

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5482855号
(P5482855)

(45) 発行日 平成26年5月7日(2014.5.7)

(24) 登録日 平成26年2月28日(2014.2.28)

(51) Int.Cl.

F I

FO2M 59/44	(2006.01)	FO2M 59/44	U
FO2M 55/02	(2006.01)	FO2M 59/44	Z
FO2M 59/46	(2006.01)	FO2M 55/02	35OE
FO2M 59/36	(2006.01)	FO2M 59/46	Y
		FO2M 59/46	V

請求項の数 8 (全 19 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2012-219154 (P2012-219154)
 (22) 出願日 平成24年10月1日(2012.10.1)
 (62) 分割の表示 特願2010-262312 (P2010-262312)
 の分割
 原出願日 平成22年11月25日(2010.11.25)
 (65) 公開番号 特開2012-255450 (P2012-255450A)
 (43) 公開日 平成24年12月27日(2012.12.27)
 審査請求日 平成24年10月3日(2012.10.3)
 (31) 優先権主張番号 特願2010-89360 (P2010-89360)
 (32) 優先日 平成22年4月8日(2010.4.8)
 (33) 優先権主張国 日本国(JP)

(73) 特許権者 000004260
 株式会社デンソー
 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
 (74) 代理人 100093779
 弁理士 服部 雅紀
 (72) 発明者 及川 忍
 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
 社デンソー内
 審査官 安井 寿儀

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 高圧ポンプ

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

プランジャ(13)と、

前記プランジャを軸方向に往復移動可能に収容するシリンダ(14)と、

前記プランジャの往復移動により燃料が加圧される加圧室(121)、燃料入口(20)と前記加圧室とを連通する低圧側燃料通路(101、100、111、201)、および前記加圧室と燃料出口(91)とを連通する吐出通路(114)を有するポンプボディ(11)と、

前記低圧側燃料通路を開放又は閉塞する吸入弁部(30)と、

前記吐出通路を開放又は閉塞する吐出弁部(90)と、

前記シリンダの前記加圧室と反対側に設けられ、前記プランジャの往復移動により容積が可変する可変容積室を形成する可変容積室形成手段(23, 24, 25, 26, 132, 131, 14)と、を備え、

前記シリンダは、加圧室側からテーパ部(141, 144)および小径部(142, 145)を有し、

前記テーパ部は、軸方向加圧室側の肉厚が軸方向可変容積室側の肉厚よりも厚いテーパ状に形成され、

前記小径部は、前記テーパ部の軸方向可変容積室側の肉厚と同一の肉厚で形成され、

前記ポンプボディは、前記低圧側燃料通路から延びる連通路(83, 85)と前記可変容積室とに連通し、前記連通路から前記シリンダの前記可変容積室側の端部まで前記シリ

10

20

シリンダの径方向外側の全周で空間をなす筒状空間（80，81，82，84，86，87）を有することを特徴とする高圧ポンプ（10）。

【請求項2】

前記筒状空間は、前記連通路が開口する第1筒状空間（81，86，87）と、前記シリンダの前記可変容積室側の端部から前記シリンダの軸方向に延びる第2筒状空間（82）とを有し、

前記第1筒状空間の容積は、前記第2筒状空間の容積より大きいことを特徴とする請求項1に記載の高圧ポンプ。

【請求項3】

前記第1筒状空間は前記テーパ部の径外側に設けられ、前記第2筒状空間は前記小径部の径外側に設けられることを特徴とする請求項2に記載の高圧ポンプ。

10

【請求項4】

通常作動時の前記シリンダと前記プランジャとの間の燃圧により生じる前記シリンダの変形を許容可能な程度に前記シリンダの肉厚が形成される位置に前記筒状空間の径内方向の内壁は設けられることを特徴とする請求項1～3のいずれか一項に記載の高圧ポンプ。

【請求項5】

前記ポンプボディは、前記燃料入口と前記燃料出口との間の燃料通路を開放又は閉塞することで燃料の流通を制御する流通制御部（30，90，50）を前記加圧室の径方向外側に有し、

通常作動時の前記燃料通路の燃圧により生じる前記燃料通路の変形が許容可能な程度に前記流通制御部が設けられる前記燃料通路と前記筒状空間との間の肉厚が形成される位置に前記筒状空間の軸方向加圧室側の内壁は設けられることを特徴とする請求項1～4のいずれか一項に記載の高圧ポンプ。

20

【請求項6】

前記流通制御部は、前記燃料出口側の燃圧が所定圧より大きくなったときに吐出弁（92）よりも前記燃料出口側の燃料を前記吐出弁よりも前記燃料入口側の前記燃料通路または前記加圧室に流す圧力調整部（50）、前記吐出弁部及び前記吸入弁部のうちの少なくともいずれか一つであることを特徴とする請求項5に記載の高圧ポンプ。

【請求項7】

前記シリンダと前記ポンプボディとは、一体に形成されていることを特徴とする請求項1～6のいずれか一項に記載の高圧ポンプ。

30

【請求項8】

前記シリンダと前記ポンプボディとは、別体で形成され、
前記シリンダは、加圧室側から大径部（143）、テーパ部（144）および小径部（145）を有し、
前記テーパ部は、軸方向加圧室側の肉厚が軸方向可変容積室側の肉厚よりも厚いテーパ状に形成され、

前記小径部は、前記テーパ部の軸方向可変容積室側の肉厚と同一の肉厚で形成され、
前記大径部は、前記テーパ部の軸方向加圧室側の肉厚と同一の肉厚で形成されて前記ポンプボディに圧入されていることを特徴とする請求項1～6のいずれか一項に記載の高圧ポンプ。

40

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、エンジンに用いられる高圧ポンプに関する。

【背景技術】

【0002】

従来、エンジンへ燃料を供給する燃料供給系には、燃料タンクから供給される燃料を加圧する高圧ポンプが設けられる。高圧ポンプで加圧された燃料はデリバリパイプに蓄圧され、そのデリバリパイプに接続するインジェクタからエンジンの各気筒内に噴射される。

50

一般に、高圧ポンプは、エンジンヘッドに取り付けられ、カムシャフトの回転により駆動されるプランジャがシリンダ内を往復移動することで、プランジャのカムシャフトと反対側に形成された加圧室の燃料が加圧される。

【0003】

ところで、このような構成の高圧ポンプは、エンジンからの受熱等によりシリンダが変形すると、シリンダとプランジャとの接触により生じる摩擦熱がシリンダとプランジャの温度を徐々に上昇させ、シリンダとプランジャに焼き付きが起きるおそれがある。これにより、デリバリパイプの燃圧が低下し、インジェクタから燃料が噴射されなくなり、エンジンが停止することが懸念される。

【0004】

このような問題に対処するため、特許文献1に記載の高圧ポンプでは、ポンプボディに設けられた穴にシリンダホルダを介し、耐熱性の高い円筒状のプッシュをシリンダとして取り付けることで、エンジンからの伝熱によるシリンダの変形を抑制している。

また、特許文献2の明細書の段落「0043」、「0044」には、シリンダホルダに熱伝導率の小さい材料を用いること、及びシリンダホルダのねじ部に樹脂コーティングすることで、ポンプボディからシリンダへの伝熱を抑制することが記載されている。

また、特許文献3、4に記載の高圧ポンプにおいても、ポンプボディに設けられた穴に耐熱性の高いプッシュをシリンダとして取付け、シリンダの変形を抑制している。

特許文献5に記載の高圧ポンプでは、プランジャの加圧室と反対側に、プランジャの往復移動によって容積の変化する可変容積室が形成されている。シリンダの可変容積室側の径外方向の外壁に複数の溝が設けられている。この溝は、シリンダの軸を対象に2個又は4個設けられている(特許文献5の図11及び図16参照)。この溝を経由し、可変容積室に吸入及び排出する燃料が流れることで、シリンダの可変容積室側の端部が冷却される。

なお、特許文献5の明細書の段落「0088」～「0090」には、熱伝量は、流速に比例して増大するので、溝の数を増やす場合は、径方向の距離を短くすることで、流速の低下を抑制することが記載されている。

特許文献6に記載の高圧ポンプは、シリンダの径方向外側に筒状の隙間が設けられている。この隙間は、加圧室及びこの加圧室に燃料を供給する低圧側燃料通路と連通している。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【特許文献1】特開2008-2361号公報

【特許文献2】特開2003-35239号公報

【特許文献3】特開2008-525713号公報

【特許文献4】独特許出願公開第10322599A1号明細書

【特許文献5】特開2010-106741号公報

【特許文献6】米国特許第7707996B2号明細書

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

しかしながら、上述した特許文献1～4に記載の高圧ポンプは、シリンダ、シリンダホルダ及びポンプボディが別部材で構成され、部品点数が増加している。また、熱伝導率の小さい材料でシリンダホルダを形成し、さらにシリンダホルダのねじ部に樹脂コーティングする等、構成が複雑になるので、加工工数が増加することが懸念される。

また、シリンダ、シリンダホルダ及びポンプボディが面接触しているので、エンジンの放射熱等がポンプボディからシリンダへ伝熱するおそれがある。

特許文献5に記載の高圧ポンプは、シリンダの溝がシリンダの可変容積室側の端部にのみ設けられているので、シリンダ全体を冷却することができない。さらに、シリンダの溝

10

20

30

40

50

は、シリンダの周方向の一部にのみ設けられているので、シリンダの端部の全周を冷却することが困難である。

また、特許文献5に記載の高圧ポンプは、溝の断面積を小さく形成し、溝を流れる燃料の流速を高めることで、シリンダの冷却効果を向上している。このため、例えば内燃機関の高温再始動時など、内燃機関が高温かつ低回転時のシリンダの冷却効果が低下することが懸念される。

特許文献6に記載の高圧ポンプは可変容積室が形成されておらず、シリンダの径方向外側の隙間は低压側燃料通路に連通しているのみである。このため、加圧室からのリーク燃料以外、燃料の流通がほとんど期待できない。したがって、隙間の燃料が高温になり、シリンダの冷却効果が低下するおそれがある。

本発明は、上記問題に鑑みてなされたものであり、シリンダの変形を抑制することの可能な高圧ポンプを提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0007】

本発明によると、シリンダは、プランジャを軸方向に往復移動可能に收容する。ポンプボディは、プランジャの往復移動により燃料が加圧される加圧室、燃料入口と加圧室とを連通する低压側燃料通路、および加圧室と燃料出口とを連通する吐出通路を有する。低压側燃料通路を吸入弁部が開放又は閉塞する。吐出通路を吐出弁部が開放又は閉塞する。シリンダは、軸方向加圧室側の肉厚が軸方向可変容積室側の肉厚よりも厚いテーパ状に形成される。

可変容積室形成手段は、シリンダの加圧室と反対側に設けられ、プランジャの往復移動により容積が可変する可変容積室を形成する。

シリンダは、加圧室側からテーパ部および小径部を有する。テーパ部は、軸方向加圧室側の肉厚が軸方向可変容積室側の肉厚よりも厚いテーパ状に形成され、小径部は、テーパ部の軸方向可変容積室側の肉厚と同一の肉厚で形成される。

ポンプボディは、低压側燃料通路から延びる連通路と可変容積室とに連通し、連通路からシリンダの可変容積室側の端部までシリンダの径方向外側の全周で空間をなす筒状空間を有する。

高圧ポンプの加圧室には、高い燃圧が作用する。このため、シリンダとプランジャとの隙間の燃料は、ハーゲン・ポアズイユの式に示されるように、加圧室側から可変容積室側に向かい燃圧が小さくなる。そこで本発明では、この燃圧の変化に対応してシリンダをテーパ状に形成することにより、加圧室の燃料圧力に対し、シリンダの変形を抑制することができる。シリンダの変形が抑制されることにより、シリンダとプランジャとの摺動による摩擦熱の発生を抑制することができる。

また、ポンプボディとシリンダとが別体の場合、シリンダの組み付け時において、シリンダの軸方向加圧室側の径外方向外壁をポンプボディに圧入する場合、シリンダが径方向内側へ変形することを抑制することができる。

なお、シリンダの径外側に筒状空間を形成する場合、筒状空間を軸方向加圧室側に延ばすことで、シリンダの冷却効果を高めることができる。

【図面の簡単な説明】

【0008】

【図1】本発明の第1参考例による高圧ポンプ備える燃料供給システムの構成図である。

【図2】本発明の第1参考例による高圧ポンプの断面図である。

【図3】図2のIII方向の部分断面図である。

【図4】図2のIV-IV線の断面図である。

【図5】本発明の第1参考例による高圧ポンプの動作を示す図である。

【図6】本発明の第1実施形態による高圧ポンプの断面図である。

【図7】本発明の第2参考例による高圧ポンプの断面図である。

【図8】本発明の第3参考例による高圧ポンプの断面図である。

【図9】本発明の第4参考例による高圧ポンプの断面図である。

【図10】本発明の第5参考例による高圧ポンプの断面図である。

【図11】本発明の第6参考例による高圧ポンプの断面図である。

【図12】本発明の第2実施形態による高圧ポンプの断面図である。

【発明を実施するための形態】

【0009】

以下、本発明の参考例および実施形態を図面に基づいて説明する。

(第1参考例)

本発明の第1参考例および後述する実施形態の高圧ポンプの設けられる燃料供給系統を図1に示す。

図1中で、破線で囲まれた部分が高圧ポンプ10のポンプボディ11を示し、この破線の中に示されている機構及び部品は、高圧ポンプ10のポンプボディ11に組み込まれていることを示す。

燃料タンク1の燃料は、電子制御ユニット(ECU)2から伝送される信号に基づき低圧ポンプ3によって汲み上げられ、適切な圧力に加圧される。この燃料は、低圧燃料配管4を通り、高圧ポンプ10の燃料入口20に送られる。

【0010】

燃料入口20を通過した燃料は、フィルタ28を通り、ダンパ室201、導入通路111を経由して吸入弁部30の供給通路100に至る。

フィルタ28は、燃料タンク1から燃料入口20までの間に存在する異物が燃料の流れにより高圧ポンプ10に侵入することを防ぐ。また、ダンパ室201は、圧力脈動を減衰する。

本参考例および後述する実施形態において、燃料入口20とダンパ室201との間の燃料通路、ダンパ室201、導入通路111および供給通路100を低圧側燃料通路101と称する。この低圧側燃料通路101は、特許請求の範囲に記載の「低圧側燃料通路」に相当する。

【0011】

吸入弁部30は、供給通路100を流れる燃料の動圧、及び電磁駆動部70により駆動され、供給通路100を開放及び閉塞する。加圧室121に吸入された燃料は、カムシャフト5の回転により往復運動するプランジャ13により加圧される。加圧室121で加圧された燃料は、吐出通路114を開放及び閉塞する吐出弁部90の動作により燃料出口91から吐出される。

なお、高圧ポンプ10の構成及び作動の詳細については、後述する。

【0012】

高圧ポンプ10から吐出された燃料は、コモンレール6へ圧送される。コモンレール6には、インジェクタ7、圧力センサ8が装着されている。インジェクタ7は、内燃機関の気筒数に合わせて装着されており、ECU2の制御信号にしたがって開閉弁し、燃料を図示しない内燃機関の各気筒に噴射する。

【0013】

次に、高圧ポンプ10の構成および作動を詳細に説明する。図2及び図3に示すように、高圧ポンプ10は、ポンプボディ11、プランジャ13、ダンパ室201、吸入弁部30、電磁駆動部70、吐出弁部90及び圧力調整部50などを備えている。

【0014】

ポンプボディ11とプランジャ13について説明する。

本参考例において、ポンプボディ11は、円筒状のシリンダ14を一体で有している。シリンダ14には、プランジャ13が軸方向に往復移動可能に収容されている。プランジャ13は、加圧室121に臨むように設けられている。プランジャ13の加圧室121と反対側に設けられたヘッド17は、スプリング座18と結合している。スプリング座18と後述するオイルシールホルダ25との間には、スプリング19が設けられている。スプリング19は、一方の端部がオイルシールホルダ25に当接し、他方の端部がスプリング座18に当接しており、軸方向へ伸びる力を有している。このスプリング19の弾性力に

10

20

30

40

50

より、スプリング座 18 はエンジンのカムシャフト 5 の方向へ付勢される。これにより、プランジャ 13 は、タペット 27 を介してカムシャフト 5 のカムと接することで軸方向に往復移動する。プランジャ 13 の往復移動により、加圧室 121 の容積が変化することで燃料が加圧される。

【 0015 】

次に、ダンパ室 201 について説明する。

ポンプボディ 11 には、シリンダ 14 の反対側に、シリンダ側 14 に凹む筒状の凹部 203 が設けられている。凹部 203 は、ポンプボディ 11 の外側に開口している。この凹部 203 の開口 204 を蓋部材 12 が塞いでいる。凹部 203 と蓋部材 12 によって、ダンパ室 201 が形成される。

10

【 0016 】

ダンパ室 201 には、パルセーションダンパ 210、ボディ側支持部材 211、蓋側支持部材 212 及び波ばね 213 が収容されている。

パルセーションダンパ 210 は、2枚の金属ダイアフラムから構成され、内部に所定圧の気体が密封されている。パルセーションダンパ 210 は、2枚の金属ダイアフラムがダンパ室 201 の圧力変化に応じて弾性変形することで、ダンパ室 207 の燃圧脈動を低減する。

【 0017 】

ボディ側支持部材 211 は、筒状に形成され、径方向に燃料を通す孔を有している。ボディ側支持部材 211 は、ポンプボディ 11 に設けられた窪み 110 に嵌入している。これにより、ボディ側支持部材 211 は、径方向の移動が制限される。蓋側支持部材 212 もまた、筒状に形成されている。蓋側支持部材 212 とボディ側支持部材 211 は、パルセーションダンパ 210 を上下から挟持している。

20

波ばね 213 は、蓋側支持部材 212 と蓋部材 12 との間に設けられ、蓋側支持部材 212 をポンプボディ 11 側に押圧している。これにより、蓋側支持部材 212、パルセーションダンパ 210 及びボディ側支持部材 211 がダンパ室 201 内に固定される。

【 0018 】

ダンパ室 201 は、図示しない燃料通路を通じて図示しない燃料入口と連通している。この燃料入口には図示しない燃料タンクから燃料が供給される。したがって、ダンパ室 201 には、燃料入口から燃料通路を通じて燃料タンクの燃料が供給される。

30

【 0019 】

続いて、吸入弁部 30 について説明する。

ポンプボディ 11 には、シリンダ 14 の中心軸と略垂直に筒部 15 が設けられている。筒部 15 の内側には供給通路 100 が形成されている。供給通路 100 は、加圧室 121 の径方向外側に形成され、深部が加圧室 121 に連通している。

ダンパ室 201 と供給通路 100 とを導入通路 111 が連通している。燃料入口とダンパ室 201 との間の燃料通路、ダンパ室 201、導入通路 111 および供給通路 100 を経由して加圧室 121 に燃料が供給される。

【 0020 】

弁ボディ 31 は、供給通路 100 に収容されている。弁ボディ 31 は、小径筒部 32 と大径筒部 33 を有している。大径筒部 33 の底部に凹テーパ状の弁座 34 が形成されている。

40

吸入弁 35 は弁ボディ 31 の大径筒部 33 の内側に配置されている。吸入弁 35 は、小径筒部 32 に設けられた孔の内壁に案内されて往復移動する。吸入弁 35 の弁座 34 側に、この弁座 34 に着座可能な凸テーパ状の外周面が形成されている。

【 0021 】

弁ボディ 31 の大径筒部 33 の内壁にストッパ 40 が固定されている。このストッパ 40 は、吸入弁 35 の開弁方向（図 2 の右方向）への移動を規制する。ストッパ 40 の内側と吸入弁 35 との間には第 1 スプリング 21 が設けられている。第 1 スプリング 21 は、吸入弁 35 を弁座 34 に着座させる方向、すなわち閉弁方向へ付勢している。

50

ストッパ４０には、ストッパ４０の軸に対して傾斜する傾斜通路１０２が周方向に複数形成されている。

【００２２】

次に電磁駆動部７０について説明する。

電磁駆動部７０は、コイル７１、固定コア７２、可動コア７３、フランジ７５などから構成される。コイル７１は樹脂製のスプール７８に巻回されている。固定コア７２は磁性材料で作られ、コイル７１の内側に收容されている。可動コア７３は磁性材料で作られ、固定コア７２と対向して配置されている。可動コア７３は、フランジ７５の内側に軸方向に往復移動可能に收容されている。

【００２３】

フランジ７５は磁性材料で作られ、ポンプボディ１１の筒部１５に取り付けられている。固定コア７２とフランジ７５との間の磁気的な短絡を非磁性材料で作られた筒部材７９が防止している。フランジ７５は、固定コア７２及びコネクタ７７をポンプボディ１１に保持するとともに、筒部１５の端部を塞いでいる。フランジ７５の中央に設けられた孔の内壁には、筒状のガイド筒７６が取り付けられている。

ニードル３８は略円筒状に形成され、ガイド筒７６の内壁に案内されて往復移動する。ニードル３８は、一方の端部が可動コア７３と一体に組み付けられ、他方の端部が吸入弁３５の電磁駆動部７０側の端面に当接するように設置されている。

【００２４】

固定コア７２と可動コア７３との間に第２スプリング２２が設けられている。この第２スプリング２２は、ストッパ４０側の第１スプリング２１が吸入弁３５を閉弁方向に付勢する力よりも強い力で、可動コア７３を吸入弁３５側へ付勢している。

コイル７１に通電していないとき、可動コア７３は固定コア７２に吸引されず、第２スプリング２２の弾性力により互いに離れている。このため、可動コア７３と一体のニードル３８が吸入弁３５側へ移動し、ニードル３８の端面が吸入弁３５を押圧することで吸入弁３５が開弁する。

【００２５】

次に可変容積室１２２について説明する。

プランジャ１３は、ヘッド１７側に小径部１３１を有し、加圧室１２１側に大径部１３３を有している。小径部１３１と大径部１３３との接続部分には段差面１３２が形成される。段差面１３２に向き合うように、シリンダ１４の端部に略円環状のプランジャストッパ２３が設けられている。

プランジャストッパ２３は、加圧室１２１側の端面に、加圧室１２１と反対側へ略円板状に凹む凹部２３１と、凹部２３１から径外方向へプランジャストッパ２３の外縁まで延びる溝路２３２とを有している。溝路２３２は、放射状に複数形成されている。プランジャストッパ２３の中央部にはプランジャストッパ２３を板厚方向に貫く孔２３３が形成されている。プランジャストッパ２３は、孔２３３にプランジャ１３の小径部１３１が挿通されている。また、プランジャストッパ２３は、加圧室１２１側の端面がシリンダ１４の端面に当接している。

【００２６】

ポンプボディ１１には、シリンダ１４が開口する側の外壁に、加圧室１２１側へ略円環状に凹む凹部１０５が設けられている。凹部１０５には、オイルシールホルダ２５が嵌め込まれている。オイルシールホルダ２５は、プランジャ１３の小径部１３１が挿通されている。オイルシールホルダ２５は、プランジャストッパ２３との間にシール部材２４を挟んで、凹部１０５の内壁に固定されている。シール部材２４は、小径部１３１周囲の燃料油膜の厚さを規制し、プランジャ１３の摺動によるエンジンへの燃料のリークを抑制する。オイルシールホルダ２５の加圧室１２１と反対側の端部には、オイルシール２６が装着されている。オイルシール２６は、小径部１３１周囲のオイル油膜の厚さを規制し、プランジャ１３の摺動によるオイルのリークを抑制する。

プランジャ１３の段差面１３２、小径部１３１の外壁、シリンダ１４の内壁、プランジ

10

20

30

40

50

ヤストッパ 2 3 の凹部 2 3 1、溝路 2 3 2、およびシール部材 2 4 に囲まれる空間により可変容積室 1 2 2 が形成される。

本参考例および後述する実施形態では、上述したプランジャ 1 3 の段差面 1 3 2、小径部 1 3 1 の外壁、シリンダ 1 4 の内壁、プランジャストッパ 2 3、オイルシールホルダ 2 5、シール部材 2 4 およびオイルシール 2 6 が、特許請求の範囲に記載の「可変容積室形成手段」を構成している。なお、可変容積室形成手段は、シリンダの加圧室と反対側で可変容積室を形成することの可能なものであればよい。

【 0 0 2 7 】

オイルシールホルダ 2 5 の内壁と凹部 1 0 5 の内壁との間には、略筒状の筒状空間 8 0 が形成されている。筒状空間 8 0 は、シリンダ 1 4 の径方向外側にシリンダ 1 4 と略同軸に形成されている。

10

筒状空間 8 0 は、オイルシールホルダ 2 5 の軸方向加圧室 1 2 1 側で、シリンダ 1 4 の径外側に形成される径方向に広い第 1 筒状空間 8 1 と、オイルシールホルダ 2 5 の径方向内側の内壁とシリンダ 1 4 の径方向外側の外壁との間に形成される径方向に狭い第 2 筒状空間 8 2 とから構成されている。

第 1 筒状空間 8 1 はポンプボディ 1 1 に形成された連通路 8 3 を経由してダンパ室 2 0 1 に連通している。第 2 筒状空間 8 2 はプランジャストッパ 2 3 の溝路 2 3 2 から可変容積室 1 2 2 に連通している。これにより、筒状空間 8 0 はダンパ室 2 0 1 と可変容積室 1 2 2 とに連通する。

【 0 0 2 8 】

20

筒状空間 8 0 は、可変容積室 1 2 2 からシリンダ 1 4 と略同軸に軸方向加圧室 1 2 1 側へ延び、シリンダ 1 4 の径方向外側を取り巻いて形成されている。

筒状空間 8 0 を加圧室 1 2 1 側に近づけ、供給通路 1 0 0 と筒状空間 8 0 の軸方向加圧室 1 2 1 側の内壁との間の肉厚 A を薄くすると、供給通路 1 0 0 の燃圧によって供給通路 1 0 0 を構成するポンプボディ 1 1 の内壁が変形するおそれがある。これにより、供給通路 1 0 0 が変形すると、吸入弁部 3 0 を構成する各部に隙間が生じ、燃料漏れを生じることが懸念される。このため、供給通路 1 0 0 と筒状空間 8 0 の軸方向加圧室 1 2 1 側の内壁との間の肉厚 A は、高压ポンプ 1 0 の通常使用時において、供給通路 1 0 0 の燃圧によって生じる供給通路 1 0 0 の変形が許容可能な程度となるような厚さに形成されている。このような肉厚 A を確保することが可能な位置に筒状空間 8 0 の軸方向加圧室 1 2 1 側の内壁は設けられている。

30

【 0 0 2 9 】

また、筒状空間 8 0 の内径を小さくし、シリンダ 1 4 の径方向の肉厚 B を薄くすると、シリンダ 1 4 とプランジャ 1 3 との間の燃圧によってシリンダ 1 4 が変形するおそれがある。シリンダ 1 4 が変形すると、シリンダ 1 4 の内壁とプランジャ 1 3 の摩擦熱が大きくなり、シリンダ 1 4 とプランジャ 1 3 に焼き付きが起きることが懸念される。このため、シリンダ 1 4 の径方向の肉厚 B は、高压ポンプ 1 0 の通常使用時において、シリンダ 1 4 とプランジャ 1 3 との間の燃圧によって生じるシリンダ 1 4 の変形が許容可能な程度となるような厚さに形成されている。このような肉厚 B を確保することが可能な位置に筒状空間 8 0 の径方向内側の内壁は設けられている。

40

【 0 0 3 0 】

次に吐出弁部 9 0 について説明する。

吐出弁部 9 0 は、加圧室 1 2 1 において加圧された燃料の排出を許容または遮断する。この吐出弁部 9 0 は、吐出弁 9 2、規制部材 9 3、スプリング 9 4 などから構成されている。

ポンプボディ 1 1 には、シリンダ 1 4 の中心軸と略垂直に吐出通路 1 1 4 が形成されている。吐出通路 1 1 4 は、加圧室 1 2 1 の径方向外側に形成され、加圧室 1 2 1 と燃料出口 9 1 とを連通している。

吐出弁 9 2 は、有底筒状に形成され、吐出通路 1 1 4 に往復移動可能に収容されている。吐出弁 9 2 は、ストローク方向にのみ運動するように、吐出通路 1 1 4 の内壁によりガ

50

イドされている。吐出弁 9 2 は、吐出通路 1 1 4 に形成された弁座 9 5 (図 3 参照) に着座することで吐出通路 1 1 4 を閉塞し、弁座 9 5 から離座することで吐出通路 1 1 4 を開放する。

吐出弁 9 2 の燃料出口 9 1 側に設けられた筒状の規制部材 9 3 は、吐出通路 1 1 4 の内壁に固定されている。規制部材 9 3 は、吐出弁 9 2 の燃料出口 9 1 側への移動を規制する。

吐出弁 9 2 の開弁のストロークは、規制部材 9 3 によって適切に設定されている。仮にストロークが大きすぎると、吐出弁 9 2 の閉じ遅れにより、吐出通路 1 1 4 へ吐出された燃料が、再び加圧室 1 2 1 に逆流し、高圧ポンプ 1 0 のポンプ効率が低下する。

スプリング 9 4 は、一端が規制部材 9 3 に当接し、他端が吐出弁 9 2 に当接している。スプリング 9 4 は、吐出弁 9 2 を加圧室 1 2 1 側へ付勢している。

10

【 0 0 3 1 】

加圧室 1 2 1 の燃圧が上昇し、加圧室 1 2 1 側の燃料から吐出弁 9 2 が受ける力がスプリング 9 4 の弾性力と燃料出口 9 1 側の燃料から受ける力との和よりも大きくなると、吐出弁 9 2 は弁座 9 5 から離座する。これにより、加圧室 1 2 1 内の燃料は、燃料出口 9 1 から高圧ポンプ 1 0 の外部へ吐出される。

一方、加圧室 1 2 1 の燃圧が低下し、加圧室 1 2 1 側の燃料から吐出弁 9 2 が受ける力がスプリング 9 4 の弾性力と燃料出口 9 1 側の燃料から受ける力との和よりも小さくなると、吐出弁 9 2 は弁座 9 5 に着座する。これにより、燃料出口 9 1 側の燃料が加圧室 1 2 1 へ逆流することが防止される。

20

【 0 0 3 2 】

次に、圧力調整部 5 0 について、図 2 を参照して説明する。

ポンプボディ 1 1 には、シリンダ 1 4 の中心軸と略垂直にリリーフ通路 5 1 が形成されている。リリーフ通路 5 1 は、加圧室 1 2 1 の径方向外側に形成され、吐出通路 1 1 4 と加圧室 1 2 1 とを連通している。なお、リリーフ通路 5 1 のポンプボディ 1 1 の外壁側の開口は、プラグ 5 5 によって閉塞されている。

圧力調整部 5 0 は、リリーフ弁 5 2、アジャストパイプ 5 3、スプリング 5 4 及び定残圧弁 6 0 などから構成されている。

【 0 0 3 3 】

リリーフ弁 5 2 は、筒状に形成され、リリーフ通路 5 1 に往復移動可能に設けられている。リリーフ弁 5 2 は、内側に内側通路が形成され、この内側通路に定残圧弁 6 0 などを収容している。

30

スプリング 5 4 は、一方の端部がリリーフ弁 5 2 に接し、他方の端部がアジャストパイプ 5 3 に接している。リリーフ弁 5 2 は、スプリング 5 4 の付勢力により、リリーフ通路 5 1 の内壁に形成される弁座 5 6 側へ付勢されている。

リリーフ弁 5 2 は、弁座 5 6 に着座することによりリリーフ弁 5 2 の径外側のリリーフ通路 5 1 を閉塞し、弁座 5 6 から離座することによりリリーフ弁 5 2 の径外側のリリーフ通路 5 1 を開放する。

【 0 0 3 4 】

アジャストパイプ 5 3 のリリーフ通路 5 1 への圧入により、スプリング 5 4 の荷重が調整され、これによりリリーフ弁 5 2 の開弁する所定圧が設定される。本参考例では、リリーフ弁 5 2 の開弁する所定圧を例えばエンジンの通常運転におけるデリバリパイプの燃圧以上、電磁式のインジェクタが燃料噴射不能となる圧力未満とすることが例示される。

40

【 0 0 3 5 】

定残圧弁 6 0 は、逆止弁であり、デリバリパイプ内の燃圧が所定圧以上で開弁するように設定される。この所定圧は、例えばエンジンの停止後にデリバリパイプ内に発生するベーパーを許容値以下とし、かつインジェクタからの燃料漏れを許容値以下とすることができる圧力とすることが例示される。

【 0 0 3 6 】

次に高圧ポンプ 1 0 の作動について、図 2 及び図 5 を参照して説明する。

50

(1) 吸入行程

カムシャフト5の回転により、プランジャ13が上死点から下死点に向かって下降すると、加圧室121の容積が増加し、燃料が減圧される。吐出弁92は弁座95に着座し、吐出通路114を閉塞する。吸入弁35は、加圧室121と供給通路100との差圧により、第1スプリング21の付勢力に抗して図2の右方向に移動し、開弁状態となる。このとき、コイル71への通電は停止されているので、可動コア73及びこの可動コア73と一体のニードル38は第2スプリング22の付勢力により図2の右方向に移動する。したがって、ニードル38と吸入弁35とが当接し、吸入弁35は開弁状態を維持する。これにより、低压側燃料通路101から加圧室121に燃料が吸入される。

なお、図5では、コイル71へ通電するECUの制御信号を「ソレノイド制御信号」と示し、ニードル38の位置を「ニードル位置」と示している。

10

【 0 0 3 7 】

吸入行程では、プランジャ13の下降により、可変容積室122の容積が減少する。したがって、可変容積室122の燃料は、筒状空間80及び連通路83を経由し、ダンパ室201へ送り出される。このとき、第2筒状空間82から第1筒状空間81に流出する燃料は、シリンダ14の径外方向の外壁に沿って流れ、シリンダ14を冷却する。

【 0 0 3 8 】

ここで、大径部133と可変容積室122の断面積比は概ね1:0.6である。したがって、加圧室121の容積の増加分と可変容積室122の容積の減少分の比も1:0.6となる。よって、加圧室121が吸入する燃料の約60%が可変容積室122から筒状空間80、低压側燃料通路101等を経由して供給され、残りの約40%が燃料入口から吸入される。これにより、加圧室121への燃料の吸入効率が向上する。

20

【 0 0 3 9 】

(2) 調量行程

カムシャフト5の回転により、プランジャ13が下死点から上死点に向かって上昇すると、加圧室121の容積が減少する。このとき、所定の時期まではコイル71への通電が停止されているので、第2スプリング22の付勢力によりニードル38と吸入弁35は図2の右方向に位置する。これにより、供給通路100は開放した状態が維持される。このため、一度加圧室121に吸入された低压燃料が、吸入弁部30を経由し、低压側燃料通路101へ戻される。したがって、加圧室121の圧力は上昇しない。

30

【 0 0 4 0 】

プランジャ13が下死点から上死点に向かって上昇する途中の所定の時刻に、ECU2からの制御信号により、コイル71へ通電される。するとコイル71に発生する磁界により、固定コア72と可動コア73との間に磁気吸引力が発生する。この磁気吸引力が第2スプリング22の弾性力と第1スプリング21の弾性力との差よりも大きくなると、可動コア73とニードル38は固定コア72側(図2の左方向)へ移動する。これにより、吸入弁35に対するニードル38の押圧力が解除される。吸入弁35は、第1スプリング21の弾性力、及び加圧室121からダンパ室201側へ排出される低压燃料の流れによって生ずる力により、弁座34側へ移動する。したがって、吸入弁35は弁座34に着座し、供給通路100が閉塞される。

40

【 0 0 4 1 】

(3) 加圧行程

吸入弁35が弁座に着座した時から、加圧室121の燃料圧力は、プランジャ13の上死点に向かう上昇と共に高くなる。加圧室121の燃料圧力が吐出弁92に作用する力が、吐出通路114の燃料圧力が吐出弁92に作用する力およびスプリング94の付勢力よりも大きくなると、吐出弁92が開弁する。これにより、加圧室121で加圧された高压燃料は吐出通路114を経由して燃料出口91から吐出する。

なお、加圧行程の途中でコイル71への通電が停止される。加圧室121の燃料圧力が吸入弁35に作用する力は、第2スプリング22の付勢力より大きいので、吸入弁35は閉弁状態を維持する。

50

【 0 0 4 2 】

調量行程及び加圧行程では、プランジャ 1 3 の上昇により、可変容積室 1 2 2 の容積が増大する。したがって、ダンパ室 2 0 1 の燃料は、連通路 8 3 及び筒状空間 8 0 を経由し、可変容積室 1 2 2 へ流入する。ダンパ室 2 0 1 には、燃料入口から比較的低温の燃料が流入するので、この燃料が筒状空間 8 0 と可変容積室 1 2 2 に流入することで、シリンダ 1 4 の全周が比較的低温の燃料に満たされる。これにより、シリンダ 1 4 全体が冷却される。

【 0 0 4 3 】

このとき、加圧室 1 2 1 がダンパ室 2 0 1 側へ排出した低圧燃料の容積の約 6 0 % が、ダンパ室 2 0 1 から連通路 8 3 及び筒状空間 8 0 を経由して可変容積室 1 2 2 に吸入される。これにより、燃圧脈動の約 6 0 % が低減される。

【 0 0 4 4 】

高圧ポンプ 1 0 は、(1) から (3) の行程を繰り返し、内燃機関に必要な量の燃料を加圧して吐出する。

コイル 7 1 へ通電するタイミングを制御することで、高圧ポンプ 1 0 から吐出される高圧燃料の量を制御することができる。

E C U の指令によりコイル 7 1 へ通電するタイミングを早くすれば、調量行程の時間が短くなると共に、加圧行程の時間が長くなる。これにより、加圧室 1 2 1 から低圧側燃料通路 1 0 1 へ戻される燃料が少なくなり、吐出通路 1 1 4 から高圧吐出される燃料が多くなる。

一方、E C U の指令によりコイル 7 1 へ通電するタイミングを遅くすれば、調量行程の時間が長くなると共に、吐出行程の時間が短くなる。これにより、加圧室 1 2 1 から低圧側燃料通路 1 0 1 へ戻される燃料が多くなり、吐出通路 1 1 4 から高圧吐出される燃料が少なくなる。

このように、E C U がコイル 7 1 へ通電するタイミングを制御することで、高圧ポンプ 1 0 から吐出される燃料の量を内燃機関が必要とする量に制御することができる。

【 0 0 4 5 】

本参考例では、以下の作用効果を奏する。

本参考例では、シリンダ 1 4 の径方向外側の全周で空間をなす筒状空間 8 0 が形成されている。この筒状空間 8 0 は、可変容積室 1 2 2 と低圧側燃料通路 1 0 1 とに連通している。このため、プランジャ 1 3 の往復移動により可変容積室 1 2 2 の容積が可変することで、筒状空間 8 0 には、低圧側燃料通路 1 0 1 と可変容積室 1 2 2 の燃料が交互に入れ替わる。これにより、筒状空間 8 0 には、常に比較的低温の燃料が流れる。したがって、シリンダ 1 4 の全周を確実に冷却することができる。

【 0 0 4 6 】

また、本参考例では、シリンダ 1 4 の軸方向中央部分の径方向外側に位置する第 1 筒状空間 8 1 の容積が、シリンダ 1 4 の可変容積室 1 2 2 側の端部の径方向外側に位置する第 2 筒状空間 8 2 の容積よりも大きく形成されている。これにより、シリンダ 1 4 の軸方向中央部分の全周を冷却する第 1 筒状空間 8 1 の冷却効率を高めることが可能である。また、第 2 筒状空間 8 2 は、流速の速い燃料によりシリンダ 1 4 の可変容積室側の端部の全周を冷却することが可能である。したがって、シリンダ 1 4 の可変容積室 1 2 2 側の端部に熱が発生した場合、まず第 2 筒状空間 8 2 によって冷却されると共に、その熱はシリンダ 1 4 を軸方向に伝熱し、第 1 筒状空間 8 1 によって確実に冷却される。したがって、シリンダ 1 4 の冷却効果を高めることができる。

【 0 0 4 7 】

ここで、燃料の熱伝導率は、例えばガソリンであれば $0.01 \sim 0.07 \text{ kcal/m} \cdot \text{h}$ であり、金属の熱伝導率と比較して非常に小さい。このため、高圧ポンプ 1 0 の取り付けられるエンジンヘッドからポンプボディ 1 1 に伝わる熱、またはポンプボディ 1 1 が受熱するエンジンルームの放射熱は、筒状空間 8 0 を流れる燃料により、ポンプボディ 1 1 からシリンダ 1 4 への伝熱が抑制される。

10

20

30

40

50

【 0 0 4 8 】

シリンダ 1 4 とプランジャ 1 3 との摺動による温度上昇は、シリンダ 1 4 の加圧室 1 2 1 側の内壁 1 4 0 で大きく発生する。このため、本参考例では、供給通路 1 0 0 と筒状空間 8 0 の軸方向加圧室 1 2 1 側の内壁との間の肉厚 A が、供給通路 1 0 0 の変形を許容可能な程度の厚さで形成されている。このように、筒状空間 8 0 を軸方向に延ばすことで、シリンダ 1 4 とプランジャ 1 3 との摺動によるシリンダの温度上昇の抑制効果を高めることができる。また、ポンプボディ 1 1 からシリンダ 1 4 へ伝熱の抑制効果を高めることができる。

また、本参考例では、シリンダ 1 4 の径方向の肉厚 B が、シリンダ 1 4 の変形を許容可能な程度の厚さで形成されている。このように、筒状空間 8 0 の内径を小さくし、シリンダ 1 4 を薄くすることで、シリンダ 1 4 とプランジャ 1 3 との摺動による温度上昇の抑制効果を高めることができる。これにより、シリンダ 1 4 の熱による許容範囲外の変形が抑制され、シリンダ 1 4 とプランジャ 1 3 の焼き付きを抑制することができる。

10

【 0 0 4 9 】

さらに、本参考例では、シリンダ 1 4 の径方向の肉厚 B がシリンダ 1 4 の変形を許容可能な厚さで形成されているので、シリンダ 1 4 は内圧により許容範囲内の変形が可能である。そのため、仮にシリンダ 1 4 の真直度や円筒度等が必要公差から若干程度逸脱している場合においても、シリンダ 1 4 が許容範囲内の変形を許容するので、シリンダの肉厚を厚くし、剛性を持つ設計と比べ、シリンダ 1 4 とプランジャ 1 3 が焼付き難い設定となっている。これにより、シリンダの加工を容易にすると共に、高圧ポンプの信頼性を向上

20

【 0 0 5 0 】

(第 1 実施形態)

本発明の第 1 実施形態を図 6 に示す。以下、複数の実施形態および参考例において、上述した第 1 参考例と実質的に同一の構成には同一の符号を付して説明を省略する。

本実施形態では、筒状空間 8 4 は、軸方向加圧室 1 2 1 側の内径が軸方向可変容積室 1 2 2 側の内径よりも大きいテーパ状に形成されている。これにより、シリンダ 1 4 は、加圧室 1 2 1 側にテーパ部 1 4 1 を有し、可変容積室 1 2 2 側に小径部 1 4 2 を有し、一体に形成される。シリンダ 1 4 のテーパ部 1 4 1 は、軸方向加圧室 1 2 1 側の肉厚 C が軸方向可変容積室 1 2 2 側の肉厚 D よりも厚いテーパ状に形成されている。

30

【 0 0 5 1 】

プランジャ 1 3 の往復移動により加圧室 1 2 1 には、高い燃圧が作用する。シリンダ 1 4 とプランジャ 1 3 との隙間には、燃料による油膜が形成されている。この隙間の燃料は、ハーゲン・ポアズイユの式に示されるように、加圧室 1 2 1 側から可変容積室 1 2 2 側に向かい燃圧が小さくなる。この燃圧の変化に対応し、シリンダ 1 4 にテーパ部 1 4 1 を設けることで、シリンダ 1 4 の変形が抑制される。これにより、シリンダ 1 4 とプランジャ 1 3 との摺動による摩擦熱の発生を抑制することができる。

【 0 0 5 2 】

(第 2 参考例)

本発明の第 2 参考例を図 7 に示す。本参考例では、筒状空間 8 0 とダンパ室 2 0 1 とを連通する連通路 8 3 が複数設けられている。複数の連通路 8 3 は、吸入弁部 3 0、吐出弁部 9 0 及び圧力調整部 5 0 を避け、シリンダ 1 4 と平行に軸方向に延びている。複数の連通路 8 3 は、一端がダンパ室 2 0 1 の内壁に開口し、他端が筒状空間 8 0 の軸方向加圧室 1 2 1 側の内壁にそれぞれ開口している。このため、筒状空間 8 0 の内壁には、連通路の開口 8 3 1 が周方向に複数箇所設けられる。

40

プランジャ 1 3 の往復移動に伴う可変容積室 1 2 2 の容積変化により、可変容積室 1 2 2 の燃料と筒状空間 8 0 の燃料とが循環する。これと共に、筒状空間 8 0 の内壁に複数箇所設けられた開口 8 3 1 から連通路 8 3 を経由し、筒状空間 8 0 の燃料とダンパ室 2 0 1 の燃料とが循環する。ダンパ室 2 0 1 には、燃料タンクから比較的低温の燃料が供給されている。このため、可変容積室 1 2 2 および筒状空間 8 0 の燃料が低温になる。

50

【 0 0 5 3 】

本参考例では、筒状空間 8 0 とダンパ室 2 0 1 とを連通する連通路 8 3 を複数設け、この複数の連通路 8 3 の開口 8 3 1 を筒状空間 8 0 の内壁に複数箇所設けている。これにより、筒状空間 8 0 とダンパ室 2 0 1 との燃料の循環を良くすることができる。したがって、筒状空間 8 0 の燃料が低温になるので、ポンプボディ 1 1 からシリンダ 1 4 への伝熱の抑制効果、およびシリンダ 1 4 の冷却効果を高めることができる。

【 0 0 5 4 】

(第 3 参考例)

本発明の第 3 参考例を図 8 に示す。本参考例では、ポンプボディ 1 1 とシリンダ 1 4 とが別体で構成されている。シリンダ 1 4 の加圧室 1 2 1 側端部の径外方向の外壁は、ポンプボディ 1 1 の内壁に圧入、溶接などにより固定されている。

10

本参考例では、シリンダ 1 4 を例えばマルテンサイト系ステンレス等の比較的硬度の高い材料から形成し、ポンプボディ 1 1 を例えばフェライト系ステンレス等のシリンダ 1 4 よりも比較的硬度の低い材料から形成することが可能になる。これにより、シリンダ 1 4 の変形を抑制することができる。したがって、シリンダ 1 4 の変形による燃料漏れを抑制できる。また、シリンダ 1 4 とプランジャ 1 3 の焼き付きを抑制できる。

本参考例では、比較的硬度の高い材料をシリンダ 1 4 のみに使用し、比較的硬度の低い材料をポンプボディ 1 1 に使用することで、製造上のコストを低減することができる。また、ポンプボディ 1 1 に燃料通路を容易に形成することが可能になり、加工コストを低減することができる。

20

【 0 0 5 5 】

(第 4 参考例)

本発明の第 4 参考例を図 9 に示す。本参考例では、連通路 8 5 は、一方の側が筒状空間 8 0 に連通し、他方の側が吸入弁部 3 0 の弁座 3 4 よりもダンパ室 2 0 1 側の供給通路 1 0 0 に連通している。

プランジャ 1 3 が下死点から上死点へ上昇すると、可変容積室 1 2 2 の容積が増大し、可変容積室 1 2 2 が減圧される。高圧ポンプ 1 0 の調量行程において、加圧室 1 2 1 から供給通路 1 0 0 に排出される燃料は、ダンパ室 2 0 1 を経由することなく、供給通路 1 0 0 から連通路 8 5 及び筒状空間 8 0 を通り、可変容積室 1 2 2 に最短経路で吸入される。したがって、加圧室 1 2 1 と可変容積室 1 2 2 との間の流路の流体抵抗が小さくなるので、加圧室 1 2 1 から可変容積室 1 2 2 への吸入効率を高めることができる。

30

また、ダンパ室 2 0 1 には、加圧室 1 2 1 から排出される燃料と可変容積室 1 2 2 に吸入される燃料との差分の燃料のみが流入する。これにより、ダンパ室 2 0 1 に伝達される燃圧脈動が小さくなる。パルセーションダンパ 2 1 0 は、この燃圧脈動を確実に低減することが可能である。このため、高圧ポンプ 1 0 の脈動減衰性能が向上し、高圧ポンプ 1 0 の燃料入口 2 0 から低圧燃料配管 4 に伝わる燃圧脈動を低減することができる。

一方、プランジャ 1 3 が上死点から下死点へ下降する高圧ポンプ 1 0 の吸入行程において、可変容積室 1 2 2 の容積が減少する。このとき、可変容積室 1 2 2 から筒状空間 8 0 及び連通路 8 5 を通り、供給通路 1 0 0 に排出される燃料は、加圧室 1 2 1 に最短経路で吸入される。したがって、可変容積室 1 2 2 から加圧室 1 2 1 への吸入効率が高まる。この結果、筒状空間 8 0 の燃料の流通が良くなり、シリンダ 1 4 の冷却効果を高めることができる。

40

【 0 0 5 6 】

(第 5 参考例)

本発明の第 5 参考例を図 1 0 に示す。本参考例では、第 1 筒状空間 8 6 の中心軸は、シリンダ 1 4 の中心軸に対し、偏心して設けられている。

本参考例では、ポンプボディ 1 1 のスペースを有効に使用し、第 1 筒状空間 8 6 の容積を大きくすることが可能になる。これにより、シリンダ 1 4 の冷却効果を高めることができる。

【 0 0 5 7 】

50

(第6参考例)

本発明の第6参考例を図11に示す。本参考例では、第1筒状空間87は、軸方向の加圧室121側の内径が、軸方向の加圧室121と反対側の内径より大きいテーパ状に形成されている。

本参考例においても、第5参考例と同様の作用効果を奏することができる。

【0058】

(第2実施形態)

本発明の第2実施形態を図12に示す。本実施形態では、シリンダ14がポンプボディ11と別体、かつ、テーパ状に形成されている。シリンダ14は、加圧室121側から、大径部143、テーパ部144、小径部145をこの順で有している。シリンダ14のテーパ部144は、軸方向加圧室121側の肉厚Cが軸方向可変容積室122側の肉厚Dよりも厚いテーパ状に形成されている。

プランジャ13の往復移動により加圧室121には、高い燃圧が作用する。シリンダ14とプランジャ13との隙間の燃料は、加圧室121側から可変容積室122側に向かい燃圧が小さくなる。この燃圧の変化に対応し、シリンダ14にテーパ部144を設けることで、シリンダ14の変形が抑制される。これにより、シリンダ14とプランジャ13との摺動による摩擦熱の発生を抑制することができる。

また、シリンダ14の組み付け時において、シリンダ14の大径部143の径外方向外壁をポンプボディ11に圧入する場合、大径部143が径方向内側へ変形することを抑制することができる。

【0059】

(他の実施形態)

上述した複数の実施形態および参考例では、吸入弁部30の供給通路100と筒状空間80、84との間の肉厚を、供給通路100の変形が許容可能な程度の厚さで形成した。これに対し、本発明は、仮に吐出弁部又は圧力調整部が吸入弁部よりも軸方向可変容積室側に設けられた場合、吐出通路と筒状空間との間の肉厚、またはリリーフ通路と筒状空間との間の肉厚を、吐出通路またはリリーフ通路の変形が許容可能な程度の厚さで形成してもよい。

また、上記以外に、燃料通路を開放又は閉塞することで燃料の流通を制御する流通制御部が設けられた場合、この流通制御部と筒状空間との間の肉厚を、流通制御部の設けられる燃料通路の変形が許容可能な程度の厚さで形成してもよい。

また、上述した複数の実施形態および参考例では、筒状空間80、84の軸方向加圧室121側の内壁を、シリンダ14の軸に垂直に形成した。これに対し、本発明は、筒状空間の軸方向加圧室側の内壁を、シリンダの軸に垂直な仮想平面に対し傾斜させ、吸入弁部、吐出弁部及び圧力調整部にそれぞれ対応するように形成してもよい。

また、上述した複数の実施形態および参考例では、筒状空間を円筒状または円錐状に形成した。これに対し、本発明は、筒状空間を横断面視において例えば楕円形又は多角形に形成してもよい、或いは筒状空間の一部が径外方向に凸状又は径内方向に凹状となるように形成してもよい。

このように、本発明は、上記実施形態に限定されるものでなく、発明の趣旨を逸脱しない範囲で、種々の形態により実施することができる。

【符号の説明】

【0060】

- 10 ・・・ 高圧ポンプ
- 11 ・・・ ポンプボディ
- 13 ・・・ プランジャ
- 14 ・・・ シリンダ
- 30 ・・・ 吸入弁部
- 90 ・・・ 吐出弁部
- 100 ・・・ 供給通路（低圧側燃料通路）

10

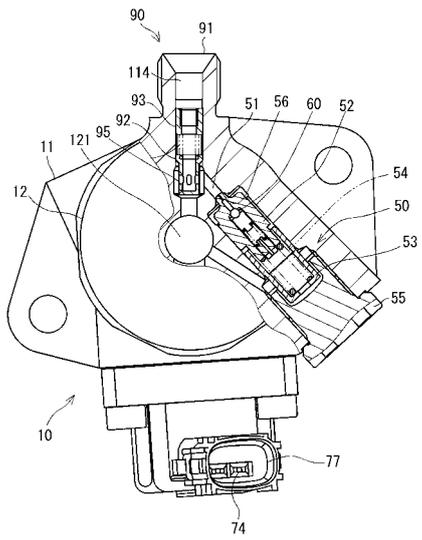
20

30

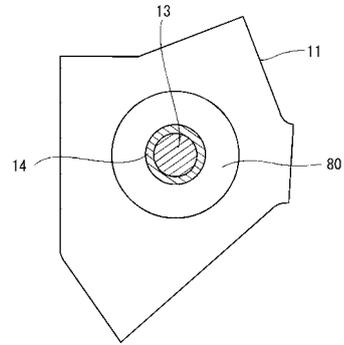
40

50

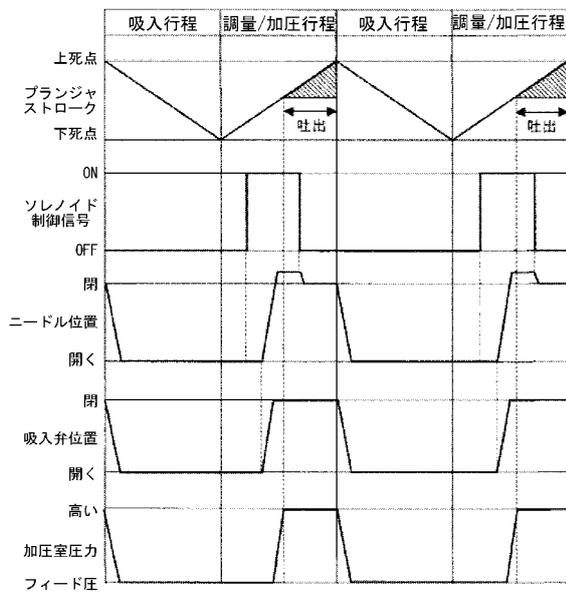
【図3】



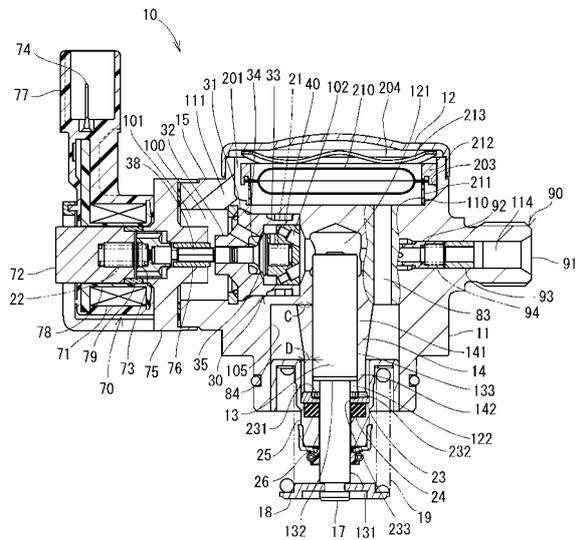
【図4】



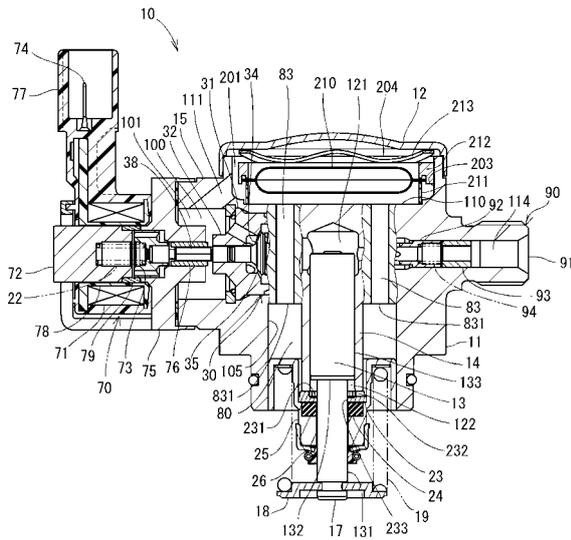
【図5】



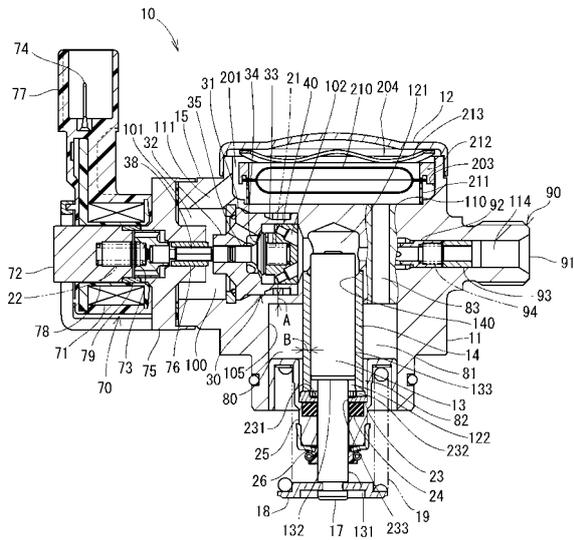
【図6】



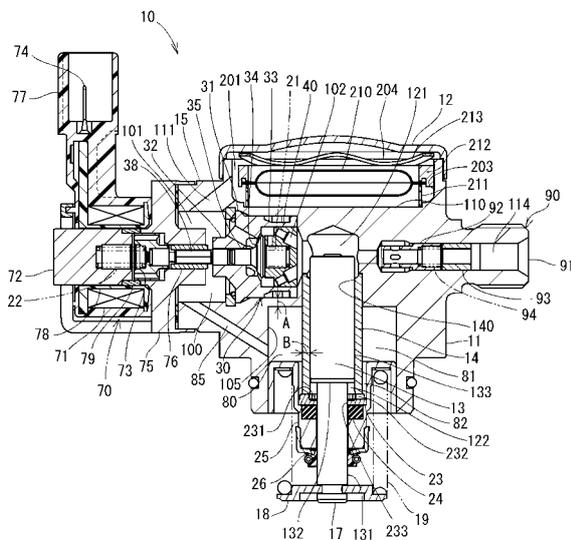
【図7】



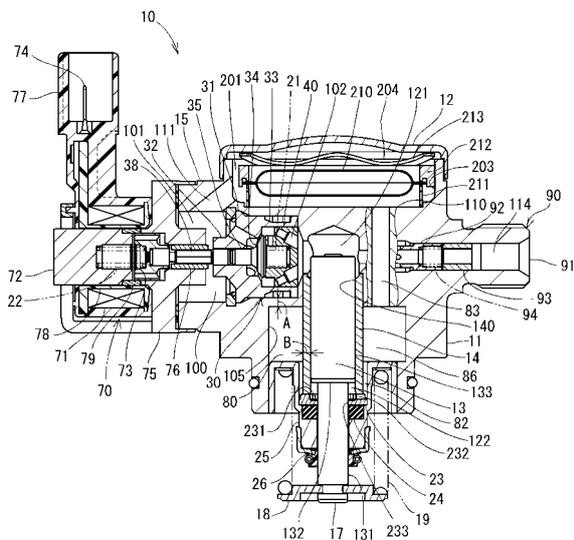
【図8】



【図9】



【図10】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
F 0 2 M 59/36
F 0 2 M 59/44 N

(56)参考文献 国際公開第2004/063559(WO, A1)
特開2010-106741(JP, A)
特開2010-014109(JP, A)
特開2007-315302(JP, A)
特公昭39-002504(JP, B1)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F 0 2 M 5 9 / 4 4 - 5 9 / 4 6
F 0 2 M 5 5 / 0 2
F 0 2 M 5 9 / 3 6