

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4029076号
(P4029076)

(45) 発行日 平成20年1月9日(2008.1.9)

(24) 登録日 平成19年10月19日(2007.10.19)

(51) Int.C1.

F 1

F 16K 1/00 (2006.01)
F 16K 31/122 (2006.01)F 16K 1/00
F 16K 31/122

E

請求項の数 2 (全 10 頁)

(21) 出願番号 特願2004-84857 (P2004-84857)
 (22) 出願日 平成16年3月23日 (2004.3.23)
 (65) 公開番号 特開2005-273708 (P2005-273708A)
 (43) 公開日 平成17年10月6日 (2005.10.6)
 審査請求日 平成18年3月6日 (2006.3.6)
 審判番号 不服2007-8100 (P2007-8100/J1)
 審判請求日 平成19年3月20日 (2007.3.20)

早期審査対象出願

(73) 特許権者 000106760
 シーケーディ株式会社
 愛知県小牧市応時二丁目250番地
 (74) 代理人 110000291
 特許業務法人コスマス特許事務所
 (72) 発明者 今枝 博秀
 愛知県小牧市応時二丁目250番地 シー
 ケーディ株式会社内
 (72) 発明者 佐藤 克己
 愛知県小牧市応時二丁目250番地 シー
 ケーディ株式会社内
 (72) 発明者 水野 純一
 愛知県小牧市応時二丁目250番地 シー
 ケーディ株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】流体制御弁

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

工作機械の切削油を供給するためのものであって、入力ポートと出力ポートの中心線がほぼ一直線であり、入力ポートに連通し前記入力ポートの流路方向と垂直な弁孔が形成された弁座部材を保持する隔壁と、前記弁体周囲に環状空間として形成され出力ポートと連通する出力ポート連通部とが設けられた弁本体を有する流体制御弁において、

前記入力ポートの流体供給口から前記弁孔の入力ポート側端面までの流路が、略円筒形状に形成され、

前記隔壁の高さが、前記出力ポートを塞ぐ高さ以上あること、

前記弁孔の出力ポート連通部側の前記弁座部材端面における前記弁孔の断面積をS1とし、

前記出力ポート連通部のうち、前記弁座部材端面の延長面における前記弁座部材外周より外側の前記環状空間部分の面積と、前記出力ポート中心断面上で切断した部分の断面積とを加算した値をS2としたときに、

S1 : S2 = 1 : (3 ~ 4) が成立することを特徴とする弁本体を有する流体制御弁。

【請求項 2】

請求項1の流体制御弁において、

前記端面における前記弁孔の断面の外周は円に形成され、

前記端面における前記出力ポート連通部の断面は、前記外周と同心円の環状に形成された第1部分と、

前記第1部分の外周の所定の位置における接線により前記出力ポートの流路内壁の端部と直線で繋がるように外周が形成された第2部分とから形成されることを特徴とする流体制御弁。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、圧力損失低減構造を有する流体制御弁に関するものである。

【背景技術】

【0002】

工作機械等にて切削加工を行う際に使用される切削液の供給を制御する流体制御弁として、例えば図6に示すような特許文献1における流体制御弁101が使用されている。以下、この特許文献1における流体制御弁101について説明する。

【0003】

流体制御弁101は、パイロット機構と弁機構から構成されるものであり、弁機構には、制御対象の流路が設けられた弁本体111が構成されている。弁本体111は、図6に示すように入口ポート121、弁孔122、出口ポート連通部123、出口ポート124、弁座125が設けられている。また、図6に示すように弁孔122が入口ポート121の内径内に位置するため、入口ポート121から供給された流体の一部を弁孔122に誘導する必要があるので、流路壁126が設けられている。

【0004】

以上のような構成を有する流体制御弁101は、パイロット機構の作用により流体制御弁101が開弁状態のときには、特許文献1に具体的な記載はないが、入口ポート121から供給された流体は、流路壁126に当たってあるいは直接に、弁孔122及び出口ポート連通部123を経由して、出口ポート124へ流れるものと考えられる。

【0005】

そして、特許文献1には具体的な記載はないが、図6のA-A断面において、一般的な流体制御弁を参考にすれば、弁本体111は、ほぼ図7に示すような形状を有していると考えられる。図7に示すように、出口ポート連通部123は、円形に形成された弁孔122の外周と同心円の環状形状に形成された第1部分123aとその他の第2部分123bとにより、弁孔122に対し弁座125を介して構成される。出口ポート連通部123の外周には流路壁128が形成されている。

【特許文献1】実公平6-36374（[実施例]等、第1図）

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

特許文献1には、弁孔122の流路面積と出口ポート連通部123の流路面積の関係については何も記載がされていない。

そこで、一般的な流体制御弁の弁本体を参考にすれば、弁本体111は図8に示すように、弁孔122の断面積S01および出口ポート連通部123の断面積S02が、ほぼS01:S02=1:(1~2)で表されるように形成されているものと考えられる。

また、出口ポート連通部123の外周は、通常出口ポート124付近では図7の領域に示すように凸部が形成されているものと考えられる。

【0007】

そこで、入口ポート121から弁孔122を経由して出口ポート連通部123に切削液を供給すれば、弁孔122から流出した切削液は出口ポート連通部123内において、図9に示すように出口ポート124に近づくにつれて徐々に流量が大きくなり、弁孔122から出口ポート連通部123内の全体に均等に流れずに直接出口ポート124へ流れようとする。ここで、図9では矢印の太さが流量の大きさを表している。

このような流れになるのは、弁孔122の断面積S01および出口ポート連通部123の断面積S02が、ほぼS01:S02=1:(1~2)で表されるように形成されてい

10

20

30

40

50

ること、および出口ポート124付近に図9の領域に示すように凸部が形成されていることによるものと考えられる。

【0008】

つまり、図9に示すように特に出口ポート連通部123の第1部分123aは流路壁128に阻まれその断面積が小さく、また領域には凸部が存在するので、これらの部分では切削液が滞留しやすい。その一方で、弁孔122から直接出口ポート124へ向かう部分の開口部が広いため切削液の流速が大きくなり流れやすくなる。

流体の性質から、流速が大きく流れやすい部分が存在すればその部分に集中して流れやすくなるので、弁孔122の外周全体に分散して出口ポート連通部123内へ供給された切削液の一部が出口ポート124へ流れ込むことができなくなる。従って、弁孔122から出口ポート連通部123へ供給する切削液全体の供給効率のバランスが悪くなり、結果として弁孔122から供給される切削液の流量が減少して切削液の圧力が低下してしまう。

【0009】

さらに図6から分かるように、入口ポート121から供給された流体の一部は、流路壁126に当たって弁孔122へ流れるため、流路壁126に当たった際に流体圧が損失してしまう。

【0010】

以上のことから、結果として弁孔122からの流量が減少して切削液の圧力が低下し、切削液が出口ポート124を経由して工作機械の排出ノズル(不図示)に達した時には、切粉を排除するために必要な流量を確保することができない。そこで、必要な流量を確保するために、ポンプ(不図示)の出力を上げる必要があり、多大なエネルギーを費やし、省エネ対策に反する事態を生じさせる原因となる。

【0011】

そこで本発明は以上の課題を解決するために、流体圧の損失を低減させる流体制御弁の構造を実現させることにより少量のエネルギーで必要な流量を確保し省エネルギー対策に貢献し、かつ流体制御弁のコンパクト化による製造ラインの省スペース化にも貢献する流体制御弁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】

【0012】

前記目的を達成するために請求項1に係る流体制御弁では、工作機械の切削油を供給するためのものであって、入力ポートと出力ポートの中心線がほぼ一直線であり、入力ポートに連通し前記入力ポートの流路方向と垂直な弁孔が形成された弁座部材を保持する隔壁と、前記弁体周りに環状空間として形成され出力ポートと連通する出力ポート連通部とが設けられた弁本体を有する流体制御弁において、入力ポートの流体供給口から前記弁孔の入力ポート側端面までの流路が、略円筒形状に形成され、隔壁の高さが、前記出力ポートを塞ぐ高さ以上あること、弁穴の出力ポート連通部側の前記弁座部材端面における弁孔の断面積をS1とし、出力ポート連通部のうち、前記出力ポート中心断面上で切断した部分の断面積とを加算した値をS2としたときに、S1:S2=1:(3~4)が成立することを特徴とする。

【0013】

前記目的を達成するために請求項2に係る流体制御弁では、請求項1の流体制御弁において、端面における弁孔の断面の外周は円に形成され、端面における出力ポート連通部の断面は、外周と同心円の環状に形成された第1部分と、第1部分の外周の所定の位置における接線により出力ポートの流路内壁の端部と直線で繋がるように外周が形成された第2部分とから形成されることを特徴とする。

【発明の効果】

【0015】

本発明は、入力ポートに連通し入力ポートの流路方向と垂直に形成された弁孔と出力ポート連通部とが設けられた弁本体を有する流体制御弁において、弁孔の出力ポート連通部

10

20

30

40

50

側の端面における弁孔の断面積を S_1 とし出力ポート連通部の断面積を S_2 としたときに、 $S_1 : S_2 = 1 : (3 \sim 4)$ が成立するので、出力ポート連通部の外周に形成される流路壁に阻まれず、出力ポート連通部の断面積が広がり、流速は出力ポート連通部の断面内にわたりほぼ均等になり、弁孔から流出した切削液は出力ポート連通部の断面内にわたりほぼ均等に流れやすくなり、弁孔から供給された切削液は滞留することなく出力ポートへ流れで高い C_v 値が得られ、工作機械の排出ノズルに達した時にも切粉を排除するために必要な流量を確保することができ省エネ対策にも貢献し、かつ流体制御弁のコンパクト化による製造ラインの省スペース化にも貢献することができる。

【0016】

本発明は、さらに、弁孔の出力ポート連通部側の端面における弁孔の断面の外周は円に形成され、かかる端面における出力ポート連通部の断面は、外周と同心円の環状に形成された第1部分と、第1部分の外周の所定の位置における接線により出力ポートの流路内壁の端部と直線で繋がるように外周が形成された第2部分とから形成されるので、弁孔から供給された切削液はより確実に滞留することなく出力ポートへ流れで高い C_v 値が得られ、工作機械の排出ノズルに達した時にも切粉を排除するために必要な流量をより確実に確保することができ、省エネ対策にも貢献することができる。

【0017】

本発明は、さらに、入力ポートの流体供給口から弁孔の入力ポート側端面までの流路が、略円筒形状に形成されるので、入力ポートから供給された全ての流体は直接弁孔へ流れ、流体圧は損失せず、工作機械の排出ノズルに達した時に切粉を排除するために必要な流量をより確実に確保することができ、省エネ対策にも貢献することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0018】

以下、本発明の流体制御弁について実施例を図1から図5に基づき説明する。

【0019】

ここでは、本発明の流体制御弁1の構成について説明する。

図1に示すように、流体制御弁1は、パイロット機構と弁機構から構成されるものである。弁機構には、弁本体11が構成されている。本発明は、この弁本体11の構造に特徴を有するものであるので、以下弁本体11について説明する。

【0020】

弁本体11は、入力ポート21、弁孔22、出力ポート連通部23、出力ポート24、弁座25により構成されている。入力ポート21の流体供給口21aと弁孔22の入力ポート21側端面との間には、流路27が形成されている。流路27は略円筒形状に形成され、特許文献1の流路壁126のようなものは存在しない。図1のA-A断面を図2から図4に示す。

【0021】

図3に示すように、弁孔22の断面積 S_1 と出力ポート連通部23の断面積 S_2 は、 $S_1 : S_2 = 1 : (3 \sim 4)$ で表すことができるよう形成され、前記した特許文献1の場合に比べ、弁孔22の断面積 S_1 に対し出力ポート連通部23の断面積 S_2 は十分な大きさに形成されている。出力ポート連通部23の断面は、円形に形成された弁孔22の外周と同心円に環状形状に形成された第1部分23aとその他の第2部分23bとにより、弁孔22に対し弁座25を介して構成されている。出力ポート連通部23の外周を形成する流路壁28のうち第2部分23bにかかる流路壁28は、第1部分23aの流路壁28の所定の位置における接線により、出力ポート24の流路内壁の端部と直線で繋がっている。

【0022】

以上の構成を有する流体制御弁1の作用について説明する。

出力ポート連通部23の第1部分23aの断面積は流路壁28に阻まれることなく第2部分23bとほぼ同等の大きさを有するため、入力ポート21から弁孔22を介して出力ポート連通部23に流体を供給しようとすれば、流速は第1部分23a内および第2部分

10

20

30

40

50

23b内にわたりほぼ均等になる。従って、弁孔22から流出した切削液は、図4に示すように出力ポート連通部23の第1部分23aおよび第2部分23bにわたりほぼ均等に流れる。ここで、図4では矢印の太さが流量の大きさを示している。

また、出力ポート連通部23の外周を形成する流路壁28のうち第2部分23bにかかる流路壁28は、第1部分23aの流路壁28の所定の位置における接線により、出力ポート24の流路内壁の端部と直線で繋がっているので、出力ポート連通部23内の流体が滞留することなく出力ポート24へ流れる。

【0023】

さらに図1から分かるように、流路27は略円筒形状に形成され、特許文献1の流路壁126のようなものは存在しないので、入力ポート21から供給された全ての流体は直接弁孔22へ流れ、流体圧は損失しない。10

【0024】

以上のことから、弁孔22から出力ポート連通部23へ供給される切削液全体の供給効率のバランスが良くなり、弁孔22から供給される切削液の流量が維持されて図5に示すように前記の従来技術に比べて高いCv値が得られる。そのため、入力ポート21における切削液の圧力に対して出力ポート24における切削液の圧力の低下が抑制されることがわかる。従って、切削液が出力ポート24を経由して工作機械の排出ノズル(不図示)に達した時にも、切粉を排除するために必要な流量を確保することができる。

【0025】

また、前記したように弁孔22の断面積S1に対する出力ポート連通部23の断面積S2の比率を大きくすれば、弁孔22から出力ポート連通部23へ供給される切削液全体の供給効率のバランスが良くなるので、図5に示すようにCv値は大きくなる。しかし、前記の比率を4より大きな値とすることは弁本体が大型になり流体制御弁のコンパクト化が図れない。その一方、前記の比率を3以上とすることにより、図5に示す例において従来技術のCv値(11~13.5)に対して約10%以上も高いCv値(14.8~)を得ることができる。これは、従来技術においては弁本体の弁孔と出力ポートへの接続部分(本発明における出力ポート連通部)との断面積の比を視点において弁本体を構成させることにより高いCv値を得る手法が存在しなかったことを考えると、本発明は従来の技術水準からは当業者が予測できたものとはいえない有利な効果を有することを示している。20

そこで、弁孔の出力ポート連通部側の端面における弁孔の断面積をS1とし出力ポート連通部の断面積をS2としたときに、S1:S2=1:(3~4)と構成させることにより、弁孔22から出力ポート連通部23へ供給される切削液全体の供給効率のバランスを得つつ流体制御弁のコンパクト化が図れる効果が得られる。30

【0026】

以上のことから、入力ポート21における切削液の圧力に対して出力ポート24における切削液の圧力の低下が抑制される。従って、切削液が出力ポート24を経由して工作機械の排出ノズル(不図示)に達した時にも、切粉を排除するために必要な流量を確保することができる。

【0027】

以上のような構成及び作用を有する流体制御弁1により、以下の効果が得られる。40

流体制御弁1は、弁孔22の出力ポート連通部23側の端面における弁孔22の断面積をS1とし出力ポート連通部23の断面積をS2としたときに、S1:S2=1:(3~4)が成立することを特徴とする弁本体11を有するので、工作機械の排出ノズル(不図示)から排出される切削液について、切粉を排除するために必要な流量を確保することができ、かつ流体制御弁1のコンパクト化が図れる。

従って、工作機械等にて切削加工を行う際に多大なエネルギーを費やすことを要せず、省エネ対策に貢献することができ、かつ流体制御弁を構成する製造ラインの省スペース化にも貢献できる。

【0028】

流体制御弁1は、図1のA-A断面における弁孔22の断面の外周は円に形成され、か50

つ出力ポート連通部23の断面は弁孔22の断面の外周と同心円の環状に形成された第1部分23aと、第1部分23aの外周の所定の位置における接線により出力ポート24の流路内壁の端部24aと直線で繋がるように外周が形成された第2部分23aとから形成されているので、工作機械の排出ノズル(不図示)から排出される切削液について、切粉を排除するために必要な流量をより確実に確保することができる。

従って、工作機械等にて切削加工を行う際に多大なエネルギーを費やすことを要せず、より多大に省エネ対策に貢献することができる。

【0029】

流体制御弁1は、入力ポート21の流体供給口21aから弁孔22の入力ポート21側端面までの流路27が、略円筒形状に形成されるので、入力ポート21から供給された全ての流体は直接弁孔22へ流れ、流体圧は損失せず、工作機械の排出ノズルに達した時に切粉を排除するために必要な流量をより確実に確保することができ、省エネ対策にも貢献することができる。

【0030】

なお、本発明の流体制御弁は、前記実施例に限定されるわけではなく、その趣旨を逸脱しない範囲で油圧制御弁や空気圧制御弁などにも対応可能である。

【図面の簡単な説明】

【0031】

【図1】本発明の流体制御弁の断面図である。

【図2】本発明の流体制御弁の弁本体の構造を示す断面図である(図1のA-A断面)。

【図3】本発明の流体制御弁の弁本体の断面積S1、S2を示す断面図である(図1のA-A断面)。

【図4】本発明の流体制御弁の弁本体の流量分布を示す断面図である(図1のA-A断面)。

【図5】流路面積比とCv値の関係を示すグラフである。

【図6】特許文献1における流体制御弁の断面図である。

【図7】一般的な流体制御弁の弁本体の構造を示す断面図である(図6のA-A断面)。

【図8】一般的な流体制御弁の弁本体の断面積S01、S02を示す断面図である(図6のA-A断面)。

【図9】一般的な流体制御弁の弁本体の流量分布を示す断面図である(図6のA-A断面)。

【符号の説明】

【0032】

1 流体制御弁

11 弁本体

21 入力ポート

22 弁孔

23 出力ポート連通部

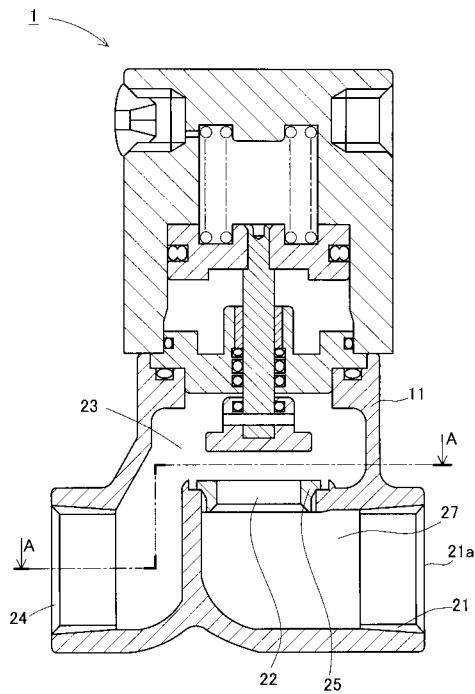
24 出力ポート

10

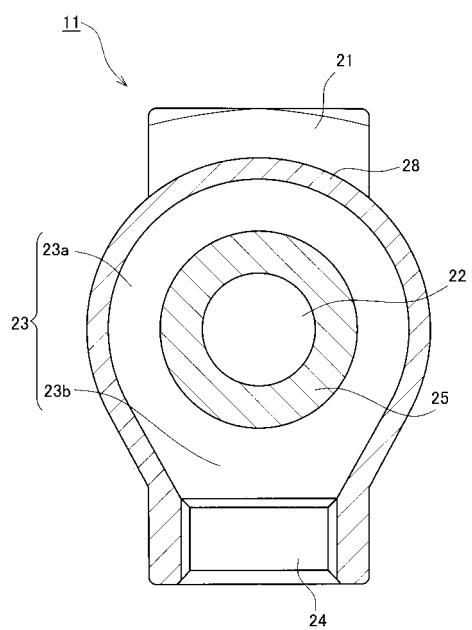
20

30

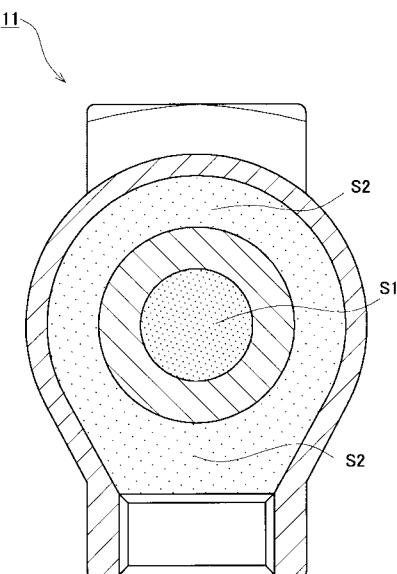
【図1】



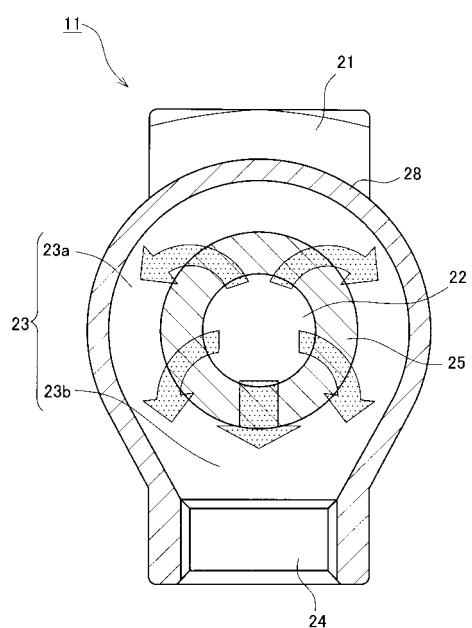
【図2】



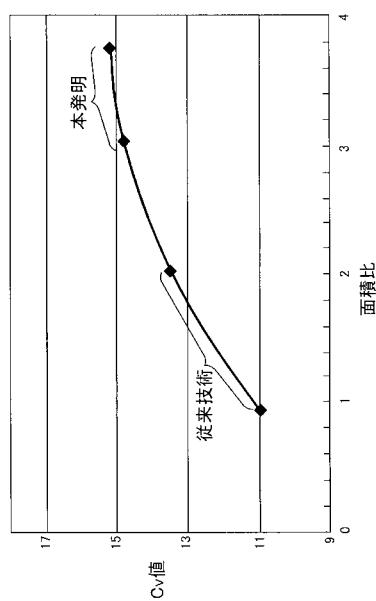
【図3】



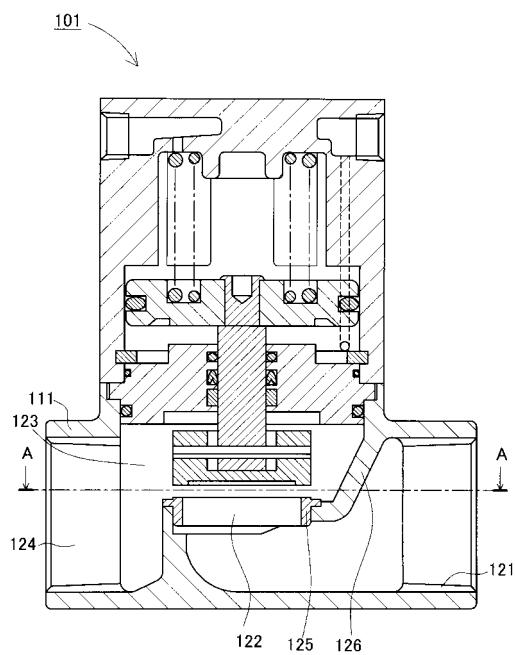
【図4】



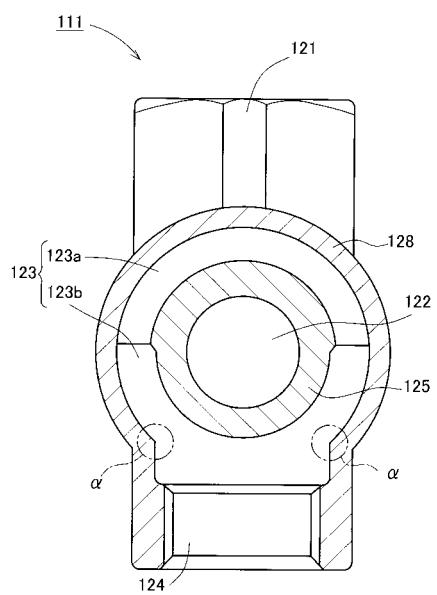
【図5】



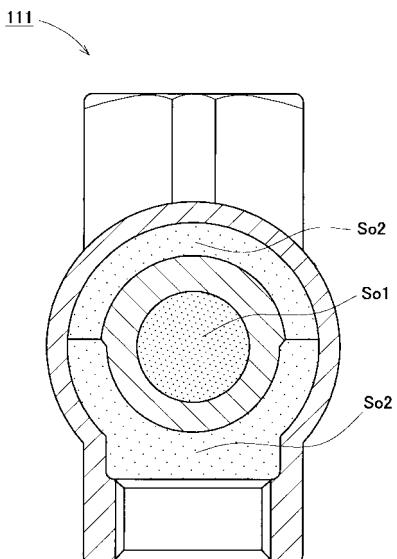
【図6】



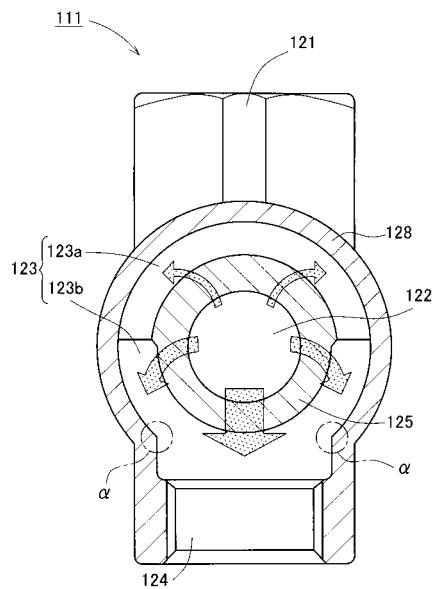
【図7】



【図8】



【図9】



フロントページの続き

合議体

審判長 田良島 潔

審判官 丸山 英行

審判官 谷口 耕之助

(56)参考文献 特開平6 - 272770 (JP, A)

実開平5 - 86076 (JP, U)

特開平7 - 317921 (JP, A)

特開2002 - 188732 (JP, A)

特開平2 - 309067 (JP, A)

特開昭55 - 129665 (JP, A)

特開2002 - 310316 (JP, A)

特開平11 - 37327 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16K 1/00

F16K 31/122