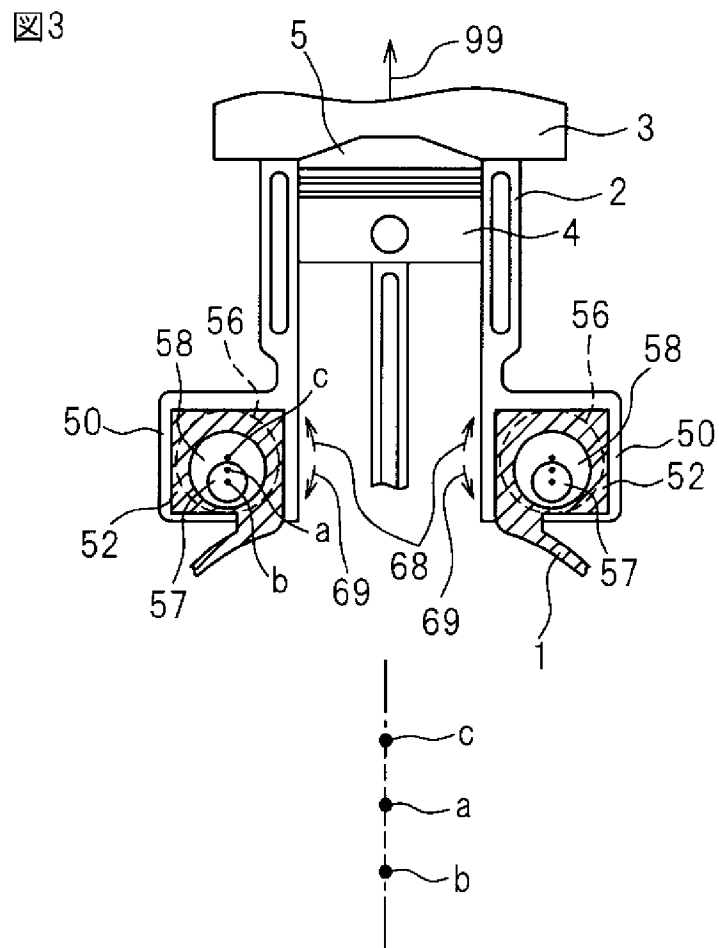
に、クラッチの入力軸の駆動を開始するように回転機を制御し、クラッチの出力軸に加わる逆入力トルクの振動の振幅が予め定められた判定値未満の場合に、逆入力トルクを推定し、逆入力トルクに基づいて前記トルク勾配および前記継続時間を設定する、請求項6に記載の内燃機関。

[図2]

图2

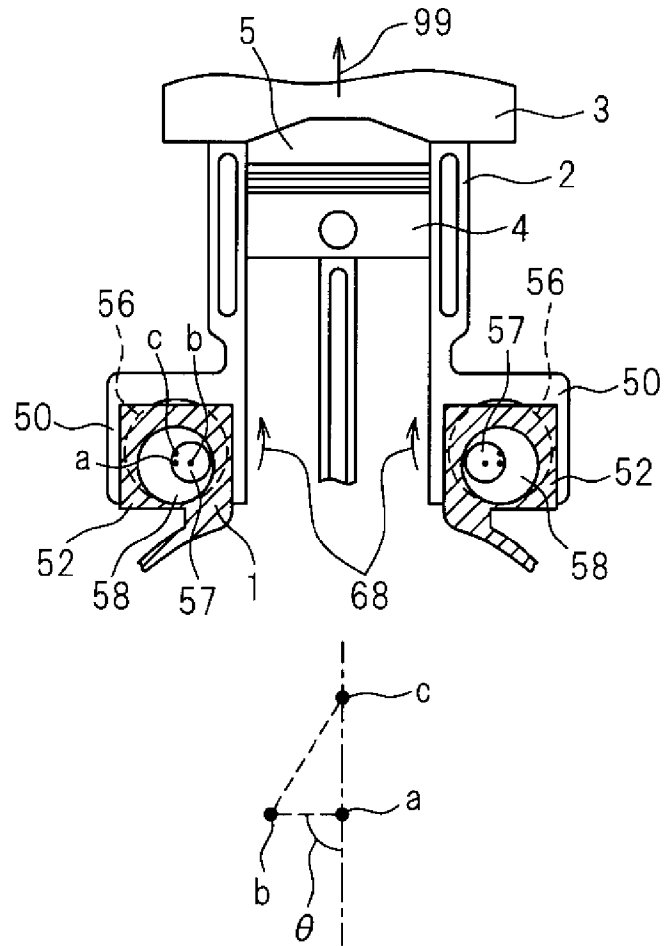


[図3]



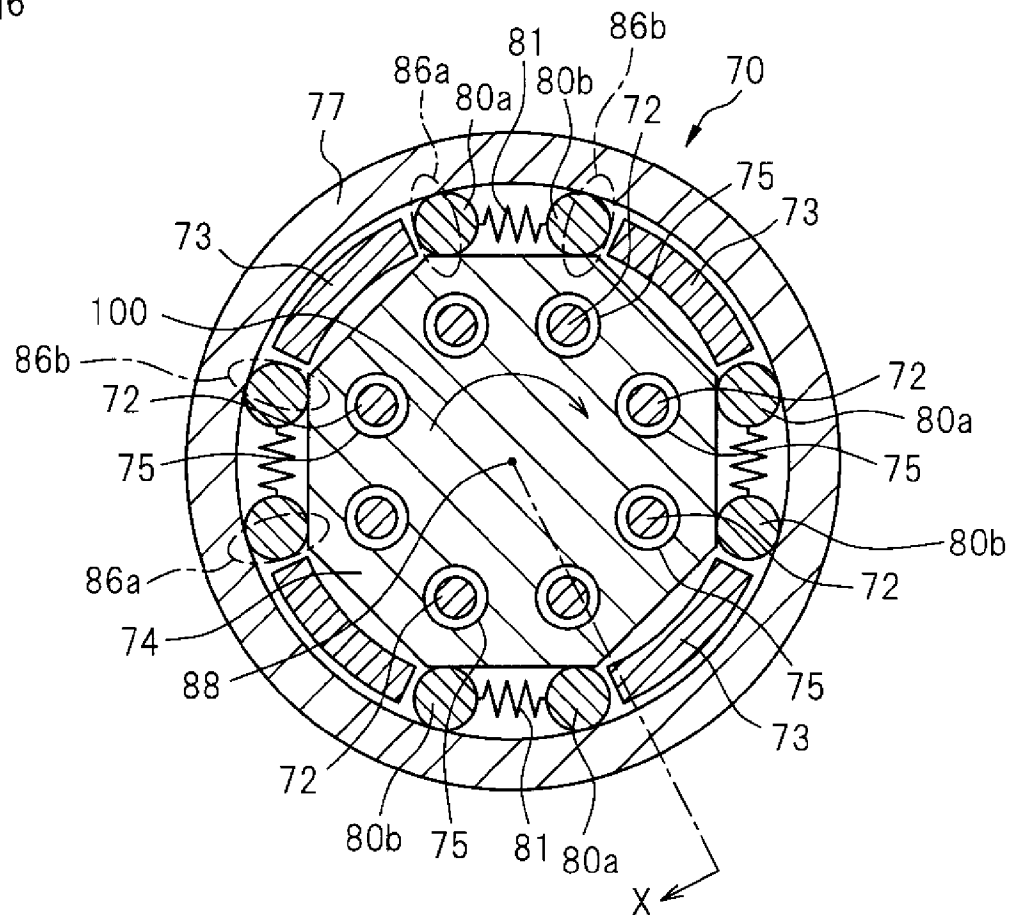
[図4]

図4



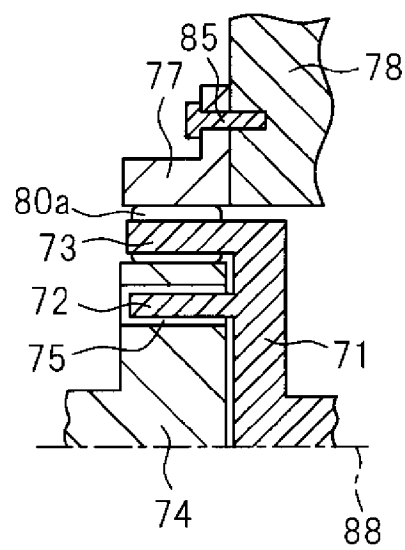
[図6]

図6

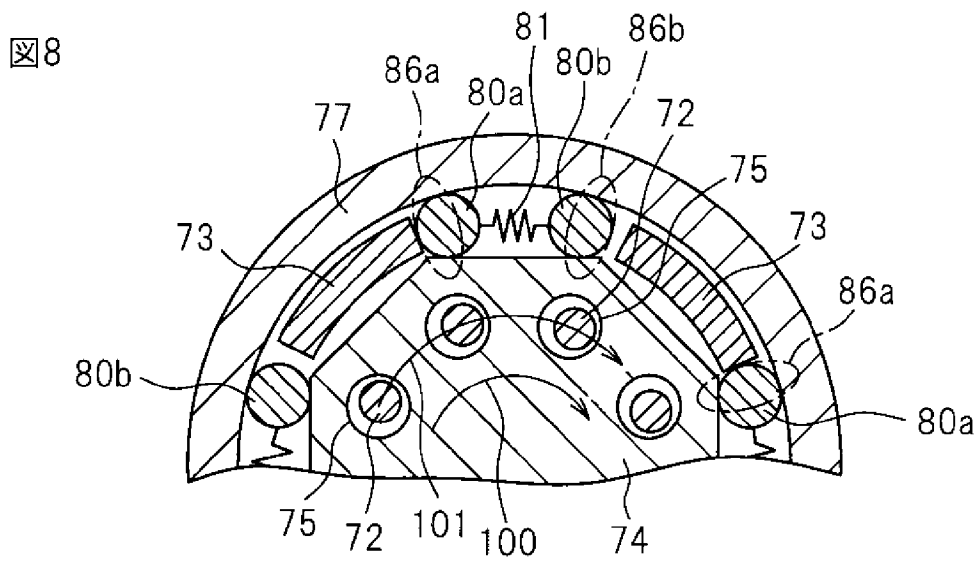


[図7]

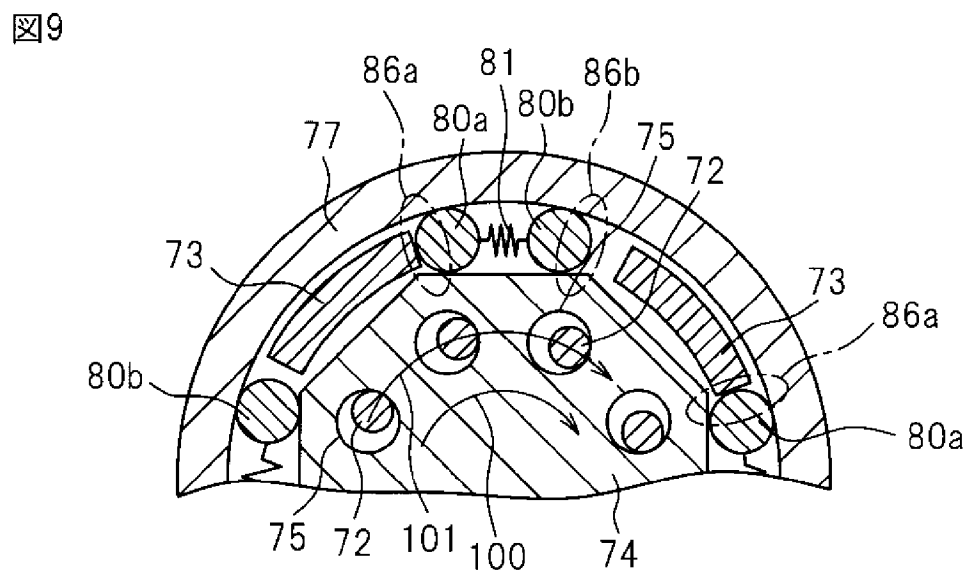
図7



[図8]

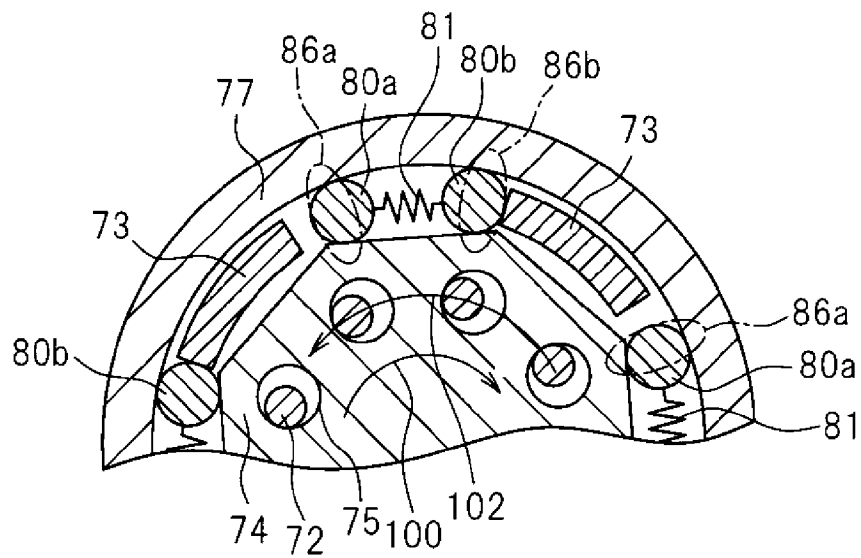


[図9]



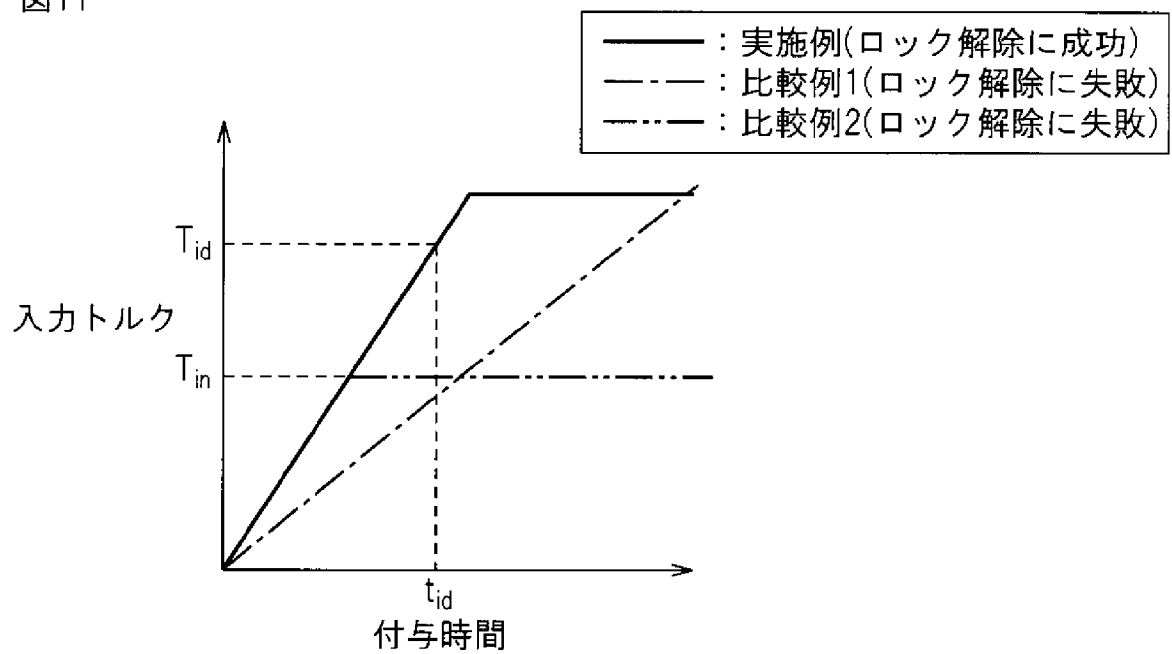
[図10]

図10



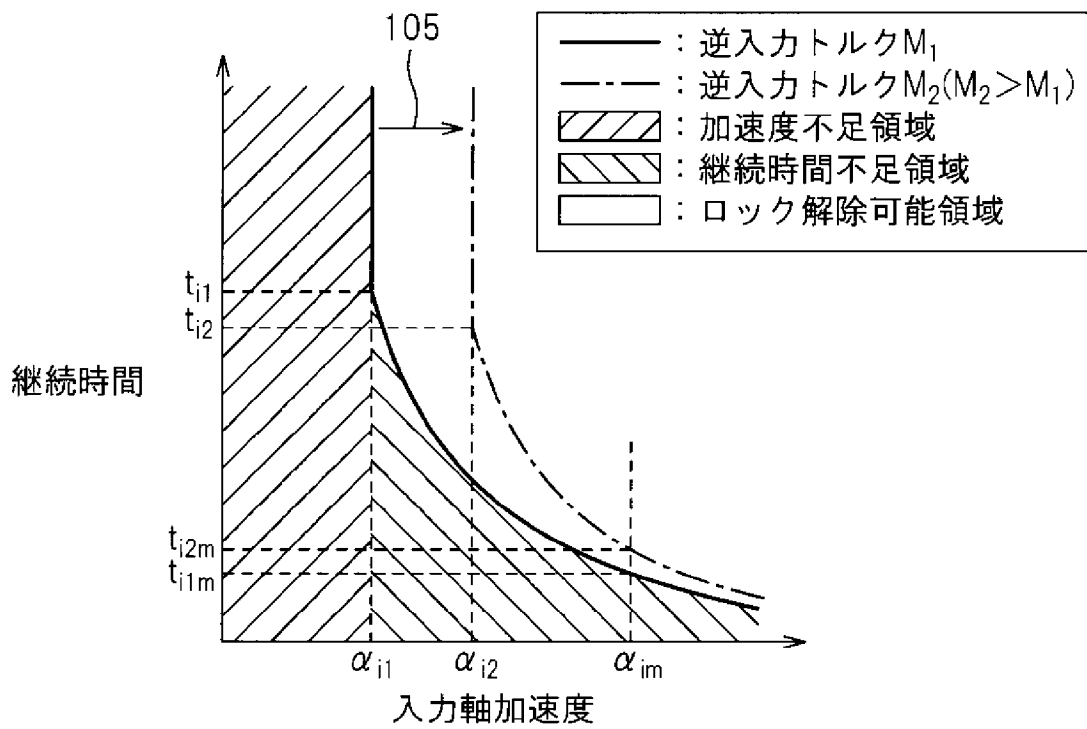
[図11]

図11

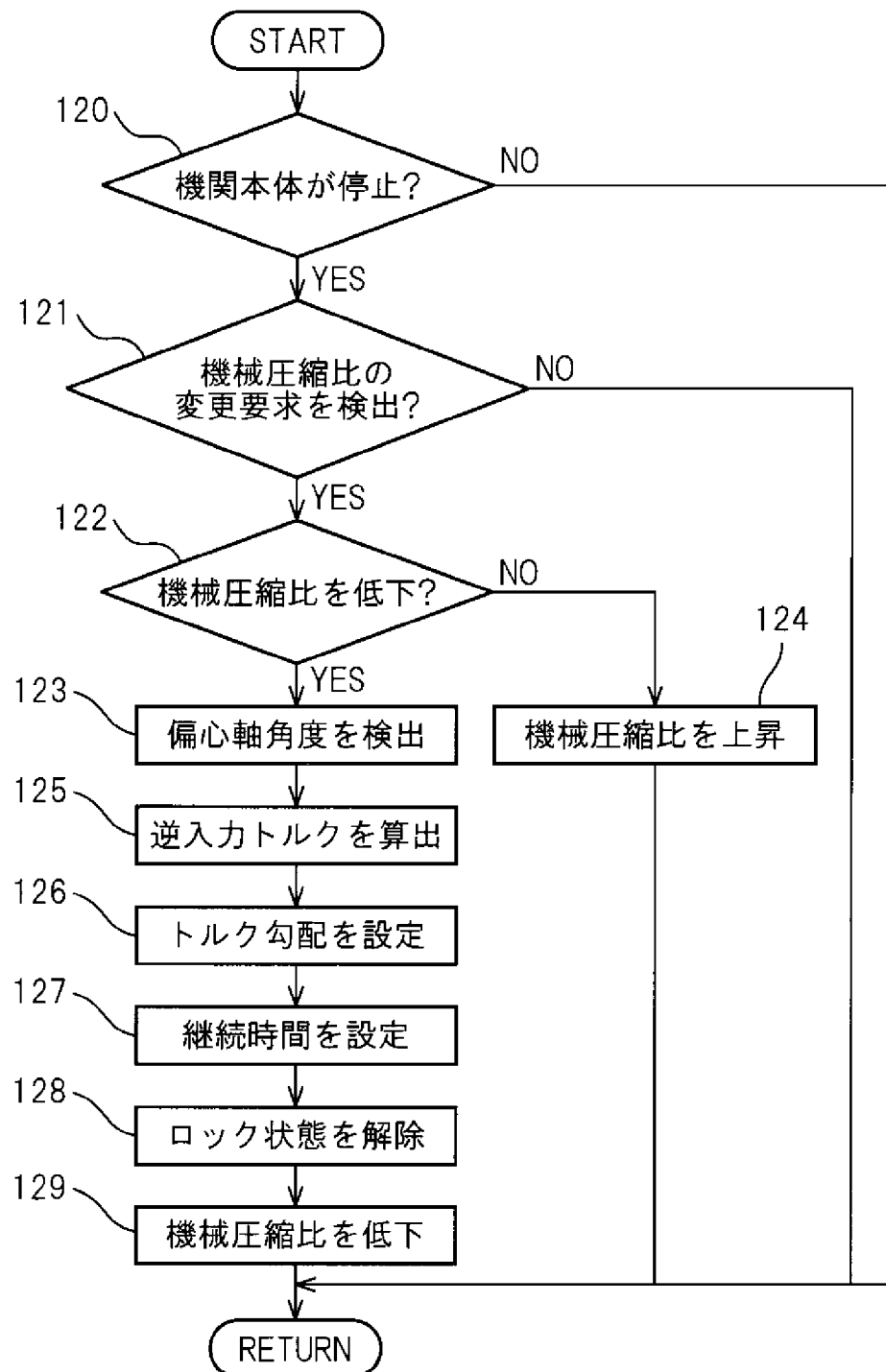


[図12]

図12

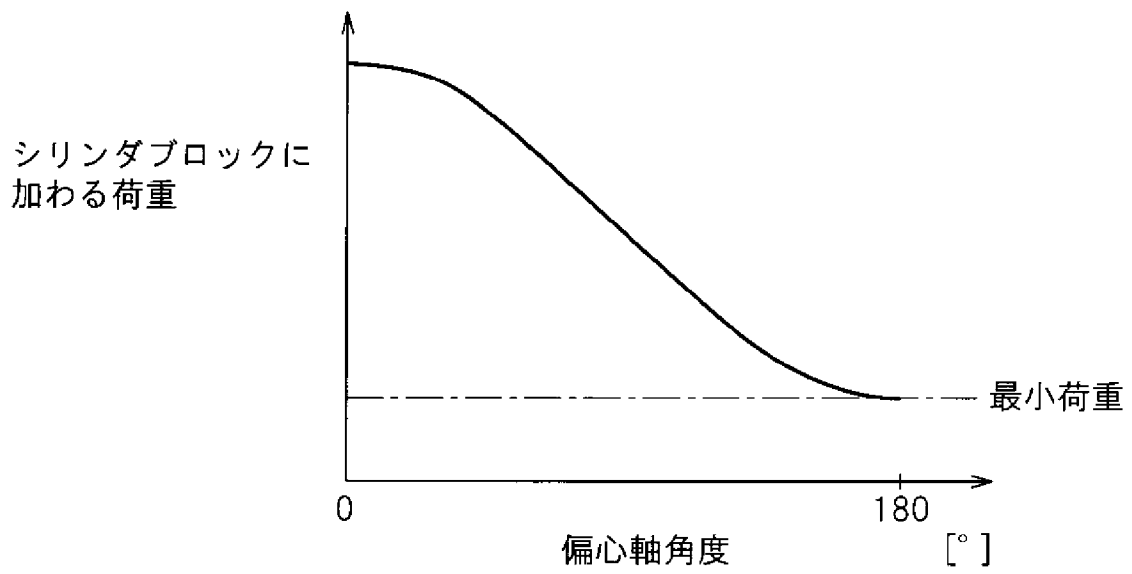


[図13]



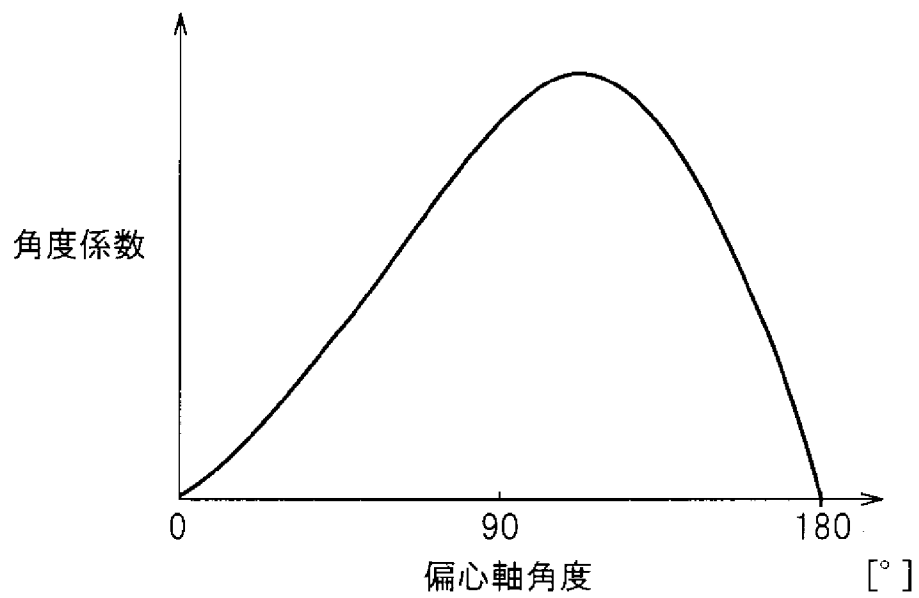
[図14]

図14



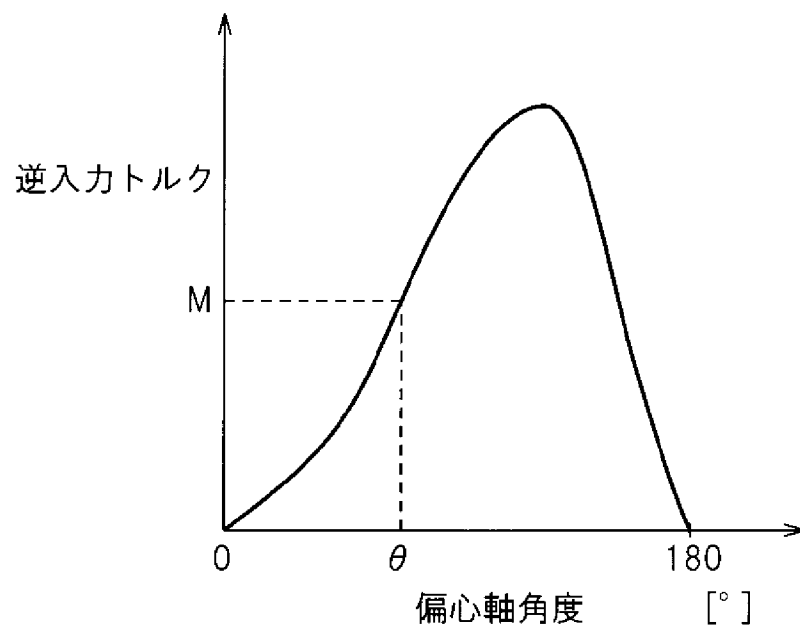
[図15]

図15



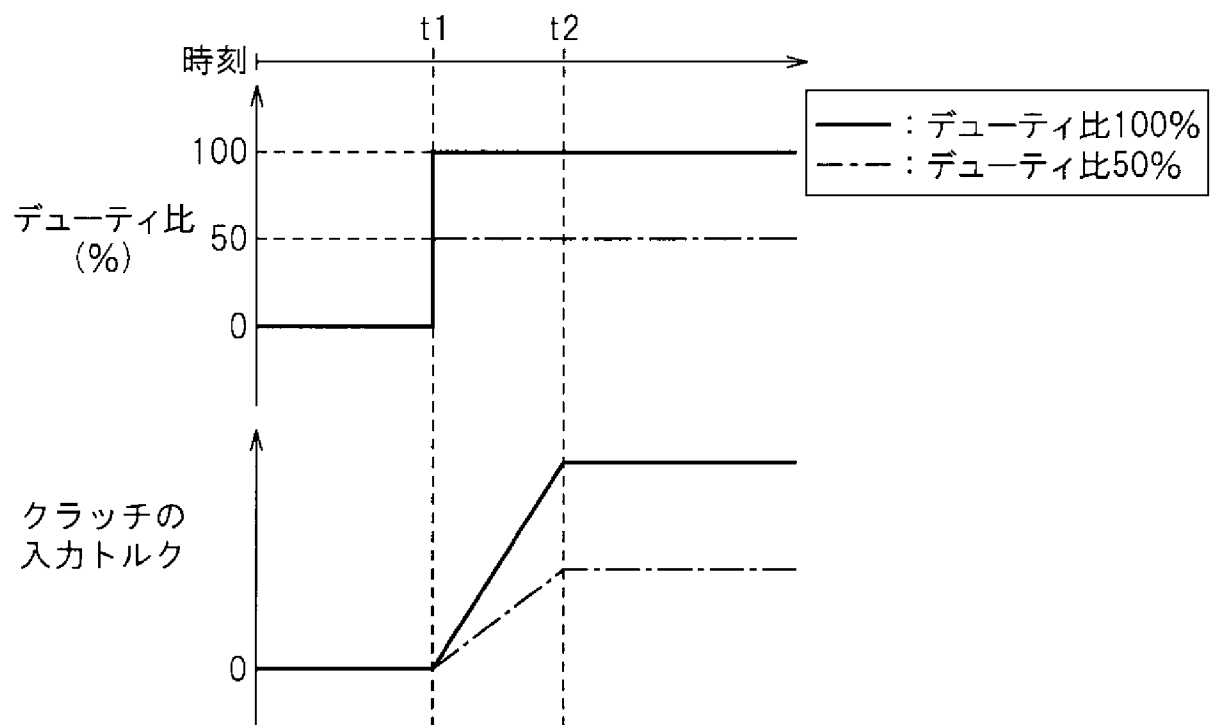
[図16]

図16



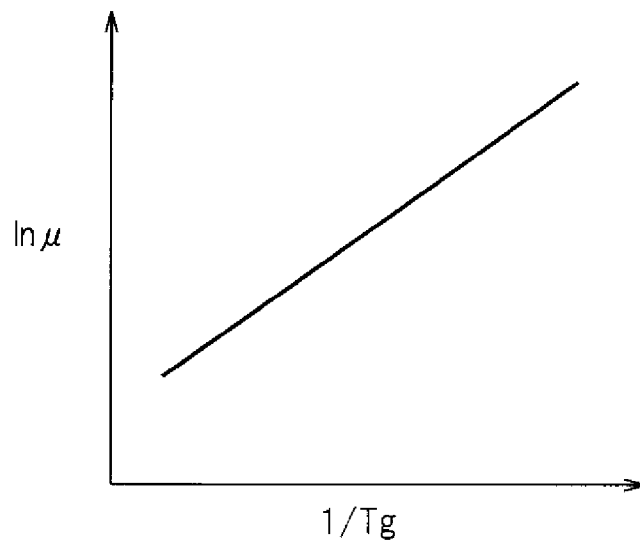
[図17]

図17



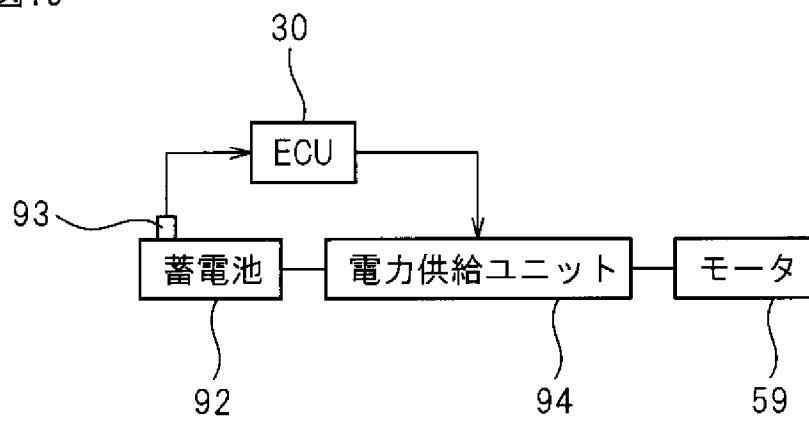
[図18]

図18



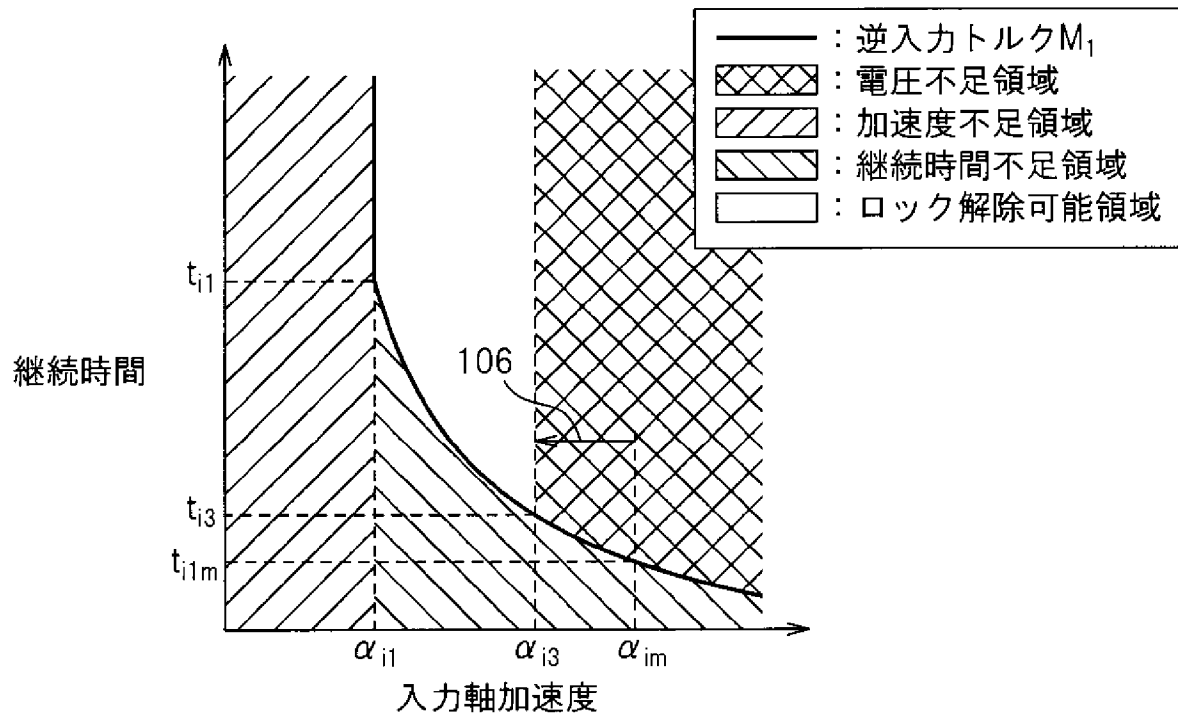
[図19]

図19

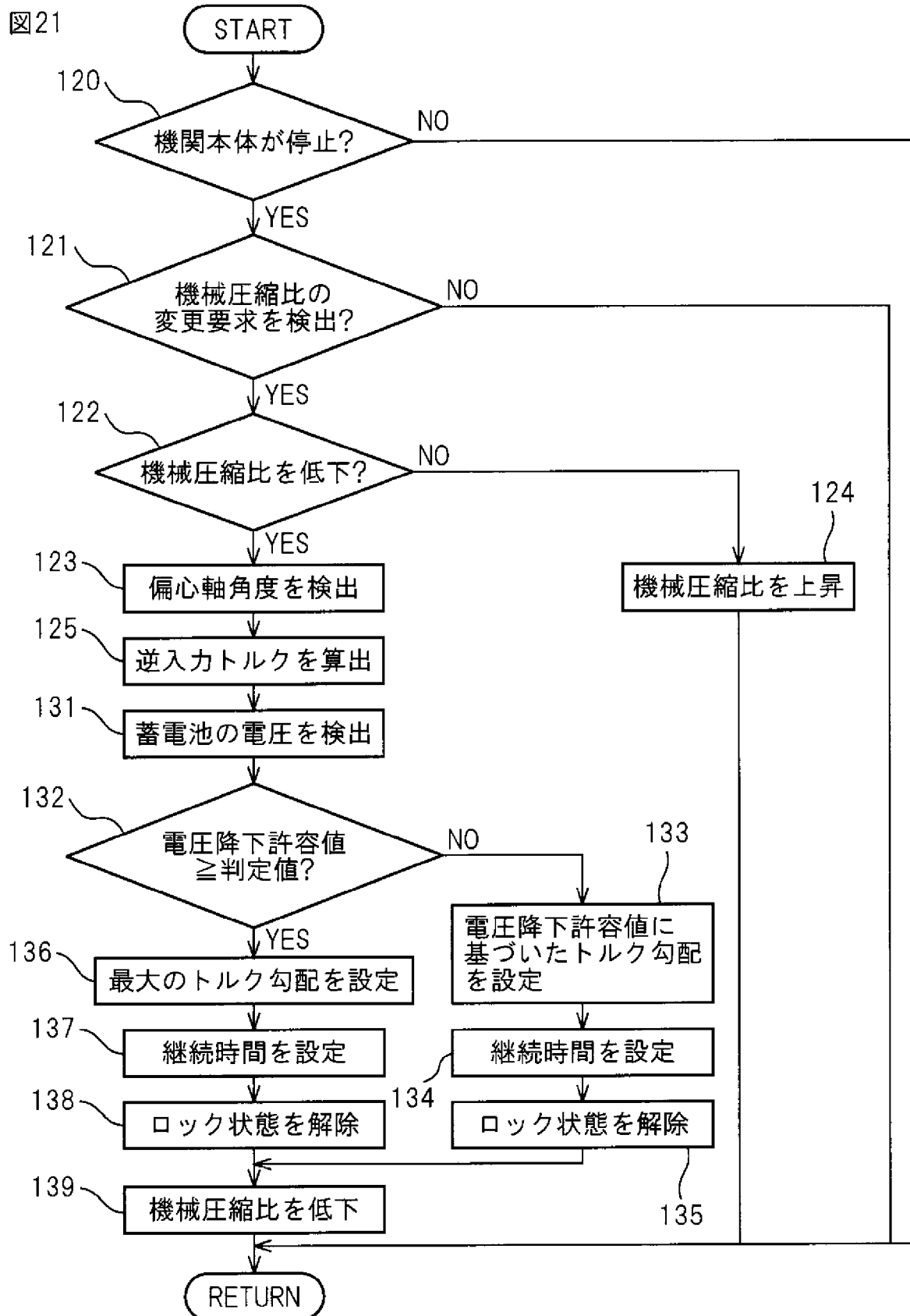


[図20]

図20

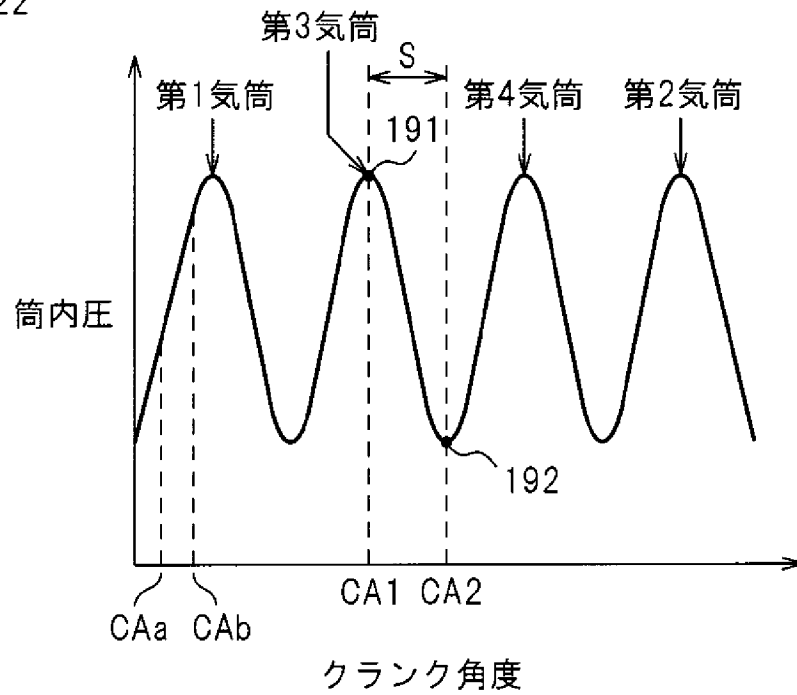


[図21]



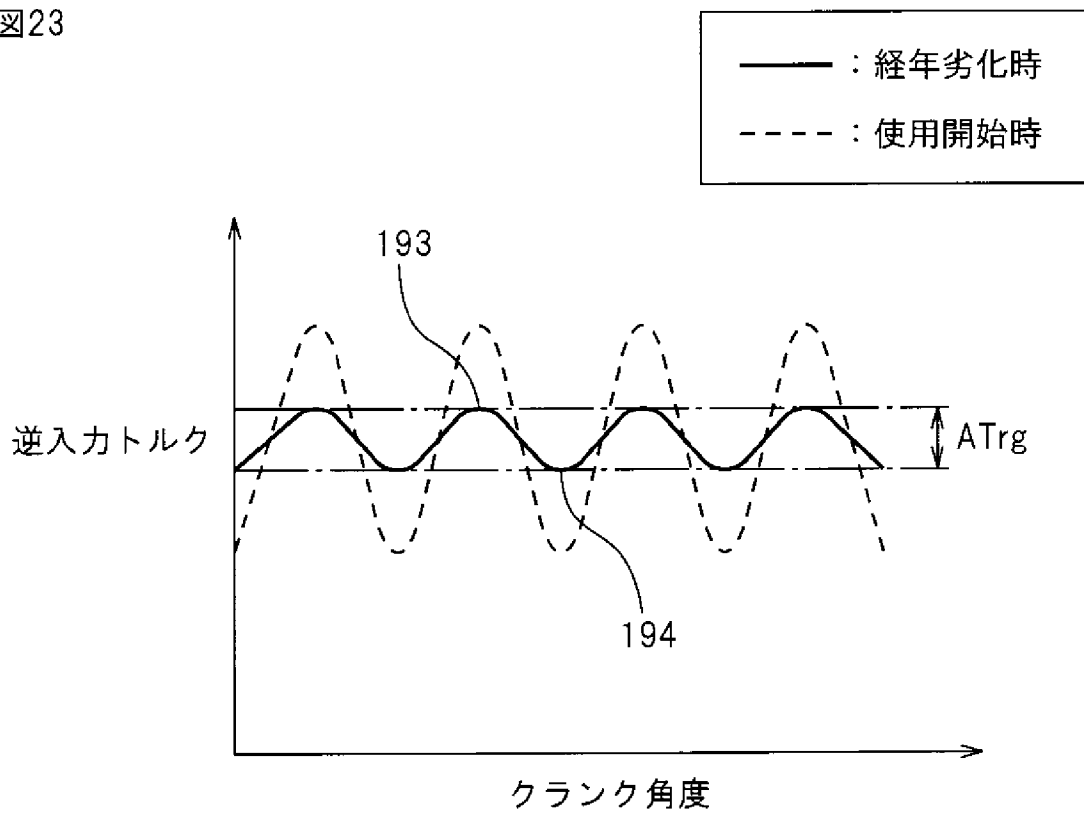
[図22]

図22



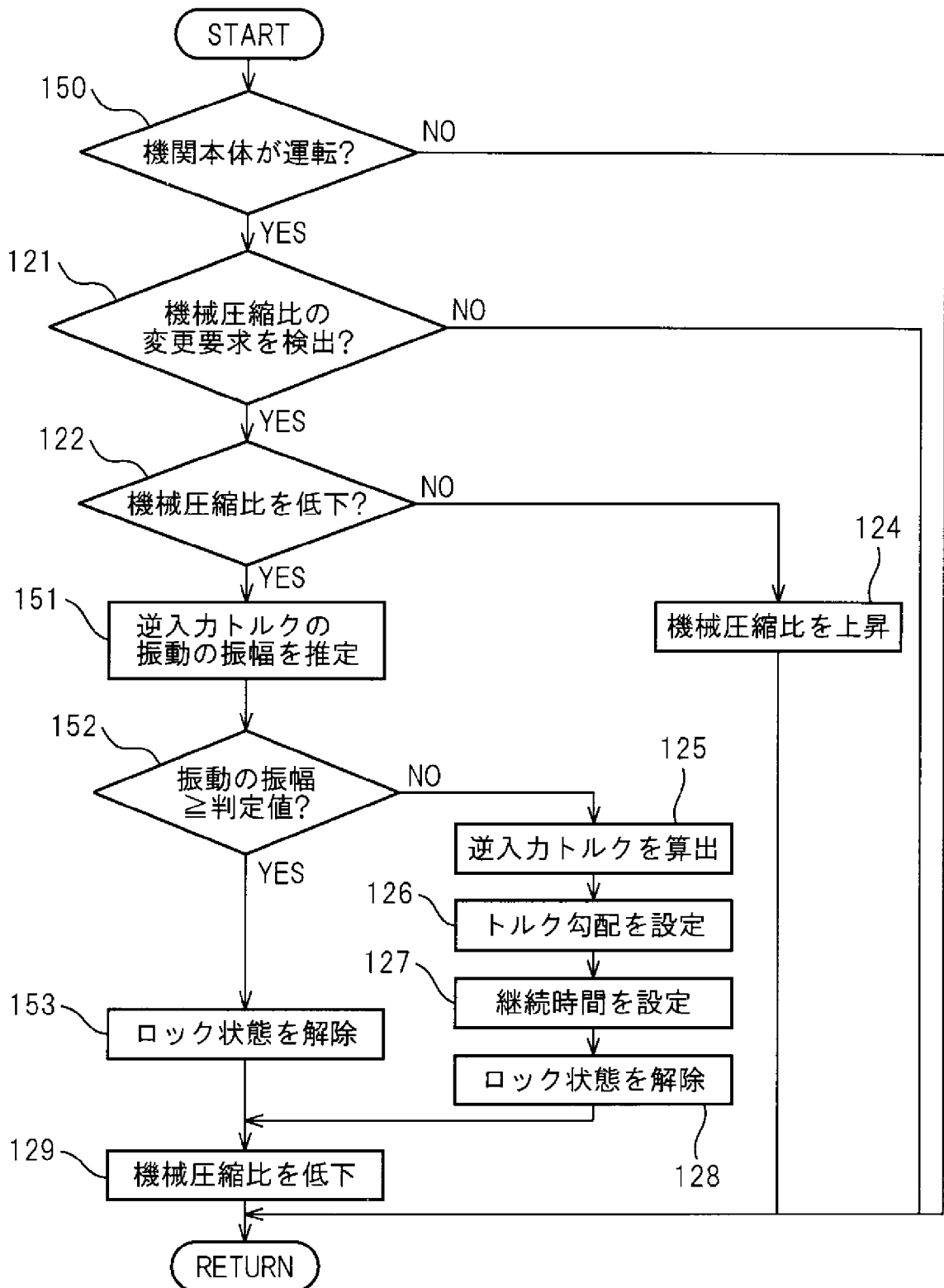
[図23]

図23



[図24]

図24



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2015/057330

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F02D15/04(2006.01)i, F02B75/04(2006.01)i, F16D41/08(2006.01)i

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)

F02D15/04, F02B75/04, F16D41/08

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2015
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2015	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2015

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2013-83314 A (Denso Corp., Toyota Motor Corp.), 09 May 2013 (09.05.2013), paragraphs [0021] to [0067]; fig. 1 to 8 (Family: none)	1-8
A	JP 2004-183594 A (Toyota Motor Corp.), 02 July 2004 (02.07.2004), paragraphs [0015] to [0052]; fig. 1 to 6 (Family: none)	1-8
A	JP 2009-241741 A (Honda Motor Co., Ltd.), 22 October 2009 (22.10.2009), abstract (Family: none)	1-8

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family 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 application or patent 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 or 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

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
02 June 2015 (02.06.15)

Date of mailing of the international search report
16 June 2015 (16.06.15)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2015/057330

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2007-239520 A (Nissan Motor Co., Ltd., NTN Corp.), 20 September 2007 (20.09.2007), paragraphs [0042] to [0044] (Family: none)	1-8

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F02D15/04(2006.01)i, F02B75/04(2006.01)i, F16D41/08(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F02D15/04, F02B75/04, F16D41/08

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 5 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 5 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 5 年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2013-83314 A（株式会社デンソー、トヨタ自動車株式会社） 2013.05.09, 段落 [0021] - [0067], 図 1-8（ファミリーなし）	1-8
A	JP 2004-183594 A（トヨタ自動車株式会社）2004.07.02, 段落 [0015] - [0052], 図 1-6（ファミリーなし）	1-8
A	JP 2009-241741 A（本田技研工業株式会社）2009.10.22, [要約]（フ ァミリーなし）	1-8

☒ C 欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の 1 以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

0 2 . 0 6 . 2 0 1 5

国際調査報告の発送日

1 6 . 0 6 . 2 0 1 5

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A / J P）
郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5
東京都千代田区霞が関三丁目 4 番 3 号

特許庁審査官（権限のある職員）

3 Z

3 2 2 1

山村 和人

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 9 5

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2007-239520 A (日産自動車株式会社, NTN株式会社) 2007.09.20, 段落 [0042] - [0044] (ファミリーなし)	1-8