

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号  
特許第5064104号  
(P5064104)

(45) 発行日 平成24年10月31日 (2012. 10. 31)

(24) 登録日 平成24年8月17日 (2012. 8. 17)

(51) Int. Cl.

F 1

F 1 6 K 17/04 (2006. 01)

F 1 6 K 17/04 B

請求項の数 6 (全 11 頁)

(21) 出願番号	特願2007-119313 (P2007-119313)	(73) 特許権者	502429154
(22) 出願日	平成19年4月27日 (2007. 4. 27)		ティーアイ グループ オートモーティブ
(65) 公開番号	特開2007-333207 (P2007-333207A)		システムズ リミテッド ライアビリテ
(43) 公開日	平成19年12月27日 (2007. 12. 27)		ィー カンパニー
審査請求日	平成22年3月26日 (2010. 3. 26)		アメリカ合衆国 ミシガン 48326、
(31) 優先権主張番号	11/451756		オーバーン ヒルズ、ドリス ロード 1
(32) 優先日	平成18年6月13日 (2006. 6. 13)		272
(33) 優先権主張国	米国 (US)	(74) 代理人	100060690
			弁理士 瀧野 秀雄
		(74) 代理人	100108017
			弁理士 松村 貞男
		(74) 代理人	100134832
			弁理士 瀧野 文雄

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 圧力調節弁

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

球形の弁体（弁球）と、入口穴、前記入口穴に続く弁座、該弁座のすぐ下流に、下流に向かって非直線的に増加する直径を有するアーチ状の凹部を備えるボア部（弁ボア）を有する弁胴と、で構成され、前記弁球が前記弁座から変位するとき加圧された流体が流れる  
圧力調整弁の製造方法であって、

前記弁の上流と下流の所望の静圧を設定し、  
前記流体の密度と、前記所望の上流の圧力と前記所望の下流の圧力の差と、の関数とし  
て、前記弁を通り流れる前記流体の速度を計算し、

弁を通り流れる前記流体の所望の最大体積流量を設定し、  
設定された前記最大体積流量と計算された前記速度との関数として、前記弁座の下流の  
前記弁ボアと該弁ボア内に配置された弁球の間の流路面積を計算し、

計算された前記流路面積の関数として前記弁球の直径を計算し、  
前記弁胴の前記入口穴の直径を、前記弁球の直径のおよそ70%から90%の間となる  
よう決定し、

前記ボア部内に置かれる前記弁球が、前記弁球の直径の25%に相当するに距離に軸方  
向に移動されたとき、前記凹部と前記弁球の間の最小の流路間隙が前記弁球の直径の5%  
より小さくなるように前記ボア部の前記凹部の直径を決定し、

計算された前記弁球の直径と等しい直径を有するように前記弁球を形成し、  
決定された前記直径を有する前記入口穴と決定された前記直径を有する前記凹部を備え

る前記ボア部で構成されるように前記弁胴を形成し、  
前記弁座の下流の前記ボア部内に、前記弁球を設ける  
ことを特徴とする弁の製造方法。

【請求項 2】

前記弁球がその直径の 25% に等しい距離で前記弁座から変位するとき、前記弁球と前記弁胴の前記凹部の間の径方向の前記最小の流路間隙が前記弁頭の直径の 3% から 5% となるよう前記弁座の下流に前記凹部を形成する工程をさらに有することを特徴とする請求項 1 記載の方法。

【請求項 3】

前記最小の流路間隙を、前記弁球の直径の 3% から 4% の間となるよう形成する工程を更に有することを特徴とする請求項 1 記載の方法。

10

【請求項 4】

前記弁球がその直径の 15% に等しい距離で前記弁座から変位するとき、前記弁球と前記弁胴の前記凹部の間の径方向の前記最小の流路間隙が前記弁球の直径の 3% より小さくなるように前記弁座の下流に前記凹部を形成する工程を更に有することを特徴とする請求項 1 記載の方法。

【請求項 5】

前記弁球がその直径の 6% に等しい距離で前記弁座から変位するとき、前記弁球と前記弁胴の前記凹部の間の径方向の前記最小の流路間隙が前記弁球の直径の 2% より小さくなるように前記弁座の下流に前記凹部を形成する工程を更に有することを特徴とする請求項 1 記載の方法。

20

【請求項 6】

前記弁球が前記弁座から複数の異なる距離に変位したときの前記弁の全体に亘っての圧力低下について前記弁を検査する工程と、所望の圧力低下より高くなるよう前記弁球の位置の範囲で前記弁胴の前記凹部の形状を変更し、前記最小の流路間隙を減少するように設計を変更する工程と、前記範囲で変更された設計による減少された最小の流路間隙を有するもう一つの弁を形成する工程と、を更に有することを特徴とする請求項 1 記載の方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

30

この発明は弁に関し、より詳しくは、特に流体圧力調節弁に関する。

【背景技術】

【0002】

流体配管系統には、構成機器を保護するため等の理由により、圧力リリーフ弁等の弁が配置され、その系統の動作時の安全を確保する。液体およびガスを含む流体の圧力を調整するために使用される従来技術の弁には、種々のものがある。ある弁は、球又はボール弁体を有し、その弁体は弁座に対してスプリング又は他の機構により付勢されて弁をシールし、最初の開口圧およびリリーフ圧を調節する。開口圧に到達すると、そのボール弁体は弁座から離れて、流体が弁座を通過して流れる。圧力が低下してリリーフ圧に戻ると、そのボール弁体はその付勢機構により弁座上に戻る。

40

【0003】

円筒または円錐台形のボアを有する弁は、高い流量を含む、様々な流量での動作圧が不適切に変化する。これらの弁は、一般的には、非常に高い流体圧が要求されて、弁が開き過ぎて、流量に応じて動作特性が変化することがある。

【発明の開示】

【課題を解決するための手段】

【0004】

圧力調節弁が、非均一に傾斜した弁ボアを有し、その弁ボアは、下流に向かって直径が増加している。弁球と弁ボアの間に形成される間隙に対応する境界角は、それらの間の間隙が最も小さい領域で、弁球が弁ボアの弁座から離れる距離に応じて増加する。

50

## 【 0 0 0 5 】

境界角が増加すると、上流側流体圧が作用する弁球の有効面積は増加して、上流流体により弁球に掛かる力は増加する。これに関して、境界角の変化、従って弁球の有効面積の変化は、例えば、弁球を弁座に対して付勢するスプリングのバネ定数により調節される。ある形態では、その弁は圧力リリーフ弁として使用され得て、境界角、従って弁球の有効面積は、その弁が弁座から離れる距離に応じて、弁球に作用する増加したバネ力を相殺する。故に、リリーフ弁に対して、流量の広い領域で、比較的平坦な又は一定な圧力曲線が得られる。無論、その弁は圧力リリーフ弁以外の用途にも使用できる。

## 【 0 0 0 6 】

現在好適なある実施例では、弁ボアは、円錐台形である弁座と、その弁座の下流側の凹部とを有する。その凹部は、非直線的又は非均一であり、好ましくはアーチ状に傾斜している。他の現在好適なある実施例では、その弁ボアは、直線的に傾斜した部分を複数有して、それらの傾斜角は変化していて、その弁ボアは、その軸方向の長さによって、全体的には非直線又は非直線的の傾斜である。

## 【 実施例 1 】

## 【 0 0 0 7 】

図面をより詳細に説明すると、図 1 ~ 3 は圧力調節弁 10 を図示し、圧力調節弁 10 は、弁胴 12 と弁球 16 とを有する。弁胴 12 の内部に、弁ボア 14 が形成されている。この実施例では、弁球 16 は真球として図示されていて、弁ボア 14 内に配置されて、そのボアを通る流体流量を調節する。ある現在好適な実施例では、圧力調節弁 10 は圧力リリーフ弁として作動する。弁球 16 は、例えばスプリング 18 により、弁ボア 14 の弁座 20 に対して、付勢される。弁座 20 は弁球の直径より小さい直径である。弁球 16 が弁座 20 に座すると、流体は弁ボア 14 を通って流れない。弁座 20 の上流の流体圧が所定最大流体圧を越えると、弁球 16 はスプリング 18 の付勢力に対向する流体力により動かされて、弁球 16 と弁ボア 14 との間に流路面積又は流路間隙（フローギャップ）22（例えば、図 5 ~ 7 参照）を生じて、そこを通過して流体が流れる。流体圧力が所定最大流体圧以下になると、弁球 16 は弁座 20 上に戻って座する。

## 【 0 0 0 8 】

圧力調節弁 10 の動作圧は、スプリング 18 の最初のパネ力とバネ定数により調整され得て、弁座 20 に対して弁球 16 を付勢する。その最初のパネ力は、スプリング 18 の最初の圧縮量を変えることにより、好ましくは、スプリング 18 の後側に弁ボア 14 内に押し込めたスプリング座 24 の位置を変えることにより、調整できる。好ましくは、スプリング座 24 は弁ボア 14 に止まり嵌められ、又、スプリング座 24 は流体が流れる開口 26 を有する。

## 【 0 0 0 9 】

現在好適な実施例では、弁座 20 が、弁ボア 14 の概して直線的に傾斜した円錐台部 28 内に形成される。この円錐台部 28 は、軸方向および径方向外側に延設されて、その下流端で転移点 30 に至る。転移点 30 の下流で、凹部 32 が弁ボア 14 内に形成される。

## 【 0 0 1 0 】

凹部 32 は、その上流端から下流端に向けて増加する直径を有する。凹部 32 の直径は、円錐台部 28 内と相違して直線的には増加しない。むしろ、弁ボア 14 は、凹部 32 の領域で少し曲がっており又はアーチ状である。従って、凹部 32 が、その下流部では、その直径が弁ボア 14 の曲線の関数として増加する。弁胴 12 と弁ボア 14 との間の最小間隙又は流路間隙 22 は、弁球 16 が弁座 20 から離れる軸方向の距離の関数として変わる。最小間隙又は流路間隙 22 は、弁球 16 の最も近接した弁ボア 14 の部分により形成される。この間隙は、弁球が弁座に対して移動すると変わる。

## 【 0 0 1 1 】

図 4 ~ 7 には、図 1 ~ 3 のものとは形状が少し違う弁ボアを有する弁の代替の実施例が図示されていて、境界角 が弁ボア 14 の長手軸 34 と境界線 36 との間に形成される。境界線 36 は弁頭と弁ボア 14 との間の最小距離線である。言い換えれば、境界線 36 は

10

20

30

40

50

弁頭上の点と弁ボア 14 上の点とを結び、弁頭と弁ボアとの間の最小間隙に重なる。弁頭である真球弁球 16 では、境界線 36 は、弁球 16 の中心と、弁球 16 に最も近接した弁ボア 14 の点とを通る。図 5 に見られるように、少なくとも凹部 32 と弁球 16 とに関して、境界線 36 は、その弁球に最も近い弁ボアの位置において弁ボアに接する線 38 に垂直である。図 4 ~ 7 に示したように、弁球 16 が弁座 20 から更に離間するのに応じて、境界角 は増加する。これは下流に延びるに応じて、弁ボア 14 の凹部 32 の径が非直線的に増加するからである。

#### 【 0 0 1 2 】

動作中は、弁球 16 の有効面積は、弁座 20 の上流にある流体により作用され、境界角と共に増加する。境界角 が増加すると、上流流体圧に影響される弁球 16 の有効面積もまた増加する。ある流体圧では、弁球 16 の増加有効面積は上流流体圧により弁球に作用する力を増加させる。又、ベルヌーイ効果と呼ばれる要因があり、流路間隙 22 内を流れる流体速度により弁球に働く圧力を減少させる。このベルヌーイ効果は、弁球 16 の所定位置で、最小流路間隙 22 を減らすと減少する上流流体圧で生じる。この力は、スプリング 18 の力を相殺する。この上流流体圧による力は、弁球 16 が弁座 20 から離れるのに応じて増加して、スプリング 18 を更に圧縮する。従って、圧力調節弁 10 では、スプリング 18 が更に圧縮され増加したバネ力を、弁球 16 が弁座 20 から更に離れると弁球 16 の有効面積の増加により又は流路間隙 22 の減少により、相殺するように設計され得る。このように、圧力調節弁 10 は望ましい圧力曲線を提供するように構成され、流量の広領域で応答する。例えば、圧力調節弁 10 は、図 9 に示すように、流量の広領域で比較的平坦な曲線になるように設計され得る。流量は、毎時約 10 又は 20 リットルから毎時約 200 リットルまで変わる。流体流量はより大きくても良く、毎時 250 リットル程でも、要すればそれ以上でも良い。無論、応答圧力または曲線は、圧力調節弁の用途に応じて適切に変更できる。

#### 【 0 0 1 3 】

圧力調節弁 10 を設計する一つの方法は、弁球 16 と弁ボア 14 との間で、弁球 16 の種々の移動位置で、弁球に作用するバネ力を適切に相殺するように、スプリング 18 のバネ力の関数として変わる最小間隙を決めることである。言い換えれば、弁球 16 がある距離移動すると、ボールに作用するバネ力は容易に算出されて、この力は弁球 16 に作用する流体力の関数である反対方向の力を相殺する。弁球 16 に作用する流体力は、上流流体圧、軸方向位置、境界角、最小流路間隙 22 の関数なので、電算流体ダイナミック (CFD) 解析又は他の数値解析法により計算され得る。この解析では、流路間隙 22 が減少するとその力は増加し、流路間隙 22 が増加するとその力は減少する。このように、凹部 32 の形状または周縁形状は、圧力調節弁 10 が必要な圧力特性又は圧力応答を有するように、比較的正確に繰り返し演算で決められる。

#### 【 0 0 1 4 】

弁球が閉じられると、即ち、弁球 16 が弁座 20 に座すると、境界角 は好ましくは、約 5 ° と約 85 ° の間にあり、より詳しくは、35 ° と 75 ° の間である。非常に小さい境界角では、上流流体圧に曝される弁球 16 の面積は比較的小さく、その応答性に悪影響を与える。一方、最初の境界角が大きいと、閉塞するまたは弁球が弁座 20 に付着する傾向がある等の問題が生じる。又、非常に大きい境界角 で始めると、弁球 16 が移動する時に境界角 の増加量を低下させる。何故ならば、球形弁球の最大境界角は 90 ° であり、流体流の方向と垂直の弁球直径と一致するからである。即ち、90 ° の境界角 は弁球 16 の最大有効面積を形成する。

#### 【 0 0 1 5 】

図 4 ~ 7 に示す実施例では、境界角 は約 65 ° の法線角から図 5 に示す約 68 ° まで増加し、弁球 16 は、弁座 20 上の閉鎖位値から移動して弁座 20 から離れる。図 6 では、弁球 16 は、図 5 よりも更に弁座 20 から離れて、境界角 は約 74 ° である。最終的に、図 7 に示すように、弁球 16 が更に弁座 20 から離れて、境界角 は約 85 ° の法線角である。これらの代表的角度は、現在好適な実施例を説明するものであり、この発明を

10

20

30

40

50

限定することを意図していない。

#### 【0016】

円錐台部28はより安定した境界角を提供し、弁球16が弁座20に座している時に、特に、プラスチックを膨張させる液体燃料内に漬けられるプラスチック弁体の使用による生じる弁胴12内の変化の影響を最小にする。境界角は、直線的傾斜面の円錐台部28内では一定なので、この領域における弁ボア直径の変化は、弁球16を異なった軸方向位置で円錐台部28に係合させるが、境界角を変えない。従って、その変化は、上流流体により作用する弁球16の有効面積を変えない。このように、圧力調節弁10の“開口”又は最初の開口圧は、ハウジングのその形状には影響を受けない。

#### 【0017】

要すれば、弁ボア14は円錐台部28を設けずに形成しても良い。弁ボア14は、前述の実施例の凹部32について説明したように、非直線的又は非均一傾斜角にされ得る。その非均一傾斜は、軸方向距離増分に対する弁ボア14の直径の変化率を変える。置換例として、図8に示すように、弁胴12'は弁ボア14'を有し、弁ボア14'は、互いに異なった角度で配置された複数の直線傾斜区分40を有する。各区分40は各直線傾斜を有するが、弁ボア14は、その全長に渡って全体としては直線傾斜ではない。また、図8に示すように、境界線36は、弁球16に最も近い線形区分に概して垂直である。境界角は弁ボア14'の長手軸34と境界線36との間の角度である。

#### 【0018】

低粘度流体に使用する弁100を設計する一つの推奨する方法が、適した流路間隙102と、弁頭あるいは弁球の寸法が決定できるよう、以下に記述する。弁の上流と下流の静圧の差( $P$ )から、流路間隙内の流体の速度は、ベルヌーイの微分方程式：

$$P = 0.5 * (\text{密度}) * (\text{速度})^2$$

を用い、決定できる。例として、流体の粘度が0.75 Kg / リッターで、 $P$ が650 KPaのとき、速度は約41.7 m / secとなる。

#### 【0019】

流体速度、流路面積、流量は、連続方程式により関係付けられている：

$$(\text{体積流量}) = (\text{流路面積}) * (\text{速度})$$

最大流量が180リッター/時とすると、最大流路面積は、約1.2 mm<sup>2</sup>となる。この流路面積を考慮に入れて、弁球104の最適寸法が次式で決定できる：

$$(\text{弁球の直径}) = (\text{流路面積})^{0.5} * 3.$$

この例では、弁球の直径は、約3.28 mmとなる。もちろん、これはおよその弁球直径であり、必要あるいは要望により実際の弁球104は、より小さくあるいはより大きくできる。

#### 【0020】

最良の例が図10に示されるように、弁箱106の形状は、弁球104の寸法と関連して決定される。弁箱106は、弁座領域108と変動流路間隙102とを有する。上流側入口穴110の寸法は、弁球の直径の約70%から90%の間になるよう選択可能で、一つの例として、弁球の直径の約80%とする。弁座領域108は、図11に概略的に示すように、約25から30度の着座角度を有している。弁のより安定した性能は、より大きな入口穴110と、この入口穴110に導くより大きな半径112により実現される。より大きな入口穴110は、入口穴110に流入する流体と関連する圧力降下を少なくすることができる。さらに、バリや他の不均一（入口穴の円形を損なうような）は入口穴110での圧力降下に影響し、したがって、弁100の性能に影響を与える。

#### 【0021】

弁球104がその直径の約25%に相当する距離を弁座108から軸方向に移動すると、流路間隙102は、弁球の直径の5%より小さくなり、用途によっては、弁球の直径の約3.5%になる。この例の場合、弁球104が、その直径の約6%と15%に等しい距離を弁座108から軸方向に移動するとき、流路間隙はそれぞれ弁球の直径の2%および3%より小さくなり、この値は、他の弁の設計に良い参考として目標となる。ひとつの実

10

20

30

40

50

行として、弁球 104 がその直径の約 6.2% に等しい距離を弁座 108 から変位するとき、流路間隙は、弁球の直径の約 1.5% になり、弁球 104 がその直径の約 15.6% に等しい距離を弁座 108 から変位するとき、流路間隙は、弁球の直径の約 2.8% になる。弁球の直径の約 6.2%、15.6%、25% の弁球の軸方向の変位に対応するこれら 3 点を結ぶ曲線は、丸みをつけられた、あるいはアーク状の表面を形成する。このアーク状あるいは丸い形状は、弁座 108 であるいは近くで頭を切った形状である。このように設計された弁の検査において、弁を横切る圧力降下の結果が、弁球のどの特定の軸方向の変位で大き過ぎる場合、正味の流路間隙が、弁球の特定の軸方向の変位で減少している。

#### 【0022】

経験的なデータは、弁 100 を通る流量と弁座 108 に対する弁球 104 の軸方向の位置との関係を示している。弁 100 の上流の圧力は、弁球 104 と弁箱 106 との間の流路間隙 102 を流れる流体の速度を決定する。入口穴の寸法が減少すると、流路間隙の上流の弁球に加わる力が減少することを、CFD (計算流体力学) 分析が示している。弁球 104 と弁座 108 との間の流路間隙 102 内に低い静圧領域があり、その領域内を流れる高い流速が低い圧力の領域の原因であることを、CFD 分析が確認している。入口穴 110 の直径を大きくすると、低圧領域の寸法を減少させる。弁球 104 の有効変位を大きくするように弁座 108 の形状を変更することにより、低圧の領域を減少させることができる。上流の圧力の変更、および、あるいは、弁部品の形状の寸法変更が、初期に弁を開くのに必要な始動力に対する弁球への軸方向の力の比において、大きな効果を持たないことを、CFD 分析は示している。

#### 【0023】

弁座 108 の下流の面積は、少なくとも二つの仕方で弁の性能に影響する。第一に、上記のように設計された流れ (それは、弁球のより大きな軸方向の変位に対し流路間隙を制御する) での流量で、弁球 104 の軸方向の位置に影響を与える。第二に、流路間隙 102 を通り通過する流体の拡散に影響する。弁座 108 の下流の面積が増加すると (すなわち、半径方向に大きくなるとかテーパがついているとか)、弁の最大流量は、増加する。流路面積を増加させると、弁球の下流側の静圧を予測することが更に困難になる。流体が弁球 104 の下流側で拡散するとき、弁球 104 に加わる力は、弁座 108 から離れた弁球の軸方向の変位に対抗し、弁の不安定さの一因となる。

#### 【0024】

弁箱 106 のバネ案内領域 114 の寸法は、バネ 116 の直線性と、バネ 116 の頭の周りの流体の流れと関連する流体制限とに影響を及ぼす。直径が出口穴 118 より小さいバネガイド 114 が、検査され、良い結果を得ている。たとえば、検査した一つの弁において、出口穴 118 が約 4.55 mm で、バネガイド 114 が約 4.25 mm の直径である。もしバネガイド 114 が小さ過ぎると、弁は、高い流量において不連続な圧力降下を示す。

#### 【0025】

サイドスロット 120 は二つの機能：弁座 108 の下流の流路面積を増加することを可能とし、バネ 116 無しに、弁が組み立てられる可能性を減少させる。もし、サイドスロット 120 が使用されず、弁を含む燃料ポンプあるいは弁そのものが、バネ 116 無しに組み立てられたとするなら、弁球 104 は、バネ保持部 122 を密封し、弁が正確に機能する。

#### 【0026】

弁箱 106 の保持器領域 124 は、弁箱の軸と同軸で、保持器 122 の移動を回避するために十分な壁厚を有することが必要である。保持器 122 の移動は、たとえば、弁球 104 へのバネ力に影響を及ぼす。一つの弁の例では、保持器領域の直径が 4.55 mm + / - 0.05 mm で、少なくとも 2 mm の壁厚が好ましい。

#### 【0027】

出口穴 118 の設計により、弁を通る最大流量での最大圧力降下の制御、好ましくは、

10

20

30

40

50

最小化が可能である。もし、出口穴流路面積が小さすぎると、弁を横切る圧力降下は増加する。

【0028】

このような弁は、液体ポンプ、たとえば、燃料ポンプの出口の下流に使用することができる（たとえば、燃料ポンプの下流に、あるいは、燃料が圧力の下で排出される燃料ポンプのハウジングに取り付けられ）。図13の線130により示されるように、燃料ポンプ（自動車や他の車両の用途に共通に使用される電動モータ駆動ポンプのような）から排出される流体の流量は、流体の圧力が増加するに従って、減少する。逆に、線132により示されるように、流体の圧力が増加するに従って、弁を通る燃料流が増加する。この情報から、弁の適切な寸法、設計は、異なる圧力と流量で操作される広い範囲の燃料ポンプの

10

【0029】

更に、図14-16は、保持器を移動させ、それによりバネの圧縮を変えて、バネ力を変更することにより、いくつかの異なる圧力で作動する弁の設計のCFD分析図を示す。図14に示すように、弁箱の端部から基準深さ3.5mmに設定された保持器を有した弁は、約20リッター/時から約80リッター/時の流量の範囲に亘って、約150-170Kpaの圧力で作動した。図15に示すように、深さ約7mmに設定された保持器を有した弁は、約40リッター/時から200リッター/時以上の流量の範囲に亘って、約650Kpaの圧力で作動した。これらの実施例において、この弁は、約650Kpaの圧力用に設計され、広い範囲の流量に亘りほぼ直線のカーブを示している。図16に示すように、約8.5mmの深さに設定された保持器を有する弁は、約40リッター/時から200リッター/時以上の流量の範囲に亘って、約850と900Kpaの間の圧力で作動した。従って、流量と圧力の要求に応じる広い範囲の用途に、単一の弁の設計で使用可能となる。

20

【0030】

無論、更に他の変化例・配置はこの分野の技術者には可能であることは明らかである。この発明の現在好適な実施例の記載は、説明のためであり発明を限定するものではない。幾つかの置換構成・配置を開示したが、この技術の通常の技術者が、請求項に記載したこの発明に範囲に入る他の構成・配置が可能なのは明らかである。例えば、弁頭は球形に図示しているが、これに限定されず、弁頭はその弁の用途又は使用に応じて他の形状又は配

30

【図面の簡単な説明】

【0031】

【図1】本発明の現在好適な実施例である圧力調節弁の端面図である。

【図2】図1の線2-2に概して沿って見た断面図である。

【図3】図1の線3-3に概して沿って見た断面図である。

【図4】圧力調節弁の他の実施例の部分断面図であり、弁座上に閉位置にある弁球を図示している。

【図5】図4と同様な部分断面図であり、その弁は弁座から第1距離移動している。

【図6】図4と同様な部分断面図であり、その弁は弁座から第2距離移動している。

40

【図7】図4と同様な部分断面図であり、その弁は弁座から第3距離移動している。

【図8】本発明の現在好適な他の実施例による圧力調節弁の部分断面図である。

【図9】一例として圧力調節弁の圧力曲線を示すグラフである。

【図10】他の実施例の弁箱の断面図である。

【図11】図10に示す弁の部分の部分断面図である。

【図12】図10に示す弁箱の出口穴と開口の端面図である。

【図13】燃料ポンプと弁の性能の相関を示す流量対圧力のグラフである。

【図14】弁頭に第一のバネ力を与える第一の位置に弁保持器を有する弁の流量対圧力のグラフである。

【図15】弁頭に第二のバネ力を与える第二の位置に弁保持器を有する弁の流量対圧力の

50

グラフである。

【図 16】弁頭に第三のパネ力を与える第三の位置に弁保持器を有する弁の流量対圧力のグラフである。

【符号の説明】

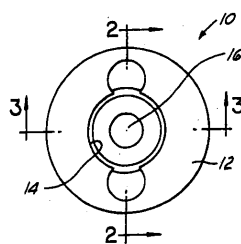
【 0 0 3 2 】

- |           |        |
|-----------|--------|
| 1 0、1 0 0 | 圧力調節弁  |
| 1 2       | 弁胴     |
| 1 4       | 弁ボア    |
| 1 6、1 0 4 | 弁球     |
| 1 8、1 1 6 | スプリング  |
| 2 0、1 0 8 | 弁座     |
| 2 2、1 0 2 | 流路間隙   |
| 2 4       | スプリング座 |
| 2 6       | 開口     |
| 2 8       | 円錐台部   |
| 3 0       | 転移点    |
| 3 2       | 凹部     |
| 3 4       | 長手軸    |
| 3 6       | 境界線    |
| 3 8       | 線      |
| 1 1 0     | 入口穴    |
|           | 境界角    |

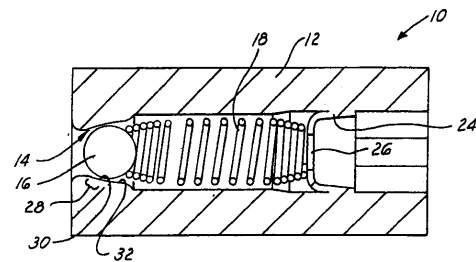
10

20

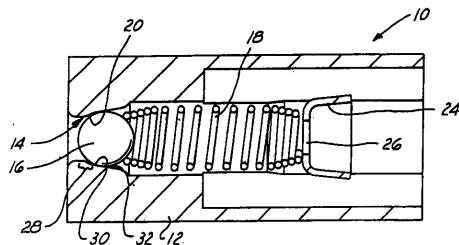
【図 1】



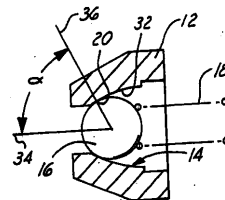
【図 3】



【図 2】

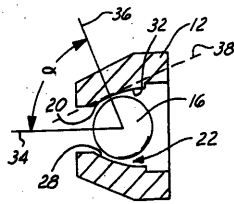


【図 4】

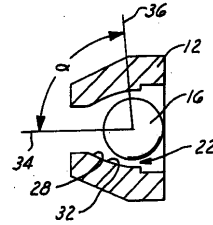




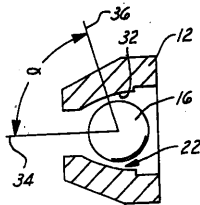
【図 5】



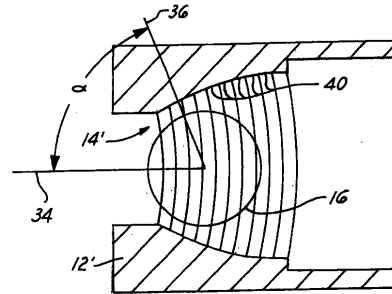
【図 7】



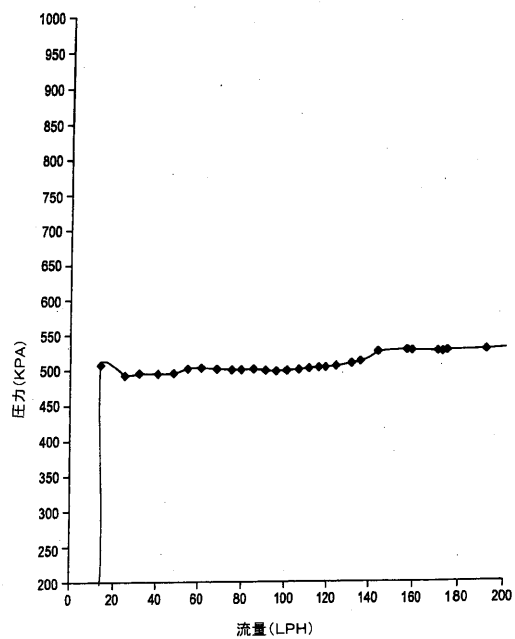
【図 6】



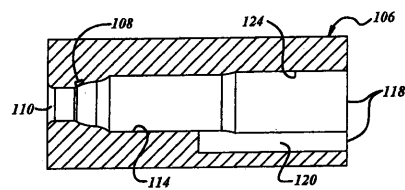
【図 8】



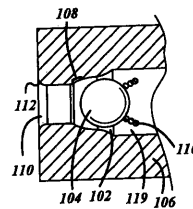
【図 9】



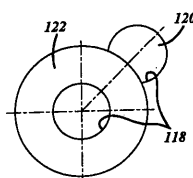
【図 10】



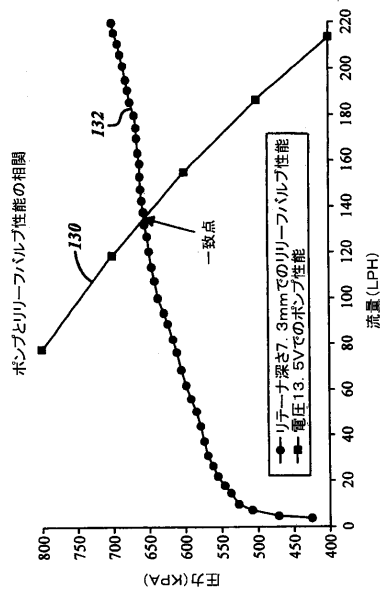
【図 11】



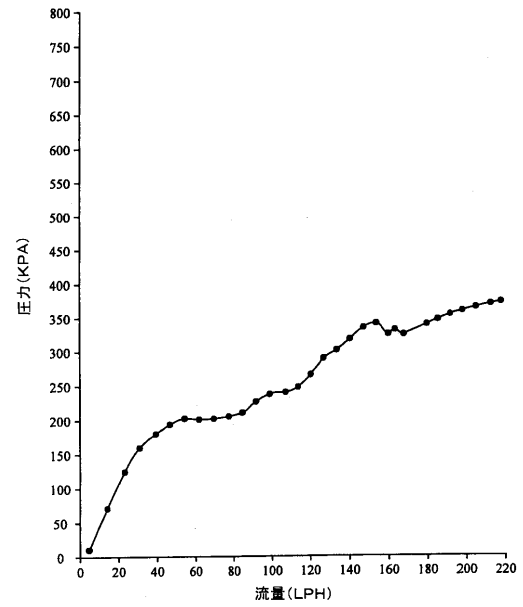
【図 12】



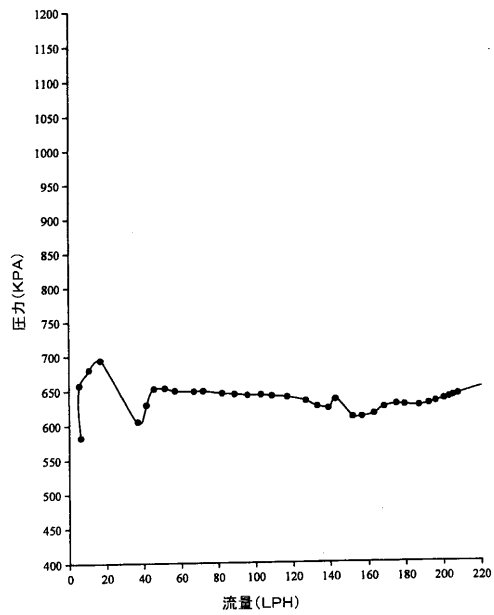
【図 13】



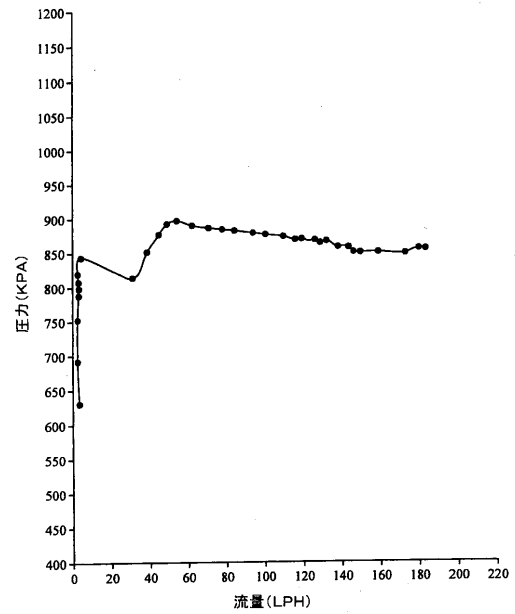
【図 14】



【図 15】



【図 16】



---

フロントページの続き

(72)発明者 エドワード ジェイ タラスキー  
アメリカ合衆国 ミシガン 48723、カロ、イー・アクロン ロード 2301

審査官 関 義彦

(56)参考文献 特開平7-293386(JP,A)  
特開2005-42919(JP,A)  
特開2002-21750(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
F16K 15-17