

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2009-62886

(P2009-62886A)

(43) 公開日 平成21年3月26日(2009.3.26)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
<b>FO2P 5/15 (2006.01)</b>	FO2P 5/15 K	3G022
<b>FO2D 15/04 (2006.01)</b>	FO2D 15/04 B	3G092
<b>FO2D 13/02 (2006.01)</b>	FO2D 15/04 C	3G301
<b>FO2D 41/08 (2006.01)</b>	FO2D 13/02 H	3G384
<b>FO2D 43/00 (2006.01)</b>	FO2D 13/02 J	

審査請求 有 請求項の数 9 O L (全 18 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2007-231721 (P2007-231721)  
 (22) 出願日 平成19年9月6日(2007.9.6)

(71) 出願人 000003207  
 トヨタ自動車株式会社  
 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  
 (72) 発明者 中坂 幸博  
 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
 Fターム(参考) 3G022 CA03 DA01 DA02 EA01 FA04  
 GA01 GA05 GA06 GA08 GA09  
 GA19  
 最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 火花点火式内燃機関のアイドルリング制御装置

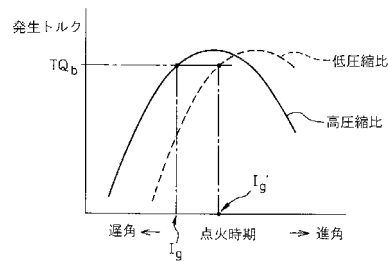
(57) 【要約】

【課題】 実圧縮比が変化したときに適切にアイドルリング回転数を制御する。

【解決手段】 アイドリング運転時において、機関回転数が目標アイドルリング回転数からずれたときには機関回転数が目標アイドルリング回転数となるように点火時期が基準点火時期に対して一時的に進角側又は遅角側に变化せしめられる。アイドルリング運転時における実圧縮比が変更せしめられたときにはアイドルリング運転時における基準点火時期が同一の機関の発生トルクの得られる点火時期まで移動せしめられる。

【選択図】 図 1 1

図 11



**【特許請求の範囲】****【請求項 1】**

実圧縮比を変化させることのできる火花点火式内燃機関のアイドルリング制御装置において、アイドルリング運転時において機関回転数が目標アイドルリング回転数に維持されているときには機関の運転状態に応じて予め定められている基準点火時期に点火時期を維持すると共に、機関回転数が目標アイドルリング回転数からずれたときには機関回転数が目標アイドルリング回転数となるように点火時期を基準点火時期に対して一時的に進角側又は遅角側に変化させる点火時期制御装置を具備しており、アイドルリング運転時における実圧縮比が変更せしめられたときには、機関回転数が目標アイドルリング回転数に対して同一量ずれたときに点火時期の変化に基づく機関の発生トルクの変化量が実圧縮比にかかわらずほぼ同一となるように目標アイドルリング回転数からの機関回転数のずれ量に対する点火時期の変化量の比又は基準点火時期の少くともいずれか一方を実圧縮比に応じて変化させるようにした火花点火式内燃機関のアイドルリング制御装置。

10

**【請求項 2】**

アイドルリング運転時における実圧縮比が変更せしめられたときにはアイドルリング運転時における基準点火時期が同一の機関の発生トルクの得られる点火時期まで移動せしめられる請求項 1 に記載の火花点火式内燃機関のアイドルリング制御装置。

**【請求項 3】**

アイドルリング運転時における実圧縮比が低下せしめられるほどアイドルリング運転時における基準点火時期が進角側とされる請求項 2 に記載の火花点火式内燃機関のアイドルリング制御装置。

20

**【請求項 4】**

アイドルリング運転時における実圧縮比が低下せしめられるほど目標アイドルリング回転数からの機関回転数のずれ量に対する点火時期の変化量の比が小さくされる請求項 1 に記載の火花点火式内燃機関のアイドルリング制御装置。

**【請求項 5】**

吸入空気量を制御するための吸入空気量制御装置を具備しており、機関回転数が目標アイドルリング回転数からずれたときには機関回転数が目標アイドルリング回転数となるように点火時期に加え、吸入空気量を変化せしめられる請求項 1 に記載の火花点火式内燃機関のアイドルリング制御装置。

30

**【請求項 6】**

上記吸入空気量制御装置が機関吸気通路内に配置されたスロットル弁からなる請求項 5 に記載の火花点火式内燃機関のアイドルリング制御装置。

**【請求項 7】**

吸気弁の閉弁時期を制御可能な可変バルブタイミング機構を具備しており、吸気弁の閉弁時期は、機関負荷が低くなるにつれて、燃焼室内に供給される吸入空気量を制御しうる限界閉弁時期まで吸気下死点から離れる方向に移動せしめられ、吸気弁の閉弁時期が上記限界閉弁時期に達したときの機関負荷よりも負荷の高い領域では燃焼室内に供給される吸入空気量が上記スロットル弁によらずに吸気弁の閉弁時期を変えることによって制御され、吸気弁の閉弁時期が上記限界閉弁時期に達したときの機関負荷よりも負荷の低い領域では上記スロットル弁によって燃焼室内に供給される吸入空気量が制御される請求項 6 に記載の火花点火式内燃機関のアイドルリング制御装置。

40

**【請求項 8】**

吸気弁の閉弁時期を制御可能な可変バルブタイミング機構と、機械圧縮比を変更可能な可変圧縮比機構とを具備しており、機関排気通路内に配置された触媒の温度を上昇すべきときにはアイドルリング運転時に機械圧縮比を低下させると共に実圧縮比を低下させて排気ガス温を上昇させるようにした請求項 1 に記載の火花点火式内燃機関のアイドルリング制御装置。

**【請求項 9】**

上記機械圧縮比は機関負荷が低くなるにつれて限界機械圧縮比まで増大せしめられる請

50

求項 8 に記載の火花点火式内燃機関のアイドルリング制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は火花点火式内燃機関のアイドルリング制御装置に関する。

【背景技術】

【0002】

アイドルリング運転時における機関回転数を目標アイドルリング回転数に制御する方法として、機関回転数が目標アイドルリング回転数からずれたときには機関回転数が目標アイドルリング回転数となるようにスロットル弁開度を変化させて吸入空気量を制御する方法がある。しかしながらこの場合、機関シリンダ内に供給される吸入空気量が変化してから機関の発生トルクが変化するまでに時間遅れがあるため機関回転数をなかなか目標アイドルリング回転数に落ち着かせることができないという問題がある。

10

【0003】

これに対し、点火時期を変化させるとただちに機関の発生トルクが変化するので機関回転数が目標アイドルリング回転数からずれたときに機関回転数が目標アイドルリング回転数となるように点火時期を制御すると機関回転数を応答性よく目標アイドルリング回転数に向けて戻すことができる。しかしながら点火時期を変化させることによって変化させうる機関の発生トルクの変化量には限界があり、吸入空気量を変化させた場合ほど機関の発生トルクを大きく変化させることができない。

20

【0004】

そこで機関回転数が目標アイドルリング回転数からずれたときには機関回転数が目標アイドルリング回転数となるように吸入空気量と点火時期を同時に制御するようにした内燃機関が公知である（例えば特許文献 1 を参照）。

【特許文献 1】特開平 1 - 80752 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

ところで実圧縮比が変化すると点火時期を変化させたときの機関の発生トルクの変化量が大きく変化し、実圧縮比が低下するほど点火時期を変化させたときの機関の発生トルクの変化量が大きくなる。この場合、点火時期を変化させたときの機関の発生トルクの変化量が大きくなると機関回転数がハンチングを生ずるためになかなか目標アイドルリング回転数に落ち着かない。これに対し点火時期を変化させたときの機関の発生トルクの変化量が小さいと機関回転数が目標アイドルリング回転数に落ち着くまでに時間を要する。即ち、点火時期を変化させたときの機関の発生トルクの変化量には最適値が存在することになる。

30

【0006】

従って実圧縮比を変化させることのできる火花点火式内燃機関において、アイドルリング運転時における実圧縮比が変化せしめられる場合にはどのような実圧縮比になっても点火時期を変化させたときの機関の発生トルクの変化量が最適になるようにする必要がある。

【課題を解決するための手段】

40

【0007】

そこで本発明では、実圧縮比を変化させることのできる火花点火式内燃機関のアイドルリング制御装置において、アイドルリング運転時において機関回転数が目標アイドルリング回転数に維持されているときには機関の運転状態に応じ予め定められている基準点火時期に点火時期を維持すると共に、機関回転数が目標アイドルリング回転数からずれたときには機関回転数が目標アイドルリング回転数となるように点火時期を基準点火時期に対して一時的に進角側又は遅角側に変化させる点火時期制御装置を具備しており、アイドルリング運転時における実圧縮比が変更せしめられたときには、機関回転数が目標アイドルリング回転数に対して同一量ずれたときに点火時期の変化に基づく機関の発生トルクの変化量が実圧縮比にかかわらずほぼ同一となるように目標アイドルリング回転数からの機関回転数のずれ量に対

50

する点火時期の変化量の比又は基準点火時期の少くともいずれか一方を実圧縮比に応じて変化させるようにしている。

【発明の効果】

【0008】

アイドリング運転時における実圧縮比がどのような実圧縮比に変化せしめられても点火時期を変化させたときの機関の発生トルクの変化量を最適な変化量とすることができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0009】

図1に火花点火式内燃機関の側面断面図を示す。

図1を参照すると、1はクランクケース、2はシリンダブロック、3はシリンダヘッド、4はピストン、5は燃焼室、6は燃焼室5の頂面中央部に配置された点火栓、7は吸気弁、8は吸気ポート、9は排気弁、10は排気ポートを夫々示す。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、各吸気枝管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は各吸気枝管11に取付ける代りに各燃焼室5内に配置してもよい。

10

【0010】

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、吸気ダクト14内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と例えば熱線を用いた吸入空気量検出器18とが配置される。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コンバータ20に連結され、排気マニホールド19内には空燃比センサ21が配置される。また、シリンダブロック2には機関冷却水温を検出するための水温センサ22が取付けられている。

20

【0011】

一方、図1に示される実施例ではクランクケース1とシリンダブロック2との連結部にクランクケース1とシリンダブロック2のシリンダ軸線方向の相対位置を変化させることによりピストン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が設けられており、更に実際の圧縮作用の開始時期を変更可能な実圧縮作用開始時期変更機構Bが設けられている。なお、図1に示される実施例ではこの実圧縮作用開始時期変更機構Bは吸気弁7の閉弁時期を制御可能な可変バルブタイミング機構からなる。

30

【0012】

電子制御ユニット30はデジタルコンピュータからなり、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を具備する。吸入空気量検出器18、空燃比センサ21および水温センサ22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の踏み込み量L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、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。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と車速に比例した出力パルスを発生する車速センサ43とが接続される。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アクチュエータ16、可変圧縮比機構Aおよび可変バルブタイミング機構Bに接続される。

40

【0013】

図2は図1に示す可変圧縮比機構Aの分解斜視図を示しており、図3は図解的に表した内燃機関の側面断面図を示している。図2を参照すると、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50が形成されており、各突出部50内には夫々断面円形のカム挿入孔51が形成されている。一方、クランクケース1の上壁面上には互いに間隔を隔てて夫々対応する突出部50の間に嵌合せしめられる複数個の突出部52が形成されており、これらの各突出部52内にも夫々断面円形のカム挿入孔53が形成されている。

50

## 【 0 0 1 4 】

図 2 に示されるように一対のカムシャフト 5 4 , 5 5 が設けられており、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 1 内に回転可能に挿入される円形カム 5 6 が固定されている。これらの円形カム 5 6 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 6 間には図 3 においてハッチングで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配置された偏心軸 5 7 が延びており、この偏心軸 5 7 上に別の円形カム 5 8 が偏心して回転可能に取付けられている。図 2 に示されるようにこれら円形カム 5 8 は各円形カム 5 6 間に配置されており、これら円形カム 5 8 は対応する各カム挿入孔 5 3 内に回転可能に挿入されている。

## 【 0 0 1 5 】

図 3 ( A ) に示すような状態から各カムシャフト 5 4 , 5 5 上に固定された円形カム 5 6 を図 3 ( A ) において実線の矢印で示される如く互いに反対方向に回転させると偏心軸 5 7 が下方中央に向けて移動するために円形カム 5 8 がカム挿入孔 5 3 内において図 3 ( A ) の破線の矢印に示すように円形カム 5 6 とは反対方向に回転し、図 3 ( B ) に示されるように偏心軸 5 7 が下方中央まで移動すると円形カム 5 8 の中心が偏心軸 5 7 の下方へ移動する。

## 【 0 0 1 6 】

図 3 ( A ) と図 3 ( B ) と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 6 の中心と円形カム 5 8 の中心との距離によって定まり、円形カム 5 6 の中心と円形カム 5 8 の中心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。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 の容積は増大し、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。

## 【 0 0 1 7 】

図 2 に示されるように各カムシャフト 5 4 , 5 5 を夫々反対方向に回転させるために駆動モータ 5 9 の回転軸には夫々螺旋方向が逆向きの一対のウォームギア 6 1 , 6 2 が取付けられており、これらウォームギア 6 1 , 6 2 と噛合する歯車 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。この実施例では駆動モータ 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。なお、図 1 から図 3 に示される可変圧縮比機構 A は一例を示すものであっていかなる形式の可変圧縮比機構でも用いることができる。

## 【 0 0 1 8 】

一方、図 4 は図 1 において吸気弁 7 を駆動するためのカムシャフト 7 0 の端部に取付けられた可変バルブタイミング機構 B を示している。図 4 を参照すると、この可変バルブタイミング機構 B は機関のクランク軸によりタイミングベルトを介して矢印方向に回転せしめられるタイミングプーリ 7 1 と、タイミングプーリ 7 1 と一緒に回転する円筒状ハウジング 7 2 と、吸気弁駆動用カムシャフト 7 0 と一緒に回転しかつ円筒状ハウジング 7 2 に対して相対回転可能な回転軸 7 3 と、円筒状ハウジング 7 2 の内周面から回転軸 7 3 の外周面まで延びる複数個の仕切壁 7 4 と、各仕切壁 7 4 の間で回転軸 7 3 の外周面から円筒状ハウジング 7 2 の内周面まで延びるベーン 7 5 とを具備しており、各ベーン 7 5 の両側には夫々進角用油圧室 7 6 と遅角用油圧室 7 7 とが形成されている。

## 【 0 0 1 9 】

各油圧室 7 6 , 7 7 への作動油の供給制御は作動油供給制御弁 7 8 によって行われる。この作動油供給制御弁 7 8 は各油圧室 7 6 , 7 7 に夫々連結された油圧ポート 7 9 , 8 0 と、油圧ポンプ 8 1 から吐出された作動油の供給ポート 8 2 と、一対のドレインポート 8 3 , 8 4 と、各ポート 7 9 , 8 0 , 8 2 , 8 3 , 8 4 間の連通遮断制御を行うスプール弁 8 5 とを具備している。

## 【 0 0 2 0 】

吸気弁駆動用カムシャフト 7 0 のカムの位相を進角すべきときは図 4 においてスプール

10

20

30

40

50

弁 8 5 が右方に移動せしめられ、供給ポート 8 2 から供給された作動油が油圧ポート 7 9 を介して進角用油圧室 7 6 に供給されると共に遅角用油圧室 7 7 内の作動油がドレインポート 8 4 から排出される。このとき回転軸 7 3 は円筒状ハウジング 7 2 に対して矢印方向に相対回転せしめられる。

【 0 0 2 1 】

これに対し、吸気弁駆動用カムシャフト 7 0 のカムの位相を遅角すべきときは図 4 においてスプール弁 8 5 が左方に移動せしめられ、供給ポート 8 2 から供給された作動油が油圧ポート 8 0 を介して遅角用油圧室 7 7 に供給されると共に進角用油圧室 7 6 内の作動油がドレインポート 8 3 から排出される。このとき回転軸 7 3 は円筒状ハウジング 7 2 に対して矢印と反対方向に相対回転せしめられる。

10

【 0 0 2 2 】

回転軸 7 3 が円筒状ハウジング 7 2 に対して相対回転せしめられているときにスプール弁 8 5 が図 4 に示される中立位置に戻されると回転軸 7 3 の相対回転動作は停止せしめられ、回転軸 7 3 はそのときの相対回転位置に保持される。従って可変バルブタイミング機構 B によって吸気弁駆動用カムシャフト 7 0 のカムの位相を所望の量だけ進角させることができ、遅角させることができることになる。

【 0 0 2 3 】

図 5 において実線は可変バルブタイミング機構 B によって吸気弁駆動用カムシャフト 7 0 のカムの位相が最も進角されているときを示しており、破線は吸気弁駆動用カムシャフト 7 0 のカムの位相が最も遅角されているときを示している。従って吸気弁 7 の開弁期間は図 5 において実線で示す範囲と破線で示す範囲との間で任意に設定することができ、従って吸気弁 7 の閉弁時期も図 5 において矢印 C で示す範囲内の任意のクランク角に設定することができる。

20

【 0 0 2 4 】

図 1 および図 4 に示される可変バルブタイミング機構 B は一例を示すものであって、例えば吸気弁の開弁時期を一定に維持したまま吸気弁の閉弁時期のみを変えることのできる可変バルブタイミング機構等、種々の形式の可変バルブタイミング機構を用いることができる。

【 0 0 2 5 】

次に図 6 を参照しつつ本願において使用されている用語の意味について説明する。なお、図 6 の ( A ) , ( B ) , ( C ) には説明のために燃焼室容積が 5 0 ml でピストンの行程容積が 5 0 0 ml であるエンジンが示されており、これら図 6 の ( A ) , ( B ) , ( C ) において燃焼室容積とはピストンが圧縮上死点に位置するときの燃焼室の容積を表している。

30

【 0 0 2 6 】

図 6 ( A ) は機械圧縮比について説明している。機械圧縮比は圧縮行程時のピストンの行程容積と燃焼室容積のみから機械的に定まる値であってこの機械圧縮比は ( 燃焼室容積 + 行程容積 ) / 燃焼室容積で表される。図 6 ( A ) に示される例ではこの機械圧縮比は ( 5 0 ml + 5 0 0 ml ) / 5 0 ml = 1 1 となる。

【 0 0 2 7 】

図 6 ( B ) は実圧縮比について説明している。この実圧縮比は実際に圧縮作用が開始されたときからピストンが上死点に達するまでの実際のピストン行程容積と燃焼室容積から定まる値であってこの実圧縮比は ( 燃焼室容積 + 実際の行程容積 ) / 燃焼室容積で表される。即ち、図 6 ( B ) に示されるように圧縮行程においてピストンが上昇を開始しても吸気弁が開弁している間は圧縮作用は行われず、吸気弁が閉弁したときから実際の圧縮作用が開始される。従って実圧縮比は実際の行程容積を用いて上記の如く表される。図 6 ( B ) に示される例では実圧縮比は ( 5 0 ml + 4 5 0 ml ) / 5 0 ml = 1 0 となる。

40

【 0 0 2 8 】

図 6 ( C ) は膨張比について説明している。膨張比は膨張行程時のピストンの行程容積と燃焼室容積から定まる値であってこの膨張比は ( 燃焼室容積 + 行程容積 ) / 燃焼室容積

50

で表される。図 6 ( C ) に示される例ではこの膨張比は  $(50\text{ ml} + 500\text{ ml}) / 50\text{ ml} = 11$  となる。

【 0 0 2 9 】

次に図 7 および図 8 を参照しつつ本発明において使用されている超高膨張比サイクルについて説明する。なお、図 7 は理論熱効率と膨張比との関係を示しており、図 8 は本発明の実施例において負荷に応じ使い分けられている通常のサイクルと超高膨張比サイクルとの比較を示している。

【 0 0 3 0 】

図 8 ( A ) は吸気弁が下死点近傍で閉弁し、ほぼ吸気下死点付近からピストンによる圧縮作用が開始される場合の通常のサイクルを示している。この図 8 ( A ) に示す例でも図 6 の ( A ) , ( B ) , ( C ) に示す例と同様に燃焼室容積が  $50\text{ ml}$  とされ、ピストンの行程容積が  $500\text{ ml}$  とされている。図 8 ( A ) からわかるように通常のサイクルでは機械圧縮比は  $(50\text{ ml} + 500\text{ ml}) / 50\text{ ml} = 11$  であり、実圧縮比もほぼ  $11$  であり、膨張比も  $(50\text{ ml} + 500\text{ ml}) / 50\text{ ml} = 11$  となる。即ち、通常の内燃機関では機械圧縮比と実圧縮比と膨張比とがほぼ等しくなる。

【 0 0 3 1 】

図 7 における実線は実圧縮比と膨張比とがほぼ等しい場合の、即ち通常のサイクルにおける理論熱効率の変化を示している。この場合には膨張比が大きくなるほど、即ち実圧縮比が高くなるほど理論熱効率が高くなることがわかる。従って通常のサイクルにおいて理論熱効率を高めるには実圧縮比を高くすればよいことになる。しかしながら機関高負荷運転時におけるノッキングの発生の制約により実圧縮比は最大でも  $12$  程度までしか高くすることができず、斯くして通常のサイクルにおいては理論熱効率を十分に高くすることはできない。

【 0 0 3 2 】

一方、このような状況下で本発明者は機械圧縮比と実圧縮比とを厳密に区分して理論熱効率を高めることについて検討し、その結果理論熱効率は膨張比が支配し、理論熱効率に対して実圧縮比はほとんど影響を与えないことを見出したのである。即ち、実圧縮比を高くすると爆発力は高まるが圧縮するために大きなエネルギーが必要となり、斯くして実圧縮比を高めても理論熱効率はほとんど高くない。

【 0 0 3 3 】

これに対し、膨張比を大きくすると膨張行程時にピストンに対し押下げ力が作用する期間が長くなり、斯くしてピストンがクランクシャフトに回転力を与えている期間が長くなる。従って膨張比は大きくすれば大きくするほど理論熱効率が高くなる。図 7 の破線は実圧縮比を  $10$  に固定した状態で膨張比を高くしていった場合の理論熱効率を示している。このように実圧縮比を低い値に維持した状態で膨張比を高くしたときの理論熱効率の上昇量と、図 7 の実線で示す如く実圧縮比も膨張比と共に増大せしめられる場合の理論熱効率の上昇量とは大きな差がないことがわかる。

【 0 0 3 4 】

このように実圧縮比が低い値に維持されているとノッキングが発生することがなく、従って実圧縮比を低い値に維持した状態で膨張比を高くするとノッキングの発生を阻止しつつ理論熱効率を大巾に高めることができる。図 8 ( B ) は可変圧縮比機構 A および可変バルブタイミング機構 B を用いて、実圧縮比を低い値に維持しつつ膨張比を高めるようにした場合の一例を示している。

【 0 0 3 5 】

図 8 ( B ) を参照すると、この例では可変圧縮比機構 A により燃焼室容積が  $50\text{ ml}$  から  $20\text{ ml}$  まで減少せしめられる。一方、可変バルブタイミング機構 B によって実際のピストン行程容積が  $500\text{ ml}$  から  $200\text{ ml}$  になるまで吸気弁の閉弁時期が遅らされる。その結果、この例では実圧縮比は  $(20\text{ ml} + 200\text{ ml}) / 20\text{ ml} = 11$  となり、膨張比は  $(20\text{ ml} + 500\text{ ml}) / 20\text{ ml} = 26$  となる。図 8 ( A ) に示される通常のサイクルでは前述したように実圧縮比がほぼ  $11$  で膨張比が  $11$  であり、この場合に比べると図 8 ( B ) に示さ

10

20

30

40

50

れる場合には膨張比のみが2.6まで高められていることがわかる。これが超高膨張比サイクルと称される所以である。

【0036】

前述したように一般的に言って内燃機関では機関負荷が低いほど熱効率が悪くなり、従って車両走行時における熱効率を向上させるためには、即ち燃費を向上させるには機関低負荷運転時における熱効率を向上させることが必要となる。一方、図8(B)に示される超高膨張比サイクルでは圧縮行程時の実際のピストン行程容積が小さくされるために燃焼室5内に吸入しうる吸入空気量は少なくなり、従ってこの超高膨張比サイクルは機関負荷が比較的低いときにしか採用できないことになる。従って本発明による実施例では機関低負荷運転時には図8(B)に示す超高膨張比サイクルとし、機関高負荷運転時には図8(A)に示す通常のサイクルとするようにしている。

10

【0037】

次に図9を参照しつつ運転制御全般について説明する。

図9には機関負荷に応じた機械圧縮比、膨張比、吸気弁7の閉弁時期、実圧縮比、吸入空気量、スロットル弁17の開度およびポンピング損失の各変化が示されている。なお、本発明による実施例では触媒コンバータ20内の三元触媒によって排気ガス中の未燃HC、COおよびNO<sub>x</sub>を同時に低減しうるように通常燃焼室5内における平均空燃比は空燃比センサ21の出力信号に基いて理論空燃比にフィードバック制御されている。

【0038】

さて、前述したように機関高負荷運転時には図8(A)に示される通常のサイクルが実行される。従って図9に示されるようにこのときには機械圧縮比は低くされるために膨張比は低く、図9において実線で示されるように吸気弁7の閉弁時期は図5において実線で示される如く早められている。また、このときには吸入空気量は多く、このときスロットル弁17の開度は全開又はほぼ全開に保持されているのでポンピング損失は零となっている。

20

【0039】

一方、図9に示されるように機関負荷が低くなるとそれに伴って機械圧縮比が増大され、従って膨張比も増大される。またこのときには実圧縮比がほぼ一定に保持されるように図9において実線で示される如く機関負荷が低くなるにつれて吸気弁7の閉弁時期が遅くされる。なお、このときにもスロットル弁17は全開又はほぼ全開状態に保持されており、従って燃焼室5内に供給される吸入空気量はスロットル弁17によらずに吸気弁7の閉弁時期を変えることによって制御されている。このときにもポンピング損失は零となる。

30

【0040】

このように機関高負荷運転状態から機関負荷が低くなるとときには実圧縮比がほぼ一定のもとで吸入空気量が減少するにつれて機械圧縮比が増大せしめられる。即ち、吸入空気量の減少に比例してピストン4が圧縮上死点に達したときの燃焼室5の容積が減少せしめられる。従ってピストン4が圧縮上死点に達したときの燃焼室5の容積は吸入空気量に比例して変化していることになる。なお、このとき燃焼室5内の空燃比は理論空燃比となっているのでピストン4が圧縮上死点に達したときの燃焼室5の容積は燃料量に比例して変化していることになる。

40

【0041】

機関負荷が更に低くなると機械圧縮比は更に増大せしめられ、機械圧縮比が燃焼室5の構造上限界となる限界機械圧縮比に達すると、機械圧縮比が限界機械圧縮比に達したときの機関負荷 $L_1$ よりも負荷の低い領域では機械圧縮比が限界機械圧縮比に保持される。従って機関低負荷運転時には機械圧縮比は最大となり、膨張比も最大となる。また、このとき実圧縮比は機関中高負荷運転時とほぼ同じ実圧縮比に維持される。

【0042】

一方、図9において実線で示されるように吸気弁7の閉弁時期は機関負荷が低くなるにつれて燃焼室5内に供給される吸入空気量を制御しうる限界閉弁時期まで遅らされ、吸気弁7の閉弁時期が限界閉弁時期に達したときの機関負荷 $L_2$ よりも負荷の低い領域では吸

50

気弁 7 の閉弁時期が限界閉弁時期に保持される。吸気弁 7 の閉弁時期が限界閉弁時期に保持されるともはや吸気弁 7 の閉弁時期の変化によっては吸入空気量を制御しえないので他の何らかの方法によって吸入空気量を制御する必要がある。

【 0 0 4 3 】

図 9 に示される実施例ではこのとき、即ち吸気弁 7 の閉弁時期が限界閉弁時期に達したときの機関負荷  $L_2$  よりも負荷の低い領域ではスロットル弁 17 によって燃焼室 5 内に供給される吸入空気量が制御される。従ってアイドリング運転時にもスロットル弁 17 によって燃焼室 5 内に供給される吸入空気量が制御されることになる。ただし、スロットル弁 17 による吸入空気量の制御が行われると図 9 に示されるようにポンピング損失が増大する。

10

【 0 0 4 4 】

一方、前述したように図 8 ( B ) に示す超高膨張比サイクルでは膨張比が 2.6 とされる。この膨張比は高いほど好ましいが 2.0 以上であればかなり高い理論熱効率を得ることができる。従って本発明では膨張比が 2.0 以上となるように可変圧縮比機構 A が形成されている。また、図 9 に示される例では機械圧縮比は機関負荷に応じて連続的に変化せしめられている。しかしながら機械圧縮比は機関負荷に応じて段階的に変化させることもできる。

【 0 0 4 5 】

一方、図 9 において破線で示すように機関負荷が低くなるにつれて吸気弁 7 の閉弁時期を早めることによってスロットル弁 17 によらずに吸入空気量を制御することができる。従って、図 9 において実線で示される場合と破線で示される場合とをいずれも包含するように表現すると、本発明による実施例では吸気弁 7 の閉弁時期は、機関負荷が低くなるにつれて、燃焼室内に供給される吸入空気量を制御する限界閉弁時期  $L_2$  まで吸気下死点 BDC から離れる方向に移動せしめられることになる。

20

【 0 0 4 6 】

さて、図 9 に示されるようにアイドリング運転時には通常、機械圧縮比が最大値とされる。しかしながら、本発明による実施例ではアイドリング運転時における機械圧縮比は必要に応じて種々に変更せしめられる。例えば、本発明による実施例ではアイドリング運転時、特に機関始動直後における暖機運転時には触媒コンバータ 20 内の触媒を暖機するために機械圧縮比が低下せしめられる。

30

【 0 0 4 7 】

即ち、機械圧縮比の高い超高膨張比サイクルのもとでは熱効率が高くなるために排気ガス温が極度に低くなる。従って例えば機関暖機運転時に超高膨張比サイクルでもってアイドリング運転が行われると排気ガス温が低い温度に維持されるために触媒がなかなか活性化しないという問題を生ずる。そこで本発明による実施例では機関始動直後における暖機運転時には機械圧縮比を低下させて排気ガス温を上昇させ、それによって触媒を早期に活性化させるようにしている。

【 0 0 4 8 】

ところでアイドリング運転時に機械圧縮比が低下せしめられると実圧縮比も低下せしめられる。従って本発明による実施例ではアイドリング運転時に実圧縮比が高くされたり、或いは低くされたりすることになる。ところがアイドリング運転時における機関回転数を目標アイドリング回転数に制御するアイドリング回転数制御を行っている場合、実圧縮比の変化がアイドリング回転数制御に大きな影響を与える。次にこのことについて図 10 を参照しつつ説明する。

40

【 0 0 4 9 】

図 10 はアイドリング運転時における点火栓 6 による点火時期と機関の発生トルクとの関係を示している。なお、図 10 において実線はアイドリング運転時における実圧縮比が高いときを示しており、破線はアイドリング運転時における実圧縮比が低いときを示している。

【 0 0 5 0 】

50

一方、図10において $I_b$ はアイドルリング運転時における実圧縮比が高いときの基準点火時期を示しており、アイドルリング運転時における実圧縮比が高いときに機関回転数が目標アイドルリング回転数、例えば600 r.p.m.に維持されているときには点火時期はこの基準点火時期 $I_b$ に維持される。この基準点火時期 $I_b$ はMBT (Minimum Advance for Best Torque) よりも若干遅角側にあり、この基準点火時期 $I_g$ は機関冷却水温等の機関の運転状態に応じて予め定められている。

【0051】

さて、本発明による実施例では機関回転数が目標アイドルリング回転数からずれたときには機関回転数が目標アイドルリング回転数となるように点火時期が基準点火時期 $I_b$ に対して一時的に進角側又は遅角側に变化せしめられ、このような点火時期の制御を行うために点火時期制御装置が設けられている。

10

【0052】

この場合、点火時期が基準点火時期 $I_g$ に対して進角されると機関の発生トルクが増大するために機関回転数が上昇し、点火時期が基準点火時期 $I_g$ に対して遅角されると機関の発生トルクが低下するために機関回転数が低下する。図10はこのときの点火時期の変化量 $I_a$ に対する機関の発生トルクの変動量 $TQ_{a1}$ を示している。このときの点火時期の変動量 $I_a$ に対する機関の発生トルクの変動量 $TQ_{a1}$ 、即ち点火時期変化に対する機関の発生トルク変化の感度はそれほど高くない。

【0053】

これに対し、アイドルリング運転時における実圧縮比が小さくされると図10において破線で示されるようにMBTが進角側に移動する。従ってこのとき基準点火時期 $I_b$ が同じ点火時期に維持されているとすると図10に示されるように点火時期の変動量 $I_a$ に対する機関の発生トルクの変動量 $TQ_{a2}$ 、即ち点火時期変化に対する機関の発生トルク変化の感度はかなり高くなる。

20

【0054】

しかしながらこのように機関の発生トルク変化の感度が高くなると機関回転数がハンチングを生じ、機関回転数が目標アイドルリング回転数になかなか落ち着かないという問題を生ずる。この場合、このような機関回転数のハンチングの発生を阻止するためにはこのときの機関の発生トルクの変化量 $TQ_{a2}$ を高圧縮比のときの機関の発生トルクの変化量 $TQ_{a1}$ とほぼ同一にする必要がある。即ち、このときの機関の発生トルク変化の感度を高圧縮比のときの機関の発生トルク変化の感度とほぼ同一にする必要がある。

30

【0055】

そこで本発明による第1の実施例では図11に示されるようにアイドルリング運転時における実圧縮比が高圧縮比から低圧縮比に変更せしめられたときにはアイドルリング運転時における基準点火時期 $I_g$ が同一の機関の発生トルク $TQ_b$ の得られる点火時期 $I_g$ まで移動せしめられる。即ち、第1実施例ではアイドルリング運転時における実圧縮比が変更せしめられたときにはアイドルリング運転時における基準点火時期が同一の機関の発生トルクの得られる点火時期まで移動せしめられる。

【0056】

なお、この場合、図12に示されるようにアイドルリング運転時における実圧縮比が低下せしめられるほどアイドルリング運転時における基準点火時期が進角側とされる。

40

【0057】

このようにアイドルリング運転時における基準点火時期が同一の機関の発生トルクの得られる点火時期まで移動せしめられると実圧縮比にかかわらずに機関の発生トルク変化の感度を予め定められた最適な感度に維持することができる。その結果、実圧縮比にかかわらずに機関回転数がハンチングを生ずるのが阻止され、機関回転数を速やかに目標アイドルリング回転数に落ち着かせることができる。

【0058】

図13に目標アイドルリング回転数 $N_0$ に対する機関回転数 $N$ のずれ量 $(N - N_0)$ と、基準点火時期 $I_g$ に対する点火時期の変化量、即ち点火時期補正量 $I$ との関係を示す。図

50

13からわかるように機関回転数 $N$ が目標アイドル回転数 $N_0$ よりも高いときにはずれ量 $(N - N_0)$ が大きくなるほど遅角方向への点火時期補正量 $I$ が大きくなり、機関回転数 $N$ が目標アイドル回転数 $N_0$ よりも低いときにはずれ量 $(N - N_0)$ の絶対値が大きくなるほど進角方向への点火時期補正量 $I$ が大きくなる。

【0059】

次に図14および図15を参照しつつ本発明による第2の実施例について説明する。この実施例では図14に示されるようにアイドル回転時における実圧縮比が高圧縮比から低圧縮比に変更せしめられても基準点火時期 $I_g$ は変更されず、このとき低圧縮比における点火時期の変化量 $I_{a2}$ に対する機関の発生トルクの変化量 $TQ_{a2}$ が高圧縮比における点火時期の変化量 $I_{a1}$ に対する機関の発生トルクの変化量 $TQ_{a1}$ とほぼ同一になるように、即ち低圧縮比における機関の発生トルク変化の感度が高圧縮比における機関の発生トルク変化の感度とほぼ同一になるように実圧縮比が小さくなるほど点火時期の変化量 $I_{a1}$ 、 $I_{a2}$ が小さくされる。

10

【0060】

この点火時期の変化量 $T_{a1}$ 、 $T_{a2}$ 、即ち基準点火時期 $I_g$ に対する点火時期補正量 $I$ と、目標アイドル回転数 $N_0$ に対する機関回転数 $N$ のずれ量 $(N - N_0)$ との関係が図15に示されている。なお、図15において $a$ は実圧縮比が最も高いときを表しており、 $e$ は実圧縮比が最も低いときを表しており、 $a$ 、 $b$ 、 $c$ 、 $d$ 、 $e$ の順で実圧縮比が次第に低くなっていく。

20

【0061】

図15に示される場合にも各実圧縮比 $a$ 、 $b$ 、 $c$ 、 $d$ 、 $e$ のときについてみると、機関回転数 $N$ が目標アイドル回転数 $N_0$ よりも高いときにはずれ量 $(N - N_0)$ が大きくなるほど遅角方向への点火時期補正量 $I$ が大きくなり、機関回転数 $N$ が目標アイドル回転数 $N_0$ よりも低いときにはずれ量 $(N - N_0)$ の絶対値が大きくなるほど進角方向への点火時期補正量 $I$ が大きくなるが、同一のずれ量 $(N - N_0)$ に対する点火時期補正量 $I$ は実圧縮比が低くなるほど低下せしめられる。

【0062】

即ち、この第2実施例ではアイドル回転時における実圧縮比が低下せしめられるほど目標アイドル回転数からの機関回転数のずれ量 $(N - N_0)$ に対する点火時期の変化量 $I$ の比が小さくされる。このようにアイドル回転時における実圧縮比が低下せしめられるほど $I / (N - N_0)$ を小さくすると実圧縮比にかかわらずに機関の発生トルク変化の感度を予め定められた最適な感度に維持することができる。その結果、実圧縮比にかかわらずに機関回転数がハンチングを生ずるのが阻止され、機関回転数を速やかに目標アイドル回転数に落ち着かせることができる。

30

【0063】

なお、本発明では第1実施例と第2実施例とを組合せることもでき、従って本発明を包括的に表現すると、アイドル回転時における実圧縮比が変更せしめられたときには、機関回転数が目標アイドル回転数に対して同一量ずれたときに点火時期の変化に基づく機関の発生トルクの変化量が実圧縮比にかかわらずほぼ同一となるように目標アイドル回転数からの機関回転数のずれ量に対する点火時期の変化量の比又は基準点火時期の少くともいずれか一方を実圧縮比に応じて変化させるようにしていることになる。

40

【0064】

なお、本発明による実際の実施例では吸入空気量を制御するための吸入空気量制御装置を具備しており、機関回転数が目標アイドル回転数からずれたときには機関回転数が目標アイドル回転数となるように点火時期に加え、吸入空気量が変化せしめられる。この場合、図1に示される実施例では吸入空気量制御装置が機関吸気通路内に配置されたスロットル弁17からなる。

【0065】

図16にアイドル回転数制御のタイムチャートを示す。図16に示されるようにアイドル回転時において機関回転数が目標アイドル回転数 $N_0$ よりも低下するとス

50

ロットル弁 17 の開度が増大せしめられる。本発明による実施例では図 17 に示されるように機関回転数  $N$  が目標アイドリング回転数  $N_0$  よりも高いときには目標アイドリング回転数  $N_0$  に対する機関回転数  $N$  のずれ量  $(N - N_0)$  が大きくなるほど閉弁方向へのスロットル開度補正量  $\Delta\theta$  が増大せしめられ、機関回転数  $N$  が目標アイドリング回転数  $N_0$  よりも低いときには目標アイドリング回転数  $N_0$  に対する機関回転数  $N$  のずれ量  $(N - N_0)$  の絶対値が大きくなるほど開弁方向へのスロットル開度補正量  $\Delta\theta$  が増大せしめられる。

【0066】

スロットル弁 17 の開度が増大せしめられると図 17 に示されるように時間遅れをもって燃焼室 5 内に供給される吸入空気量が増大する。一方、機関回転数が目標アイドリング回転数  $N_0$  よりも低下すると点火時期が基準点火時期  $I_b$  に対して進角される。点火時期が基準点火時期  $I_b$  に対して進角されると機関の発生トルクが増大し、次いで燃焼室 5 内へ供給される空気量が増大すると機関の発生トルクが更に増大するので機関回転数は速やかに目標アイドリング回転数  $N_0$  まで戻される。

10

【0067】

図 18 は本発明によるアイドリング回転数制御の第 1 実施例を実行するためのルーチンを示しており、このルーチンは一定時間毎の割込みによって実行される。

図 18 を参照するとまず初めにステップ 100 においてアイドリング運転時であるか否かが判別される。例えばアクセルペダル 40 の踏み込み量が零で機関回転数が設定回転数、例えば 1000 r.p.m. よりも低いとき、或いはアクセルペダル 40 の踏み込み量が零で車速が設定速度、例えば 5 km/h 以下のときにアイドリング運転時であると判断される。

20

【0068】

アイドリング運転時であるときにはステップ 101 に進んで目標とする実圧縮比が算出される。次いでステップ 102 では目標アイドリング回転数  $N_0$  が算出される。次いでステップ 103 では目標とするスロットル開度  $\theta_0$  が算出される。次いでステップ 104 では目標アイドリング回転数  $N_0$  に対する機関回転数  $N$  のずれ量  $(N - N_0)$  に基づいて図 17 に示す関係からスロットル開度補正量  $\Delta\theta$  が算出される。次いでステップ 105 では目標スロットル開度  $\theta_0$  にスロットル開度補正量  $\Delta\theta$  を加算することによって最終的なスロットル開度  $\theta = \theta_0 + \Delta\theta$  が算出され、スロットル弁 17 の開度がこのスロットル開度  $\theta$  とされる。

【0069】

30

次いでステップ 106 では目標実圧縮比に応じた基準点火時期  $I_b$  が算出される。次いでステップ 107 では目標アイドリング回転数  $N_0$  に対する機関回転数  $N$  のずれ量  $(N - N_0)$  に基づいて図 13 に示す関係から点火時期補正量  $\Delta I$  が算出される。次いでステップ 108 では基準点火時期  $I_b$  に点火時期補正量  $\Delta I$  を加算することによって最終的な点火時期  $I (= I_b + \Delta I)$  が算出され、点火時期がこの点火時期  $I$  とされる。

【0070】

本発明による第 2 実施例も図 18 に示されるアイドリング回転数制御ルーチンを用いて実行される。ただし、この場合ステップ 100 から 105 および 108 においては第 1 実施例と同じ処理が行われるが、ステップ 106, 107 においては異なる処理が実行される。即ち、図 18 に示すルーチンにおいて第 2 実施例を実行する場合、ステップ 106 では目標実圧縮比に応じては変化せず、機関冷却水温等のみに応じて変化する基準点火時期  $I_b$  が算出される。

40

【0071】

次いでステップ 107 では目標アイドリング回転数  $N_0$  に対する機関回転数  $N$  のずれ量  $(N - N_0)$  および目標実圧縮比に基づいて図 15 に示す関係から点火時期補正量  $\Delta I$  が算出される。次いでステップ 108 では基準点火時期  $I_b$  に点火時期補正量  $\Delta I$  を加算することによって最終的な点火時期  $I (= I_b + \Delta I)$  が算出され、点火時期がこの点火時期  $I$  とされる。

【0072】

なお、ステップ 105 では目標アイドリング回転数  $N_0$  に対する機関回転数  $N$  のずれ量

50

( $N - N_0$ ) に比例した量がスロットル開度補正量 とされ、ステップ 108 では目標アイドリング回転数  $N_0$  に対する機関回転数  $N$  のずれ量 ( $N - N_0$ ) に比例した量が点火時期補正量  $I$  とされる。即ち、ステップ 105, 108 では  $P$  (比例) 制御が行われている。しかしながらこれらステップ 105, 108 では  $P$  制御に代えて  $PI$  制御、或いは  $PD$  制御、或いは  $PID$  を行うことができる。

【図面の簡単な説明】

【0073】

- 【図1】火花点火式内燃機関の全体図である。
- 【図2】可変圧縮比機構の分解斜視図である。
- 【図3】図解的に表した内燃機関の側面断面図である。 10
- 【図4】可変バルブタイミング機構を示す図である。
- 【図5】吸気弁および排気弁のリフト量を示す図である。
- 【図6】機械圧縮比、実圧縮比および膨張比を説明するための図である。
- 【図7】理論熱効率と膨張比との関係を示す図である。
- 【図8】通常のサイクルおよび超高膨張比サイクルを説明するための図である。
- 【図9】機関負荷に応じた機械圧縮比等の変化を示す図である。
- 【図10】点火時期と機関の発生トルクとの関係を示す図である。
- 【図11】点火時期と機関の発生トルクとの関係を示す図である。
- 【図12】実圧縮比と基準点火時期との関係を示す図である。
- 【図13】機関回転数と点火時期補正量との関係を示す図である。 20
- 【図14】点火時期と機関の発生トルクとの関係を示す図である。
- 【図15】機関回転数と点火時期補正量との関係を示す図である。
- 【図16】アイドリング回転数制御を示すタイムチャートである。
- 【図17】機関回転数とスロットル開度補正量との関係を示す図である。
- 【図18】アイドリング回転数制御を実行するためのフローチャートである。

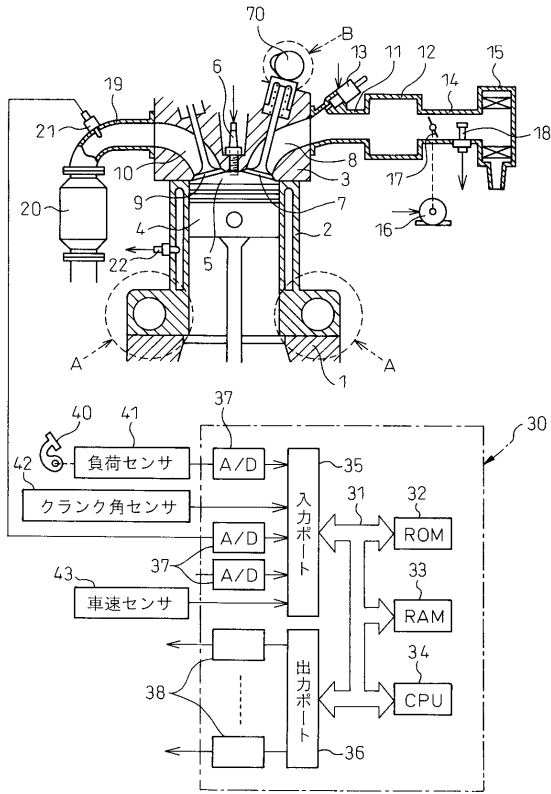
【符号の説明】

【0074】

- 1 クランクケース
- 2 シリンダブロック
- 3 シリンダヘッド 30
- 4 ピストン
- 5 燃焼室
- 7 吸気弁
- 70 吸気弁駆動用カムシャフト
- A 可変圧縮比機構
- B 可変バルブタイミング機構

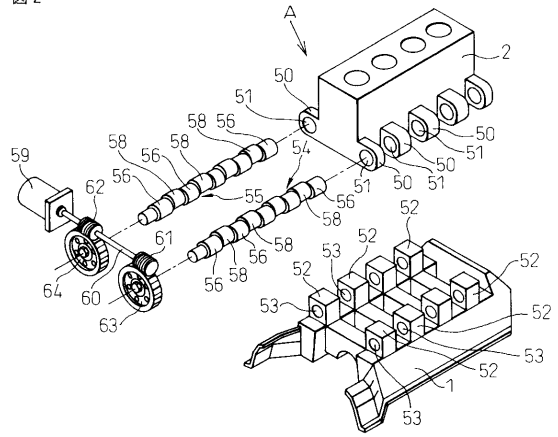
【 図 1 】

図 1



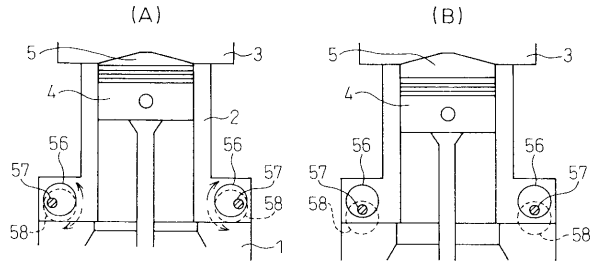
【 図 2 】

図 2



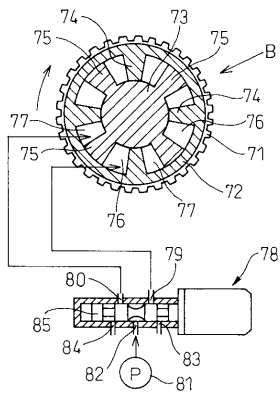
【 図 3 】

図 3



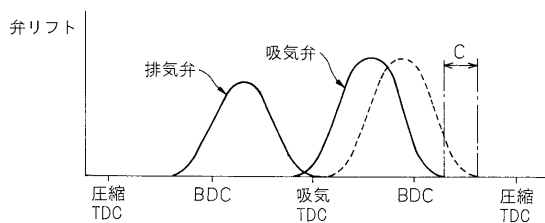
【 図 4 】

図 4



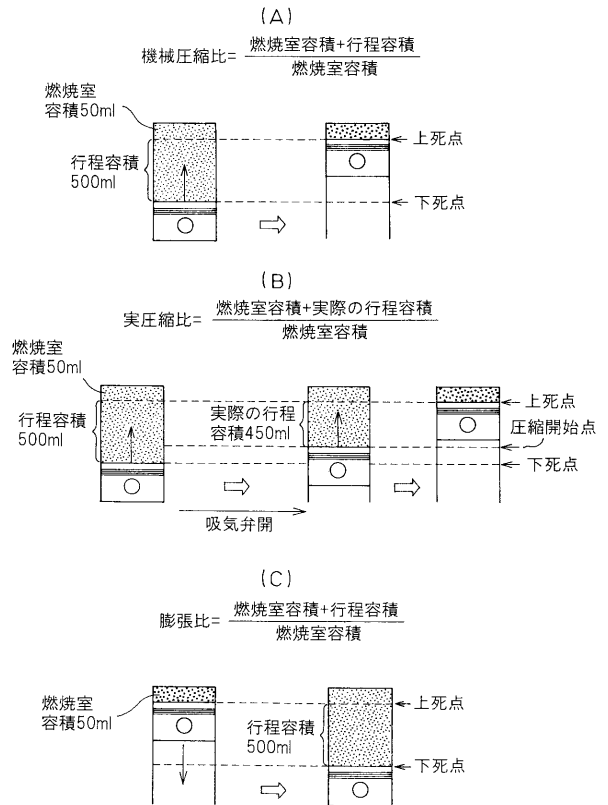
【 図 5 】

図 5

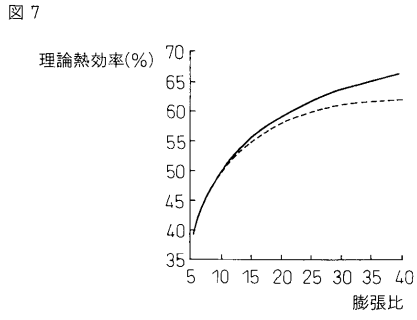


【 図 6 】

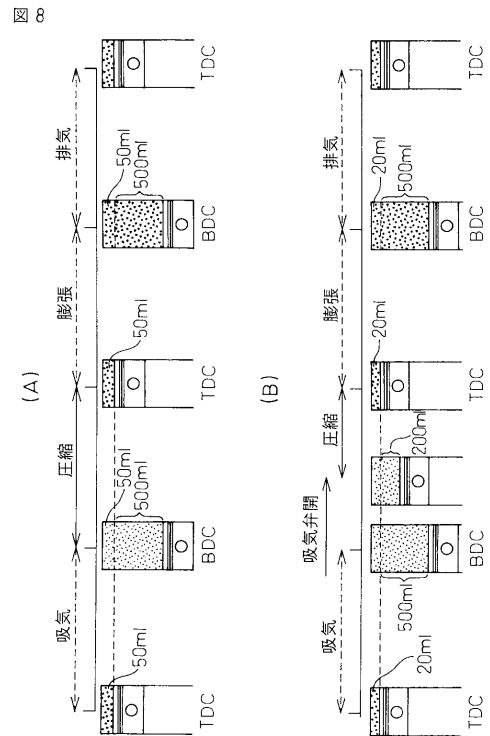
図 6



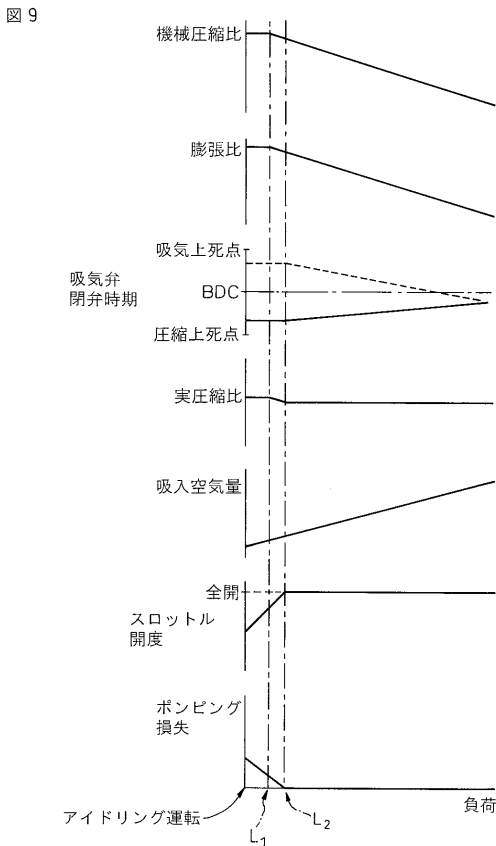
【 図 7 】



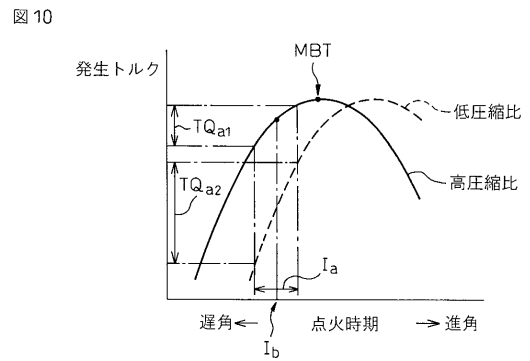
【 図 8 】



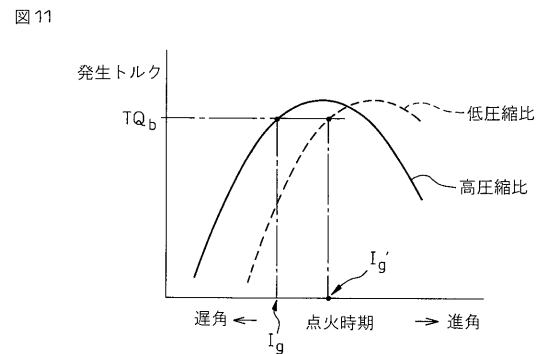
【 図 9 】



【 図 10 】

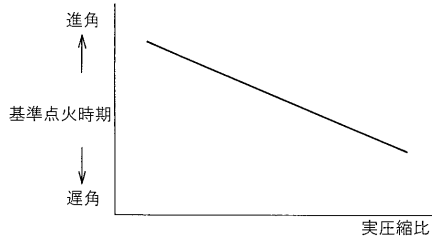


【 図 11 】



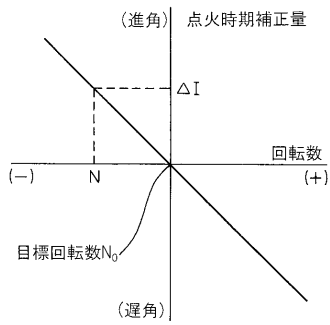
【 図 1 2 】

図 12



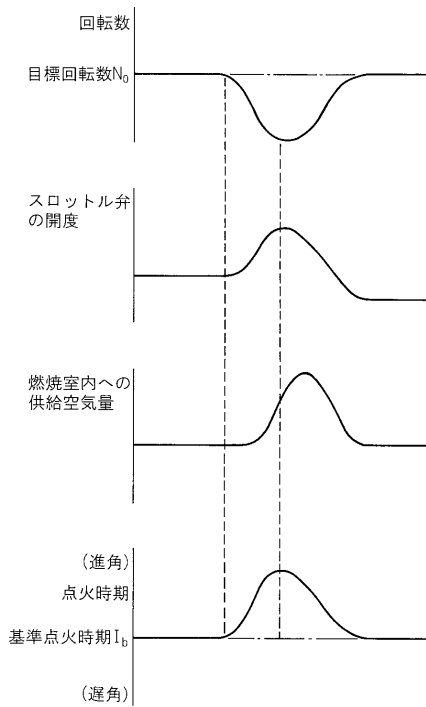
【 図 1 3 】

図 13



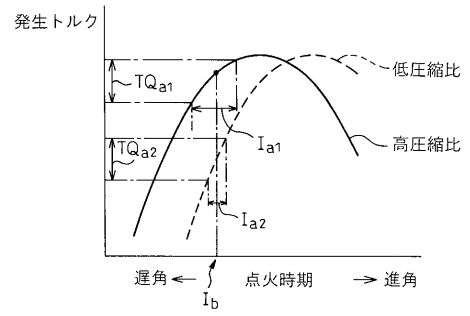
【 図 1 6 】

図 16



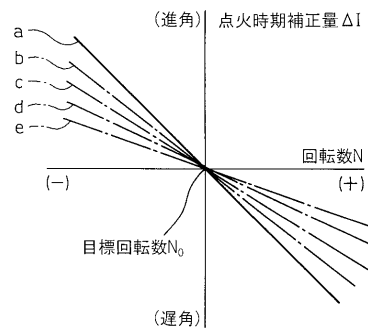
【 図 1 4 】

図 14



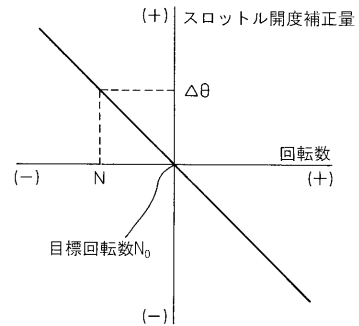
【 図 1 5 】

図 15



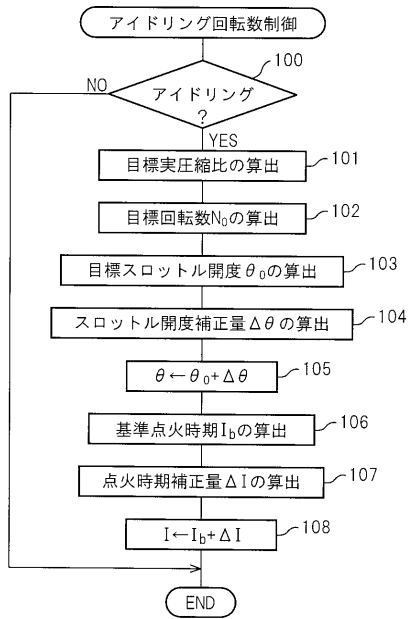
【 図 1 7 】

図 17



【 図 1 8 】

図18



## フロントページの続き

(51)Int.Cl.	F I	テーマコード(参考)
	F 0 2 D 41/08	3 1 0
	F 0 2 D 41/08	3 2 0
	F 0 2 D 43/00	3 0 1 B
	F 0 2 D 43/00	3 0 1 K
	F 0 2 D 43/00	3 0 1 S
	F 0 2 D 43/00	3 0 1 Z
	F 0 2 P 5/15	E
Fターム(参考)	3G092 AA01 AA05 AA11 AA12 BA01 BA09 DA01 DA09 DC03 DC15	
	DD07 DG05 DG08 EA01 EA02 EA06 EA09 EA13 EC07 FA05	
	FA06 GA04 HA01X HA01Z HA11Z HA13Z HA14X HC09X HD01X HD05Z	
	HE01X HE02Z HE03Z HE08Z HF08Z HF21Z	
	3G301 HA01 HA19 JA03 JA06 KA05 KA07 LA03 LA07 LB02 LC03	
	LC08 MA01 NA08 ND01 NE01 NE06 NE19 PA04A PA04Z PA11A	
	PA17Z PD02A PD02Z PD11A PD11Z PE01A PE01Z PE02Z PE03Z PE08Z	
	PE09A PE09Z PE10A PE10Z PF01Z PF03Z	
	3G384 AA01 BA03 BA05 BA09 BA22 BA24 BA26 BA31 CA05 DA10	
	EA01 EB01 EB02 EB06 EB08 EB18 ED07 EG03 EG08 FA02Z	
	FA06Z FA26Z FA28Z FA40Z FA45Z FA49Z FA52Z FA56Z FA57Z FA58Z	
	FA79Z	