

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6591994号
(P6591994)

(45) 発行日 令和1年10月16日(2019.10.16)

(24) 登録日 令和1年9月27日(2019.9.27)

(51) Int. Cl.		F I	
FO2B	23/08	(2006.01)	FO2B 23/08 C
FO2M	26/22	(2016.01)	FO2B 23/08 Z
FO2F	1/00	(2006.01)	FO2B 23/08 S
FO2F	1/42	(2006.01)	FO2M 26/22
FO2B	31/08	(2006.01)	FO2F 1/00 J

請求項の数 31 (全 16 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願2016-553597 (P2016-553597)	(73) 特許権者	516054092
(86) (22) 出願日	平成27年2月20日 (2015.2.20)		ウエストポート パワー インコーポレイテッド
(65) 公表番号	特表2017-512277 (P2017-512277A)		WESTPORT POWER INC.
(43) 公表日	平成29年5月18日 (2017.5.18)		カナダ国 ブリテッシュ コロンビア ヴィ6ピー 6ジー2 バンクーバー ウェスト 第75 アヴェニュー 1750
(86) 国際出願番号	PCT/CA2015/050133		スイート 101
(87) 国際公開番号	W02015/127552	(74) 代理人	100147485
(87) 国際公開日	平成27年9月3日 (2015.9.3)		弁理士 杉村 憲司
審査請求日	平成30年2月2日 (2018.2.2)	(74) 代理人	100169823
(31) 優先権主張番号	61/945,091		弁理士 吉澤 雄郎
(32) 優先日	平成26年2月26日 (2014.2.26)	(74) 代理人	100163511
(33) 優先権主張国・地域又は機関	米国 (US)		弁理士 辻 啓太

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 内燃エンジン用の気体燃料燃焼装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

気体燃料式内燃エンジン用燃焼装置であって、

シリンダボアと、シリンダヘッドと、前記シリンダボア内で往復運動するピストンとで規定された燃焼室であって、前記シリンダボアの直径を少なくとも90mmとし、この直径と前記ピストンのストローク長との間の比を多くとも0.95とした燃焼室と、

チャージを前記燃焼室に供給するための少なくとも1つの吸気流路と、

前記シリンダヘッド内に形成され、前記吸気流路と協同して前記燃焼室内に顕著なタンブルの流れ運動を生ぜしめる少なくとも1つの吸気弁とを具備、

前記気体燃料式内燃エンジン用燃焼装置は、予め決定した公差内の化学量論の気体燃料空気の混合体で動作する、気体燃料式内燃エンジン用燃焼装置。

【請求項2】

請求項1に記載の燃焼装置において、前記比が少なくとも0.75である燃焼装置。

【請求項3】

請求項1に記載の燃焼装置において、前記直径が120mm以下である燃焼装置。

【請求項4】

請求項1に記載の燃焼装置において、この燃焼装置が更に、気体燃料を前記少なくとも1つの吸気弁から上流に導入する噴射弁を具備している燃焼装置。

【請求項5】

請求項 1 に記載の燃焼装置において、この燃焼装置が更に、気体燃料及び前記チャージの点火を助長するために前記燃焼室内に配置された点火装置を有している燃焼装置。

【請求項 6】

請求項 5 に記載の燃焼装置において、前記点火装置を点火プラグとした燃焼装置。

【請求項 7】

請求項 1 に記載の燃焼装置において、前記タンプルの流れ運動が 2 ~ 5 の範囲内の平均のタンプル比を有している燃焼装置。

【請求項 8】

請求項 1 に記載の燃焼装置において、前記内燃エンジンの最大のエンジン回転速度を 2700 回転 / 分とした燃焼装置。

10

【請求項 9】

請求項 1 に記載の燃焼装置において、前記シリンダボア及び前記ピストンが 0.8 リットル ~ 2.5 リットルの範囲内の行程容積を規定している燃焼装置。

【請求項 10】

請求項 1 に記載の燃焼装置において、各吸気弁が弁部材及び弁座を有し、この弁座は 25° ~ 35° の範囲内の弁座角を有している燃焼装置。

【請求項 11】

請求項 10 に記載の燃焼装置において、前記弁座角が実質的に 30° である燃焼装置。

【請求項 12】

請求項 10 に記載の燃焼装置において、前記弁座角とポート角との間の差が -5° ~ 5° の範囲内にある燃焼装置。

20

【請求項 13】

請求項 1 に記載の燃焼装置において、前記内燃エンジンの圧縮比が少なくとも 11 対 1 である燃焼装置。

【請求項 14】

請求項 13 に記載の燃焼装置において、前記圧縮比が多くとも 15 対 1 である燃焼装置。

【請求項 15】

請求項 1 に記載の燃焼装置において、この燃焼装置が更に吸気マニホールドを有し、この吸気マニホールドが、

30

前記内燃エンジンの空気の吸気と流体連通している第 1 の分配室と、

前記少なくとも 1 つの吸気流路と流体連通している第 2 の分配室と、

これら第 1 の分配室と第 2 の分配室とを流体連結する拡散器と

を有している燃焼装置。

【請求項 16】

請求項 4 に記載の燃焼装置において、

前記少なくとも 1 つの吸気流路が第 1 の吸気流路及び第 2 の吸気流路であり、前記少なくとも 1 つの吸気弁が第 1 の吸気弁及び第 2 の吸気弁であり、

前記燃焼装置は更に、気体燃料を受ける前記噴射弁と流体連通している分流器であって、受けた気体燃料をこの噴射弁から放出する前記第 1 の吸気流路及び第 2 の吸気流路と流体連通している当該分流器を具えている燃焼装置。

40

【請求項 17】

請求項 16 に記載の燃焼装置において、前記分流器は、ボアを有する本体及び一对の導管を有しており、前記ボアは前記噴射弁と流体連通しており、各導管は前記ボアに流体連通しているとともに前記第 1 の吸気流路及び第 2 の吸気流路のそれぞれ 1 つと流体連通している燃焼装置。

【請求項 18】

請求項 1 に記載の燃焼装置において、

前記内燃エンジンがエンジンブロック及び吸気マニホールドを有し、前記少なくとも 1

50

つの吸気流路が第1の吸気流路及び第2の吸気流路であり、

前記燃焼装置は更に、前記シリンダボアを囲んで配置された6個のボルトを有し、これらボルトにより前記エンジンブロックに対し前記シリンダヘッドを保持するようになっており、前記第1の吸気流路及び第2の吸気流路は前記吸気マニホールドから前記燃焼室に向かって前記ボルトの1つの両側にそれぞれ沿って延在している燃焼装置。

【請求項19】

請求項18に記載の燃焼装置において、この燃焼装置は更に、排気ガスを前記吸気マニホールドに選択的に供給するEGR弁を有している燃焼装置。

【請求項20】

請求項19に記載の燃焼装置において、前記排気ガスが冷却されるようになっている燃焼装置。

【請求項21】

請求項18に記載の燃焼装置において、この燃焼装置は更に、空気を前記吸気マニホールドに可変的に供給するスロットル弁を具えている燃焼装置。

【請求項22】

請求項21に記載の燃焼装置において、前記スロットル弁は、前記化学量論の気体燃料空気の混合体を予め決定した公差内に維持する指令を受けるようになっている燃焼装置。

【請求項23】

気体燃料式内燃エンジン用吸気マニホールドであって、この吸気マニホールドが、前記内燃エンジンの空気の吸気と流体連通している第1の分配室と、前記内燃エンジンの各燃焼室に対する少なくとも1つの吸気流路と流体連通している第2の分配室と、前記第1の分配室及び前記第2の分配室を流体連結する拡散器とを有している吸気マニホールド。

【請求項24】

請求項23に記載の吸気マニホールドにおいて、前記第1の分配室は中央に位置する注入口を有し、前記第1の分配室の外側輪郭部は前記注入口の両側で前記拡散器に向かって先細りとなっている吸気マニホールド。

【請求項25】

請求項23に記載の吸気マニホールドにおいて、前記拡散器が、前記第1の分配室に比べて減少した流量範囲を有するスロットを具えている吸気マニホールド。

【請求項26】

請求項23に記載の吸気マニホールドにおいて、前記第2の分配室は、各燃焼室に対し2つの吸気流路と流体連通している吸気マニホールド。

【請求項27】

請求項23に記載の吸気マニホールドにおいて、前記内燃エンジンが、少なくとも90mmのシリンダボアの直径と、多くとも0.95のボア対ストローク比とを有している吸気マニホールド。

【請求項28】

シリンダヘッドと、シリンダボアを有するエンジンブロックと、前記シリンダボアと関連するピストンであって、このピストンと、前記シリンダボアと、前記シリンダヘッドとで燃焼室を規定している当該ピストンと、前記シリンダボアを囲んで配置され、前記エンジンブロックに対し前記シリンダヘッドを保持する第1の組の6個のボルトと、吸気マニホールドから前記燃焼室に向かって前記ボルトの1つの両側にそれぞれ沿って延在している第1の吸気流路及び第2の吸気流路とを具えている気体燃料式内燃エンジン。

10

20

30

40

50

【請求項 29】

請求項 28 に記載の気体燃料式内燃エンジンにおいて、前記第 1 の組の 6 個のボルトが六角形パターンに配置されている気体燃料式内燃エンジン。

【請求項 30】

請求項 28 に記載の気体燃料式内燃エンジンにおいて、この気体燃料式内燃エンジンが更に、他のシリンダボアと、この他のシリンダボアを囲んで配置された第 2 の組の 6 個のボルトとを具え、一対のボルトが前記第 1 の組及び第 2 の組のボルトに対し共通となっている気体燃料式内燃エンジン。

【請求項 31】

請求項 28 に記載の気体燃料式内燃エンジンにおいて、この気体燃料式内燃エンジンが、少なくとも 90 mm のシリンダボアの直径と、多くとも 0.95 のボア対ストローク比とを有している気体燃料式内燃エンジン。

10

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、気体燃料式内燃エンジン（内燃機関）用の燃焼装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

吸気チャージの流れは、気体燃料式内燃エンジンの性能に大きな影響を及ぼす。空気と、場合によっては排気ガスと、気体燃料とを混合することにより燃焼室内の燃焼特性に影響を及ぼす。吸気ストローク（吸気行程）中、及びその後の圧縮ストローク中での燃焼室内のチャージ運動は、気体燃料の混合レベル及び特性を決定する。エンジンマップのある部分では、空気 燃料のチャージを均一にするのが望ましく、このエンジンマップの他の部分では、点火装置付近での燃料チャージを層状にすることによりエンジンの性能を改善し、このエンジンマップの更に他の部分では、空気 燃料の混合体を局所的に濃くし、大域的には薄くすることによりエンジンの性能を更に良好にする。激しい乱流を生ぜしめることは、点火過程を安定化するとともに、特に希薄燃焼の場合に火炎前面の伝搬速度（火炎速度）を高速にするために重要な要因となる。シリンダ内でチャージ運動を生ぜしめる 2 つの技術はタンブル運動及びスワール運動として知られている。タンブル運動及びスワール運動は、タンブル比及びスワール比としてそれぞれ知られているシリンダ内部の回転及び角運動を定量化するのに用いられる無次元数で表すことができる。これらの双方の値は、シリンダ内の空気の運動の実効角速度をエンジン回転速度で割ったものとして計算される。

20

30

【0003】

点火装置を囲む燃料の成層化を採用する直接噴射式のライトデューティ（小型）ガソリンエンジンに対しタンブル運動を用いることは既知である。パーティカルスワール又はバレルスワールとも称されるタンブル運動では、シリンダ内の吸気チャージの回転軸線はシリンダ軸線に対して直交している。本明細書では、ライトデューティエンジンとは、シリンダボアの直径（内径）が 90 ミリメートル（mm）よりも小さいエンジンを意味する。燃料の成層化は、火花点火エンジンにおける希薄燃焼の限界を広げる有効な技術であり、従って、燃料節約を増大させ、且つ従来のライトデューティガソリンエンジンに比べて排気物質を低減させる。タンブル運動は、圧縮ストロークにおいて比較的希薄でも壁面近傍の流速を高レベルにし、これにより、燃料噴霧の衝突により形成される燃料の壁面膜の蒸発を助長しうるようにするのに有効となりうる。

40

【0004】

1996年9月10日発行の米国特許第 5,553,580 号明細書（発明者：Ganong）には、ライトデューティエンジン用の正味燃料消費率を低減させるために採用された、ガソリンエンジンのための高スキッシュ（squish）エリアのバレル成層化燃焼室が開示されている。2つの吸気弁が、タンブルポートとして構成されたそれぞれの吸気流路と流体連結している。これらの吸気流路の1つ内にガソリンを導入することにより、シ

50

リンダ内にバレル成層化チャージが生ぜしめられ、成層化したバレルスワールが、非対称的に位置する点火プラグ（スパークプラグ）の付近に形成される。バレルスワールは燃焼速度を速めず、むしろ点火プラグの点火時にシリンダ内での空気 燃料チャージの成層化を助長する。スキッシュエリアが大きいと、燃焼中に乱流強度が高められることにより燃焼速度を速める。

【 0 0 0 5 】

ディーゼルサイクル（圧縮点火）のヘビーデューティ（大型）エンジンに対してスワール運動を用いることは既知である。スワール運動では、シリンダ内の吸気チャージの回転軸線はシリンダ軸線である。本明細書では、ヘビーデューティエンジンとは、シリンダボアの直径が120ミリメートル（mm）よりも大きいエンジンを意味する。スワール運動は、エンジンからの粒子状物質（PM）の放出を低減させるものとして知られている。圧縮点火エンジンでは、高噴射圧力を採用し、これにより液体燃料の場合に液滴分裂を改善し、液体及び気体の双方の燃料の場合に高噴射圧力により噴霧中の空気/燃料の混合を改善するとともに燃焼室内の乱流強度を高めるようにする傾向がある。このことは、特に、燃焼システムが高PMを放出することなく低い空気 燃料比の状態に対処する必要がある際の過渡状態中に重要となるものである。スワール運動を採用すると、高噴射圧力を用いている際でも、ある過渡状態の下でPM生成作用を低減させることができる。スワール運動に対して設計したエンジンをタンブル運動に変換するには、吸気流路に対する向きを異ならせる必要があり、このことによりシリンダヘッドを異ならせる必要がある。新たなシリンダヘッドが必要となることは、ミディアムデューティ（中型）エンジン及び大型エンジンに対しこの技術を用いる実験を妨害するものである。その理由は、ディーゼルエンジンが最も有効な内燃エンジンであると既にみなされている為である。

【 0 0 0 6 】

エンジン設計の1つの目標は、性能（馬力及びトルク）を殆ど損なうことなくシリンダの排気量を削減させることにある。燃料費及び通りの混雑が高まるのに応じて、車両の運転手は、大型の車両と同じであるが燃料が節約された全体の性能が得られるようにしたより一層小型の車両を要求する。代替の気体燃料は、多くの管轄におけるガソリン及びディーゼル燃料エンジンにより支配されている自動車マーケットセグメントにおいて新たな分野を益々見いだすものである。ライトデューティ分野では、ポート噴射式天然ガスエンジンがアフターマーケットセグメントにおいて長い歴史を有しており、最近ではこれらの車両のOEM版が導入されている。ヘビーデューティ分野では、高圧直接噴射（HPDI）式エンジンシステムがディーゼル燃料エンジンの性能に適合しており、ポート噴射式天然ガスエンジンに比べて燃費を向上させる。

【 先行技術文献 】

【 特許文献 】

【 0 0 0 7 】

【 特許文献 1 】 米国特許第 5 , 5 5 3 , 5 8 0 号

【 特許文献 2 】 米国特許仮出願第61/870,203号

【 発明の概要 】

【 発明が解決しようとする課題 】

【 0 0 0 8 】

大型のエンジンに匹敵しうる性能を有するが、特に少なくともミディアムデューティサービスに対して設計されたエンジンのための燃費向上を有する気体燃料エンジンが必要となる。

【 課題を解決するための手段 】

【 0 0 0 9 】

気体燃料式内燃エンジン用の本発明の改善した燃焼装置は、シリンダボアと、シリンダヘッドと、シリンダボア内で往復運動するピストンとで規定された燃焼室を有する。シリンダボアの直径は少なくとも90mmとし、この直径とピストンのストローク長との間の比は多くとも0.95とする。又、チャージを燃焼室に供給するための少なくとも1つの吸

気流路を設け、少なくとも1つの吸気弁をシリンダヘッド内に形成するとともに吸気流路と協同させて燃焼室内に顕著なタンプルの流れ運動を生ぜしめる。

【0010】

本発明の好適な例では、前記比を少なくとも0.75とするか、又は前記直径を120mm以下とするか、或いはこれらの双方を達成する。シリンダボアの行程容積は0.8リットル~2.5リットルの範囲内とするのが好ましい。気体燃料を少なくとも1つの吸気弁から上流に導入する噴射弁を形成することができる。或いはまた、この噴射弁を燃焼室内に配置して気体燃料をこの燃焼室内に直接導入するようにすることができる。燃焼室内には点火装置を配置して気体燃料及びチャージの点火を助長するようにしうる。本発明の好適例では、点火装置を点火プラグとする。タンプルの流れ運動は2~5の範囲内の平均のタンプル比を有するのが好ましい。内燃エンジンの最大のエンジン回転速度は2700回転/分とする。各吸気弁は、弁部材及び弁座を有するようにする。この弁座は、25°~35°の範囲内の弁座角を有するようにする。本発明の好適例では、弁座角を実質的に30°とする。弁座角とポート角との間の差は-5°~5°の範囲内とする。内燃エンジンの圧縮比は少なくとも11対1とし、好適例では多くとも15対1とする。吸気マニホールドは、内燃エンジンの空気の吸気と流体連通している第1の分配室と、少なくとも1つの吸気流路と流体連通している第2の分配室と、第1の分配室と第2の分配室とを流体連結する拡散器とを有するようにする。燃焼装置は、排気ガスを吸気マニホールドに選択的に供給するEGR弁を有するようにしうる。本発明の好適例では、排気ガスが吸気マニホールドに供給される前に、この排気ガスを冷却するようにする。空気を前記吸気マニホールドに可変的に供給するのにスロットル弁を採用することができる。本発明の好適例では、スロットル弁が、化学量論の気体燃料 空気の混合体を予め決定した公差内に維持する指令を受けるようにする。

10

20

【0011】

本発明の好適例では、前記少なくとも1つの吸気流路を第1の吸気流路及び第2の吸気流路とし、前記少なくとも1つの吸気弁を第1の吸気弁及び第2の吸気弁とする。燃焼装置は更に、気体燃料を受ける噴射弁及び受けた気体燃料をこの噴射弁から放出する第1の吸気流路及び第2の吸気流路と流体連通している分流器を具えるようにする。分流器は、ボアを有する本体及び一対の導管を有するようにする。ボアは噴射弁と流体連通しており、各導管はボアに流体連通しているとともに第1の吸気流路及び第2の吸気流路のそれぞれ1つと流体連通しているようにする。

30

【0012】

内燃エンジンはエンジンブロック及び吸気マニホールドを有し、前記少なくとも1つの吸気流路を第1の吸気流路及び第2の吸気流路とする。本発明の他の好適例では、燃焼装置が更に、シリンダボアを囲んで配置した6個のボルトを有し、これらボルトによりエンジンブロックに対しシリンダヘッドを保持するようにする。第1の吸気流路及び第2の吸気流路は、吸気マニホールドから燃焼室に向かって前記ボルトの1つの両側にそれぞれ沿って延在させる。

【0013】

燃料噴射弁からの気体燃料の流れを分流する新たな気体燃料分流器は、燃料噴射弁と流体連通しているボアを有する本体部分と、ボアと流体連通している第1の導管及び第2の導管とを有するようにする。気体燃料の流れはそれぞれ第1の導管及び第2の導管における第1の流れ及び第2の流れに分流されるようにする。本発明の好適例では、燃料噴射弁を燃料噴射器の一部分とし、ボアはこの燃料噴射器のノズルを収容するように構成する。他の好適例では、第1の導管及び第2の導管をボアの長手軸線に対し実質的に直交させるか、又は本体と第1の導管及び第2の導管とを一体化した構成要素とするか、或いはこれらの双方を達成させる。

40

【0014】

気体燃料式内燃エンジン用の改善した吸気マニホールドは、内燃エンジンの空気の吸気と流体連通している第1の分配室と、内燃エンジンの各燃焼室に対する少なくとも1つの

50

吸気流路と流体連通している第2の分配室と、第1の分配室及び前記第2の分配室を流体連結する拡散器とを有するようにする。第1の分配室は中央に位置する注入口を有し、第1の分配室の外側輪郭部は注入口の両側で拡散器に向かって先細りとなっているようにすることができる。拡散器は、第1の分配室に比べて減少した流量範囲を有するスロットを具えるようにする。本発明の好適例では、第2の分配室が、各燃焼室に対し2つの吸気流路と流体連通しているようにする。

【0015】

気体燃料式内燃エンジン用の吸気ポート及び弁座装置は、 $-5^{\circ} \sim +5^{\circ}$ の範囲内である、ポート角と弁座角との間の差を有するようにする。弁座角は $25^{\circ} \sim 35^{\circ}$ の範囲内とし、好適例では、弁座角を実質的に 30° とする。弁座と関連する弁部材が開放位置にある場合には、吸気ポート中の流れが実質的に弁部材の上面に向けて押圧されるようにする。

10

【0016】

改善した気体燃料式内燃エンジンは、シリンダヘッドと、シリンダボアを有するエンジンブロックと、シリンダボアと関連するピストンとを有するようにする。このピストンと、シリンダボアと、シリンダヘッドとで燃焼室を規定する。第1の組の6個のボルトを、エンジンブロックに対しシリンダヘッドを保持するためにシリンダボアを囲むように配置し、好ましくは、六角形パターンに配置する。第1の吸気流路及び第2の吸気流路は吸気マニホールドから燃焼室に向かって前記ボルトの1つの両側にそれぞれ沿って延在させる。本発明の好適例では、他のシリンダボアと、この他のシリンダボアを囲んで配置された第2の組の6個のボルトとを設ける。又、一对のボルトが第1の組及び第2の組のボルトに対し共通となるようにする。

20

【図面の簡単な説明】

【0017】

【図1】図1は、本発明の第1の実施例による気体燃料燃焼装置を有する内燃エンジンを一部断面として示す平面図である。

【図2】図2は、図1の内燃エンジンを線図的に示す平面図である。

【図3】図3は、図1の内燃エンジンの、吸気マニホールドと、排気マニホールドと、複数のシリンダと、それぞれの吸気流路及び排気流路とを示す斜視図である。

【図4】図4は、図3の吸気マニホールドを示す正面図である。

30

【図5】図5は、1つの噴射弁を2つの吸気流路と流体連結している気体燃料分流器を示す斜視図である。

【図6】図6は、図5の分流器を部分的に示す断面図である。

【図7】図7は、図2の7-7線に沿って断面として示す断面図である。

【図8】図8は、図2の8-8線に沿って断面として示す断面図である。

【図9】図9は、完全に開放させた1つの吸気弁を示す図8の分解図である。

【図10】図10は、燃焼室を臨むようにした図9の吸気ポートの横断面にまたがるように断面として示す断面図である。

【図11】図11は、17.5対1の圧縮比及び7.7リットルの排気量を有するVolvo D8K 350型のディーゼル圧縮点火エンジンと、12対1の圧縮比及び7.7リットルの排気量を有する図1の内燃エンジンと、8.9リットルの排気量を有するCWI ISL-G型の火花点火式天然ガスエンジンとに対するトルク曲線を示すグラフ線図である。

40

【図12】図12は、本発明の第2の実施例による気体燃料燃焼装置を有する内燃エンジンを示す線図である。

【発明を実施するための形態】

【0018】

図面を参照するに、最初に図1及び2を参照するに、これらの図には本発明の第1の実施例による気体燃料燃焼装置15を有するエンジン10を示している。吸気マニホールド100は、プレナム室としても知られている第1の分配室110及び第2の分配室120を有しており、これらの分配室は拡散器130を介して互いに流体連結されている。第1

50

の分配室 110 はスロットル 140 と流体連通してエンジン 10 の空気の吸気から空気チャージを受けるようになっており、エンジン 10 が排気ガス再循環 (EGR) を採用している場合には、EGR 弁 150 が排気ガスを、空気の吸気流内に導入するようになっている。1つのシリンダヘッドボルト 5 の両側にそれぞれ沿って一对の吸気流路 20 が延在しており、これらの吸気流路 20 が第 2 の分配室 120 を各シリンダ 90 に対するそれぞれの吸気弁 40 と流体連結させている。各吸気流路 20 は、第 2 の分配室 120 と、シリンダヘッド 240 (図 8 に最良に示している) における吸気ポート 24 とに連結された吸気ランナー 22 を有している。図示の実施例では 6 つのシリンダを示しているが、他の実施例では 1 つ以上のシリンダを設けることができる。ミディアムデューティエンジン又は大型エンジンに対して代表的であるように、シリンダヘッドボルト 5 が各シリンダ 90 を囲んで六角形パターンに配置され、これらボルトのうちの 2 つが隣接のシリンダ間で共用されている。排気流路 30 は排気弁 50 から延在するとともに、図示の例では排気マニホール 160 に至る一体化結合された排気流路となるように結合されているが、ここに開示した精神を逸脱することなく他の構成も可能である。各排気流路は、シリンダヘッド 240 内で排気ランナー 32 及び排気ポート 34 を有している (図 8 に最良に示している)。

【0019】

吸気マニホール 100 は、第 1 の分配室 110 から拡散器 130 を介して第 2 の分配室 120 に入る流れを生ぜしめることにより各シリンダ 90 への空気 (及び EGR) のチャージ分配の均等化を改善する特徴を有するように設計されている。第 1 の分配室 110 の外側輪郭部 115 は中央に位置する注入口 105 の両側で拡散器 130 に向かって延在し、第 2 の分配室 120 に入る前の第 1 の分配室 110 に沿うチャージの圧力バランスを改善するようになっている。拡散器 130 は、第 1 の分配室 110 及び第 2 の分配室 120 に沿って延在するスロットの形態をしている。流量範囲は拡散器 130 を横切るように減少されている為、チャージ流は制限されて第 1 の分配室 110 の壁部上への流れの衝突を生ぜしめ、第 1 の分配室 110 内に乱流及び全体圧力の増大を生ぜしめるとともに第 1 の分配室 110 に沿う圧力バランスを達成させる。第 1 の分配室 110 内に得られる乱流は空気 EGR の混合を改善する。

【0020】

ここで図 5 及び 6 を参照するに、分流器 80 は (図 5 ~ 8 に示す) それぞれの気体燃料噴射器 (インジェクタ) 170 を、導管 85 を介してそれぞれの吸気流路 20 に流体連結し、各 1 つの気体燃料噴射器がそれぞれのシリンダ 90 に対して対の吸気流路内に同時に気体燃料を導入するようにする。分流器は気体燃料噴射器 170 が挿入されているポア (孔) を有する本体 82 を具えている。このポアは、気体燃料噴射器 170 から受けるとともにこのポアの端部に衝突して圧力を高め導管 85 を経てそれぞれの吸気流路 20 内に射出される気体燃料に対するプレナム兼アキュムレータとしても作用する。好適実施例では、導管 85 を本体 82 のポアの長手軸線に対しほぼ直交させる。図示の実施例では、分流器 80 を一体化した構成要素とするが、他の実施例では、分流器 80 を組立式の構成要素とすることができ、これらの実施例では、シールのような追加の構成要素を存在させることができる。気体燃料噴射器 170 は気体燃料源 (図示せず) と流体連結されており、指令時に気体燃料を分流器 80 に導入し、気体燃料 空気の混合体が関連の吸気弁 40 を介してシリンダ 90 内に流れるようにする。本発明の開示では、気体燃料 空気の混合体を参照しているが、このことは、エンジンの動作条件及び要件に応じて気体燃料 空気 EGR の混合体をも参照することを意味するものである。気体燃料源はポート噴射に適した圧力で気体燃料を供給する。好適実施例では、気体燃料源が圧縮天然ガスとして気体燃料を蓄積しているとともに、圧力調整器を用いて蓄積圧力を予め決定したポート噴射圧力に低減させる。気体燃料は、本発明との関連では、20 及び 1 気圧 (atm) である標準の温度及び圧力で気体状態にある如何なる燃料でもある。代表的な気体燃料は天然ガスである。

【0021】

各シリンダ 90 は、この中で気体燃料 空気の混合体を点火させる機構を有する。図示

10

20

30

40

50

の実施例では、この機構を点火装置60により形成する。好適実施例では、好ましい点火装置を(図7に示すような)点火プラグとする。図1を再度参照するに、図示の実施例では、吸気する空気を圧縮するための昇圧装置180を、タービン182とコンプレッサ184とを有するターボチャージャとする。コンプレッサ184の出口はエンジン10の空気の吸気口と流体連結されている。他の実施例では、昇圧装置180を順次のターボチャージャとするか、スーパーチャージャとするか、これらのターボチャージャとスーパーチャージャとの組合せとすることができる。排気マニホールド160はEGR弁150と流体連通しているEGRポート155を有している。他の実施例では、排気マニホールド及びEGR装置を、本願人と共同所有の米国特許仮出願第61/870,203号明細書に開示されていると同様のものとする。この米国特許仮出願明細書は参考のために導入したものである。

10

【0022】

ここで図8及び9を参照するに、各シリンダ90は、エンジンブロック220におけるそれぞれのシリンダボア210と、それぞれのピストン230と、シリンダヘッド240とにより規定されたそれぞれの燃焼室200を具えている。図9を参照するに、各吸気弁40はそれぞれの弁部材42と、吸気ポート24の開口を環状に囲んで延在するそれぞれの弁座26とを有しており、この吸気ポート24を介して吸気チャージが燃焼室200内に流入する。各弁部材42の裏面における環状面44は弁座26と互いに係合して、それぞれの吸気弁40が閉じられた際に燃焼室200をそれぞれの吸気流路20から流体封止するようにする。弁座角は、ポート開口平面25と弁座との間の角度として規定する。好適実施例では、弁座角を $20^{\circ} \sim 35^{\circ}$ の範囲内とし、好ましくは 30° とする。弁座角のこの値の範囲によれば、以下で更に詳細に説明するように、タンブル運動を高めるとともに弁座の摩耗を低減させて耐久性を増大させる。燃焼室200に対するタンブル運動を容易にするために、シリンダヘッド240はシリンダボア210を覆うペントルーフ280を有し、ピストンボウル270を一般的に凹面形状とする。ペントルーフ280の勾配はピストンボウル270の曲率に類似させ、ピストン230が上死点(TDC)にある際に燃焼室230がほぼ対象形状となるようにする。

20

【0023】

エンジン10はミディアムデューティエンジンである。本発明の開示では、シリンダボア210の直径はミディアムデューティエンジンの場合 $90\text{mm} \sim 120\text{mm}$ の範囲内となるように規定してある。他の実施例では、シリンダボア210の直径は、例えば、ヘビーデューティエンジンや、機関車、採掘運搬(mine haul)及び海洋用途で用いられているエンジンのようなより大型のエンジンの場合に 120mm よりも大きくすることができる。好適実施例では、シリンダボア210の直径とピストン230のストローク長との間の比(ボア対ストローク比)を $0.75 \sim 0.95$ の範囲内にするにより、効率を犠牲にすることなく出力密度を驚くほど増大させる。実際に、燃焼ガスからシリンダボア210への熱伝達を減少させ、これによりエンジン10のクランク軸へのエネルギー伝達を高めることにより効率が増大した。それぞれのシリンダボア210内で各ピストン230が掃引する容積(行程容積)は 0.8 リットル ~ 2.5 リットルの範囲内とする。タンブル運動を用いるライトデューティエンジンとは相違して、エンジン10の最大エンジン回転速度はあらゆる動作モードで 2700 回転/分(rpm)となる。

30

40

【0024】

各シリンダ90に対して、吸気流路20の対と、それぞれの吸気弁40と、燃焼室200とが協同して燃焼室内の空気燃料の混合体のタンブル運動を確立する。好適実施例では、平均のタンブル比を少なくとも2とする。他の好適実施例では、平均のタンブル比を $2 \sim 5$ の範囲内とする。弁部材42を図9に示すように最大に持上げると、ポートフロア290に沿う流れ(空気、EGR、気体燃料)が弁部材42の上面46に向けて大量に押圧され、図示の実施例の場合、燃焼室200内で逆時計回りのタンブル運動が生ぜしめられるようになる。弁部材42の下面48の下側の如何なる流れによっても、上面46上の流れにより形成される逆時計回りのタンブル運動とは逆に作用する時計回りのタンブル運

50

動を燃焼室 200 内に生ぜしめる。燃焼室 200 内の時計回りのタンブル運動を低減させるために、弁が閉（着座）位置にある際に吸気ポート 24 のポートフロア 290 を弁部材 42 の下面 48 から意図的に離間させ、弁が開位置にある際に流れが殆ど弁部材 42 の上面 46 上を通過するようにする。ポートフロア 290 とシリンダの横断面 35 との間の角度として規定した吸気ポート 24 のポート角 θ は、空気が燃焼室 200 に入る際の流れ方向における不均一性や急激な変化を減少させ、好ましくは最少にして吸気ポート特性を改善するための予め決定した許容範囲内の弁座角 θ_0 に等しい。好適実施例では、ポート角 θ と弁座角 θ_0 との間の差は $\pm 5^\circ$ よりも小さくする。流れの方向における変化は、流れ方向におけるロードブロックとして作用する圧力降下部を生ぜしめる。図 10 を参照するに、この図 10 には、吸気ポート 24 の横断面に沿って断面として弁部材 42 を完全に開放した状態で燃焼室 200 内を見うるようにした、この吸気ポートの断面図を示している。この図は、燃焼室 200 内にタンブル運動を発生させるための弁部材 42 の上面 46 上の流れの強い押圧を示すものである。弁ポート 24 の横断面形状は一般に、隅部を丸くした正方形とする。ポート角 θ と、弁座角 θ_0 と、吸気ポート 24 の形状とは、燃焼室 200 内の気体燃料 空気の混合体のタンブル運動を高めるために互いに協調するものである。

10

【0025】

気体燃料 空気の混合体の乱流運動エネルギーは、燃焼室 200 内に得られるタンブル運動がスワール空気運動の燃焼室及び静止状態の燃焼室に比べて圧縮され、乱流運動エネルギー内でのブレークダウンを改善する為に増大する。この混合体の乱流火炎速度は、乱流混合体内の局所的な層流火炎前面と同様に増大する。火炎速度が増大する為に、ノック限界が増大し、従って、高圧縮比を採用することにより効率を改善することができる。圧縮比の範囲は 11 対 1 (11 : 1) ~ 15 対 1 (15 : 1) とするのが好ましい。高 EGR 率時に冷却した EGR によりエンジンを動作させることにより、ノックが生じるおそれを低減させるとともに、作動ガスの比熱比を増大させてオットー効率を改善する。圧縮比を約 15 対 1 よりも大きくすることにより、圧縮時の熱損失が膨張により復帰しうる熱よりも大きい収穫逓減 (diminishing returns) 状態を呈する。圧縮点火エンジンは 15 対 1 よりも大きい圧縮比を採用して低温始動性能を改善するが、このことは火花点火式エンジンにとっては必要としない。圧縮点火エンジンに比べて圧縮比を小さくすると、ピストン及び軸受けの寸法を小さくでき、従って、摩擦を低減させて効率を改善する。

20

【0026】

12 対 1 の圧縮比で天然ガスを燃料供給したテストセルにおいて図示の本発明の実施例のエンジンを動作させ、トルクデータをエンジン回転速度のある範囲に対して記録した。図 11 のグラフ線図は、同様の排気量 (7.7 リットル) とするが圧縮比を 17.5 対 1 とした Volvo D8K 350 型のディーゼル圧縮点火エンジン及び 8.9 リットルの排気量を有する CWI ISL-G 型の火花点火式天然ガスエンジンに対するトルク曲線を対比した記録データを示す。驚いたことに、本発明の実施例のエンジンは、排気量をかなり大きくした他の火花点火式のガスエンジン (ISL-G) よりも効率において優れていることが分かった。通常は、圧縮比を高くしたディーゼルエンジンは高い性能及び効率をもたらすことが期待されるであろう。図 11 の曲線が示すように、図示の本発明の実施例のエンジンに対するトルクは、圧縮比をより大きくしたディーゼルエンジンよりも、検査したエンジン回転速度の範囲に亘って優れるものとなった。Volvo D8K 350 型のディーゼル圧縮点火エンジン (以後ディーゼルエンジンと称する) は、エンジン 10 が化学量論の空気 燃料比で又はその付近で動作する希薄燃焼モードで動作する。このディーゼルエンジンの動作は、過剰の空気で動作して排気煙を回避するようにする必要があるエンジン 10 とは異なるものである。この場合、このディーゼルエンジンのターボチャージャは、出力及びトルクに対し (ほぼ) 丁度の空気を供給する化学量論のエンジン 10 と同じ出力及びトルクに対し必要とする過剰空気を供給するためには昇圧装置 180 に比べて著しく大きくする必要はある。その結果、昇圧装置 180 は、ディーゼルエンジンに比べて著しく小さいターボチャージャを採用し、これによりエンジン 10 が必要とする (ディーゼルエンジンに比べて) 少量の昇圧を生じるのに迅速にスプールアップしうるようにすることができる。エンジン 10

30

40

50

の回転速度はあらゆる動作モードで2700rpmより低く保たれる。エンジンの回転速度を低くして動作させると、摩擦により損失されるエネルギーを低減させることにより燃料の節約が改善される。昇圧装置180は、吸気マニホールド100内の圧力を高め、これにより各点火事象に対する燃焼室200内の燃焼のために得られる酸素量を増大させることにより、低速のエンジン回転速度を補償する。

【0027】

ここで図12を参照するに、この図には本発明の第1の実施例に類似する第2の実施例による気体燃料燃焼装置21を有するエンジン11を示しており、この第2の実施例では、第1の実施例と同様な部分には第1の実施例と同じ参照数字を付し、存在するその詳細な説明は省略する。直接噴射器65は気体燃料を燃焼室200内に直接導入し、分流器80が不要となるようにする。これらの直接噴射器65はそれぞれのシリンダ90の中央に形成するか、又は吸気弁40の方向にずらすようにすることができる。或いはまた、これらの直接噴射器65を、シリンダボア210の壁部に形成した噴射器(図示せず)に代えることができる。

10

【0028】

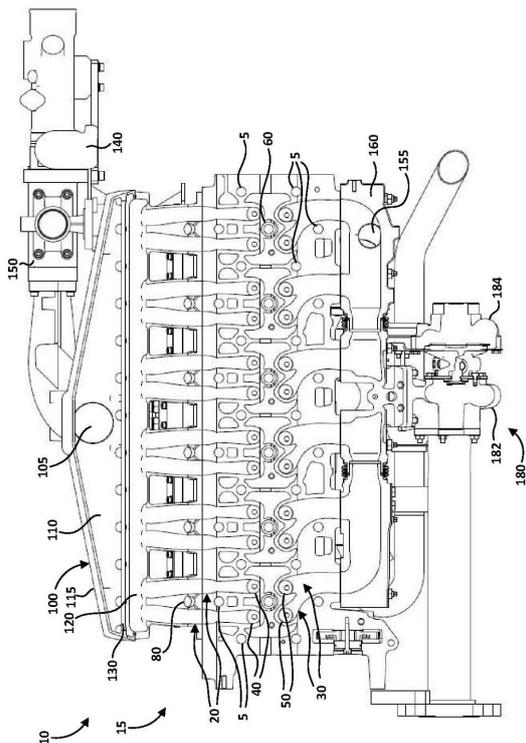
ここに開示した技術によれば、気体燃料式内燃エンジンは同様な排気量の圧縮点火ディーゼルエンジンよりも良好に機能しうる。このことにより、出力及びトルクを犠牲にすることなく、気体燃料式内燃エンジンを排気量に関して従来の内燃エンジンに比べて小型化する。ある状態では、シリンダの個数を少なくし、これによりエンジンの寸法を著しく小さくし且つ燃料の節約を高めるようにさえしうる。

20

【0029】

上述したところでは、本発明の特定の要素、実施例及び適用分野を開示し且つ説明したが、本発明はこれらに限定されるものではない。その理由は、特に上述した技術の観点において本発明の開示範囲から逸脱することなく当業者により変更を行い得る為である。

【図1】



【図2】

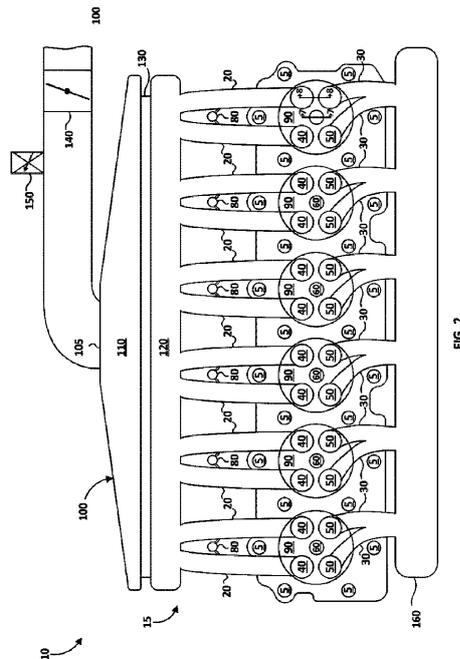
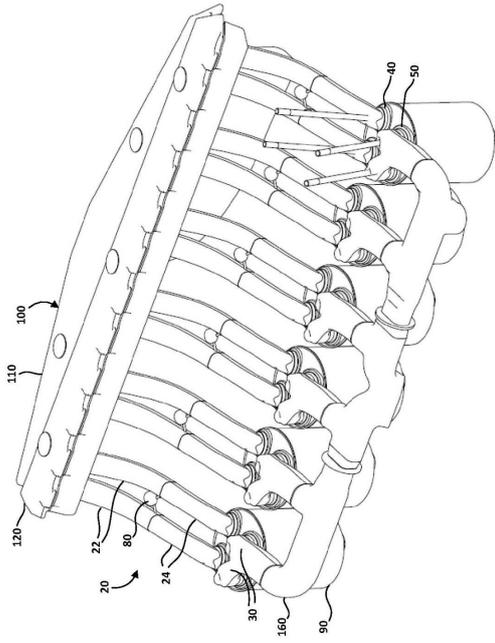
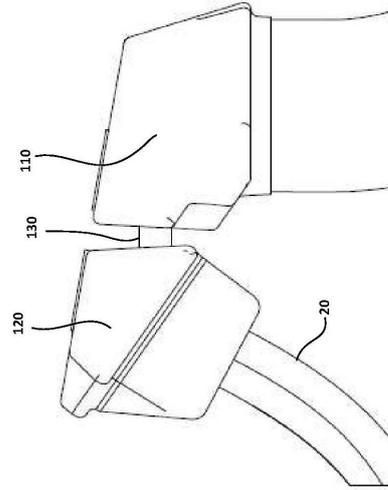


FIG. 2

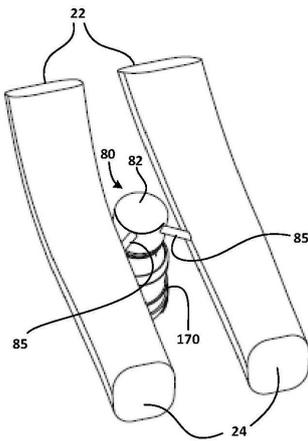
【 図 3 】



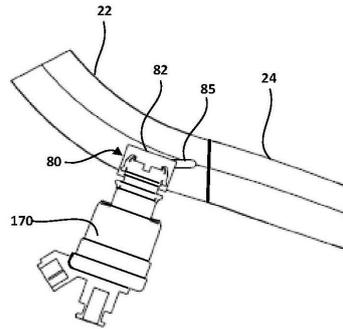
【 図 4 】



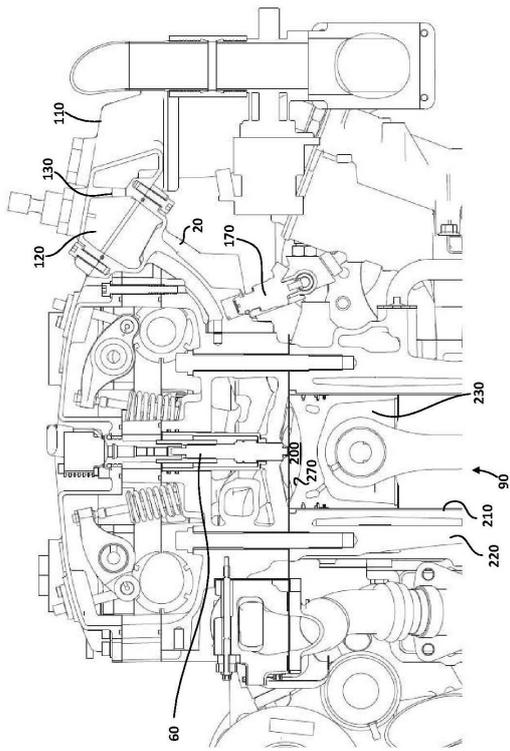
【 図 5 】



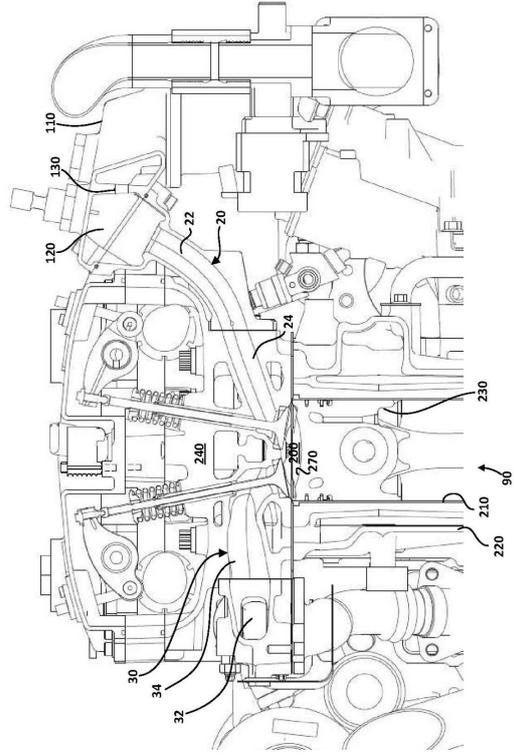
【 図 6 】



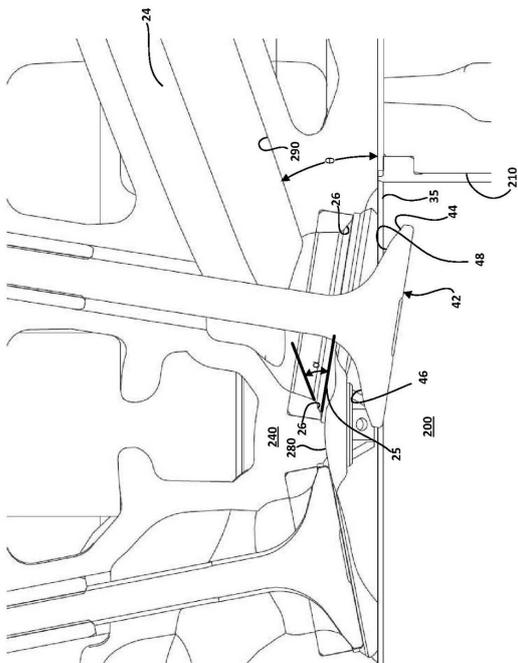
【 図 7 】



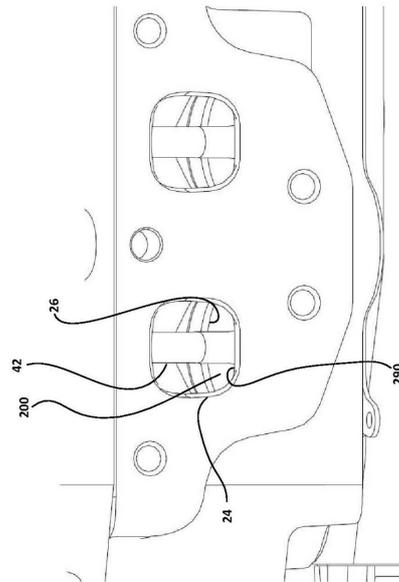
【 図 8 】



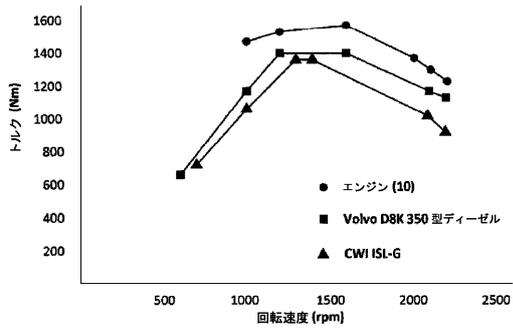
【 図 9 】



【 図 10 】



【 図 1 1 】



【 図 1 2 】

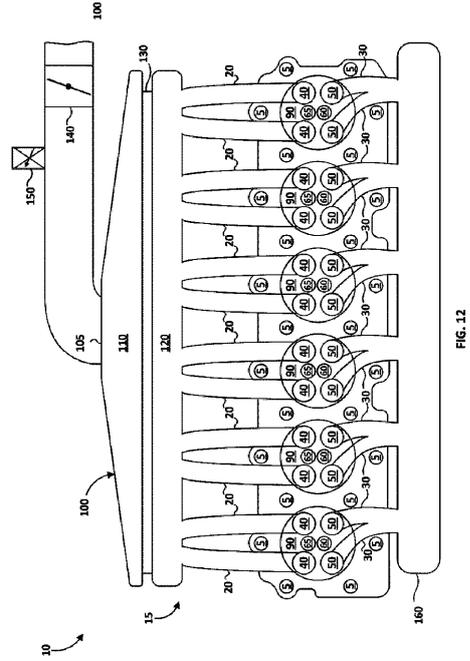


FIG. 12

フロントページの続き

(51)Int.Cl.		F I		
F 0 2 D	9/02	(2006.01)	F 0 2 F	1/42 E
F 0 2 M	21/02	(2006.01)	F 0 2 F	1/42 A
F 0 2 M	35/10	(2006.01)	F 0 2 B	31/08 5 0 0 A
F 0 2 M	35/104	(2006.01)	F 0 2 D	9/02 A
			F 0 2 F	1/42 F
			F 0 2 M	21/02 N
			F 0 2 M	21/02 Z
			F 0 2 M	35/10 3 0 1 P
			F 0 2 M	35/104 D

- (72)発明者 ロデリック シーエス ビーズリ
 アメリカ合衆国 ミシガン州 4 8 3 8 0 ミルフォード ボルダール レイク ドライブ 1 5 9
 1
- (72)発明者 フィリップ シー ミルウォード
 アメリカ合衆国 ミシガン州 4 8 1 0 3 3 6 5 9 アナーバー リンウッド アヴェニュー
 1 5 1 0
- (72)発明者 ウィリアム ディー テニー
 アメリカ合衆国 ミシガン州 4 8 3 7 7 ノバイ イースト レイク ドライブ 1 5 0 5

審査官 首藤 崇聡

- (56)参考文献 特開2012-067679(JP,A)
 特開2003-278569(JP,A)
 特開2012-007522(JP,A)
 特開平07-180559(JP,A)
 特開2000-303910(JP,A)
 特開2013-007270(JP,A)
 特開2003-247444(JP,A)
 特開平09-209825(JP,A)
 特開2014-173523(JP,A)
 中国実用新案第204060993(CN,U)
 米国特許第05553580(US,A)
 特許第3779269(JP,B2)
 特開2008-031918(JP,A)
 特開平8-136494(JP,A)
 特開2013-113183(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 0 2 B 2 3 / 0 8
 F 0 2 B 2 3 / 0 0
 F 0 2 B 3 1 / 0 0
 F 0 2 D 9 / 0 2
 F 0 2 F 1 / 0 0
 F 0 2 F 1 / 4 2
 F 0 2 M 2 1 / 0 2
 F 0 2 M 2 6 / 2 2
 F 0 2 M 3 5 / 1 0

F 0 2 M 3 5 / 1 0 4