

(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2005-291201

(P2005-291201A)

(43) 公開日 平成17年10月20日(2005.10.20)

(51) Int.Cl.⁷

F02C 7/232
F01D 25/00
F02C 7/22
// F16K 1/12
F16K 1/38

F I

F02C 7/232
F01D 25/00
F02C 7/22
F16K 1/12
F16K 1/38

テーマコード (参考)

2F030
3H052
3H066

審査請求 未請求 請求項の数 44 O L 外国語出願 (全 35 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2005-62534 (P2005-62534)
(22) 出願日 平成17年3月7日(2005.3.7)
(31) 優先権主張番号 10/796,811
(32) 優先日 平成16年3月9日(2004.3.9)
(33) 優先権主張国 米国 (US)

(71) 出願人 503400008
ウッドワード・ガバナー・カンパニー
Woodward Governor Company
アメリカ合衆国 コロラド州 80525
、フォート コリンズ、ビー. オー. ボ
ックス 1519、イー. ドレイク ロ
ード 1000
1000 E. Drake Road,
P. O. Box 1519, For
t Collins, Colorado
80525, United Stat
es of America

(74) 代理人 100097320
弁理士 宮川 貞二

最終頁に続く

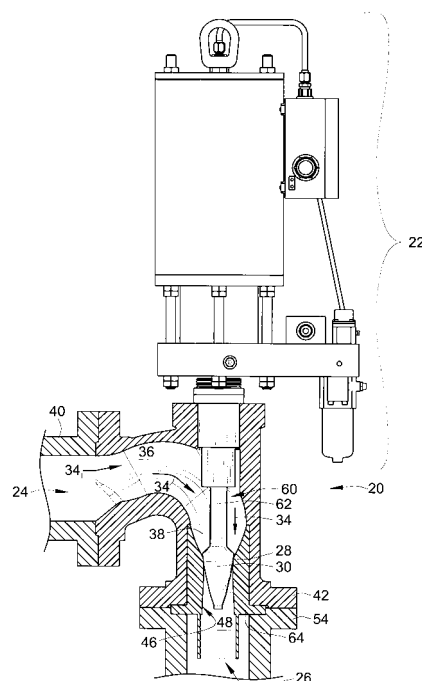
(54) 【発明の名称】 高リカバリ音速ガス弁

(57) 【要約】

【課題】従来設計の場合より低い圧力比で音速流れを達成するガス弁を提供すること。

【解決手段】入口流れが横向きで、出口流れに直交して入ってくる高リカバリ音速ガス弁が提供される。この構成は、ノズルおよびディフューザの軸に直交して入ってくる入口流れの影響を打ち消す。入口通路は、流れがノズルおよびディフューザの中心線に沿って入るように湾曲している。このノズルは輪郭成形され、上流の流れの障害を提供する。ディフューザは、その面積勾配が、ノズルスロットにおける小さな正の値から、最大値を経て、最終的にノズル出口の手前でほぼゼロへ大きく落ち込むまで変化するように、輪郭成形される。ディフューザはほぼ円筒形であり、弁の出口フランジを越えて延在して、隣接する配管内へ突出してもよい。

【選択図】 図 2



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

入口通路を有する入口と；

前記入口通路に流体連通するノズル領域であって、ノズルスロットと、前記ノズルスロット上流に細まり形状絞りとを有する前記ノズル領域と；

前記ノズルスロットに流体連通する出口とを備える；

制御弁本体。

【請求項 2】

前記出口はディフューザを有し、前記ディフューザはその面積勾配が、前記ノズルスロット近傍の初めの開始位置から最大値まで増加し、前記出口の境界でゼロまで下がる、
請求項 1 の弁本体。

10

【請求項 3】

前記初めの開始位置の内径は、前記ノズルスロットの内径より小さく、前記初めの開始位置は前記ノズルスロットの下流にある、
請求項 1 の弁本体。

【請求項 4】

前記出口は出口フランジを有し、そして前記ディフューザは前記出口フランジを越えて延在する、
請求項 2 の弁本体。

【請求項 5】

前記細まり形状絞りは、その面積勾配がほぼゼロで始まり、前記ノズルスロットへ近づくにつれて負の勾配が増加するように成形される、
請求項 1 の弁本体。

20

【請求項 6】

前記入口通路が湾曲流路を有する、
請求項 1 の弁本体。

【請求項 7】

前記入口通路の断面は、流れ方向に直交して計測される曲率半径が、流れ方向に平行して計測される大きい方の曲率半径を持つ流路の側より、流れ方向に平行して計測される小さい方の曲率半径を持つ流路の側の方が小さくなるように成形される、
請求項 6 の弁本体。

30

【請求項 8】

前記入口通路の断面は略楕円形状である、
請求項 6 の弁本体。

【請求項 9】

前記入口は、断面積を有する入口側配管へ接続するようになされ、そして

前記入口通路の、前記入口に隣接する位置での断面積は、前記入口側配管の断面積未満である、
請求項 1 の弁本体。

【請求項 10】

前記入口通路は、前記入口に隣接する位置の流路が前記出口の出口フランジからできるだけ離れるようにして、前記流路が入口側配管に対して偏心するように、前記入口側配管に隣接して始まる、
請求項 9 の弁本体。

40

【請求項 11】

更に、締切り位置と閉位置との間を移動できるようになされた弁ニードルを備え、弁ニードルは、テーパが始まって弁本体の流れ対ストローク特性をもたらす軸位置の上流にほぼ円筒形の領域を有する；
請求項 1 の弁本体。

【請求項 12】

50

前記ほぼ円筒形の領域は、１未満および略１のいずれか一方の長さ対直径比を有する、請求項１１の弁本体。

【請求項１３】

前記弁ニードルは、前記弁ニードルの外形部に円錐形段差および球形段差のいずれか一方を有し、前記円錐形段差および球形段差の前記いずれか一方は前記ノズルスロットに接触して弁の全閉位置での気体流れの気密遮断を提供するようになされている、請求項１１の弁本体。

【請求項１４】

前記弁ニードルは弁システムを有し、

前記弁システムの直径は、前記ほぼ円筒形領域の上流の位置での前記ほぼ円筒形領域の直径より小さい、請求項１１の弁本体。

【請求項１５】

更に、小径の前記弁システムと前記ほぼ円筒形領域との間にテーパ付移行部を備える、請求項１４の弁本体。

【請求項１６】

更に、機械加工間の不一致を許容するための外向段差を前記細まり形状絞り内に備える、請求項１の弁本体。

【請求項１７】

入口通路を有する入口と；

前記入口通路に流体連通するノズル領域であって、ノズルスロットを有するノズル領域と；

前記ノズルスロットに流体連通する出口と；

前記ノズルスロットに接触している閉位置と、前記ノズルスロットから離間している開位置との間を移動できるようになされた弁ニードルであって、弁ニードルは、テーパが始まって弁本体の流れ対ストローク特性をもたらす軸位置の上流にほぼ円筒形領域を有する弁ニードルとを備える；弁。

【請求項１８】

前記ほぼ円筒形領域は、１未満および略１のいずれか一方の長さ対直径比を有する、請求項１７の弁。

【請求項１９】

前記燃料入口が前記燃料出口に直交する、請求項１７の弁。

【請求項２０】

前記入口通路は湾曲し、よって入口流れをより一様な態様でノズルへ向けて強制する、請求項１９の弁。

【請求項２１】

前記湾曲流路および細まり形状絞りは、流れが前記入口通路に沿って分離するのを阻止するようになされ、そして前記ノズルにおいて相対的に厚い境界層を提供するようになされている、請求項２０の弁。

【請求項２２】

更に、前記ノズルスロットの上流に細まり形状絞りを備え、前記細まり形状絞りは、その面積勾配が僅かに負で始まり、前記ノズルスロットへ近づくにつれて負の勾配が増加するように成形される、請求項１７の弁。

【請求項２３】

前記面積勾配は、前記面積勾配が、前記細まり形状絞りは初めに内向きに湾曲してから

次に外向きに湾曲するような方法で成形される、
請求項 22 の弁。

【請求項 24】

前記弁ニードルは、前記弁ニードルの外形部に円錐形段差および球形段差のいずれか一方を有し、前記円錐形段差および球形段差の前記いずれか一方は、前期弁ニードルが全閉位置にある時に気密遮断を提供するように、前記ノズルスロットに接触するようになされる、

請求項 17 の弁本体。

【請求項 25】

前記弁ニードルは弁システムを有し、前記弁システムの傍らを通して前記入口通路とは反対側に至る流れの渦度を最小化するように前記弁システムの直径は前記ほぼ円筒形領域の直径より小さい、

請求項 17 の弁本体。

【請求項 26】

更に、前記小径の弁システムと前記ほぼ円筒形領域との間にテーパ付移行部を備える、
請求項 25 の弁本体。

【請求項 27】

入口側配管に接続するようになされた入口であって、前記入口は、断面積が前記入口側配管の断面積より小さな湾曲入口通路を有する前記入口と；

前記入口通路に流体連通し、ノズルスロットを有するノズル領域と；

前記ノズルスロットに流体連通する出口と；

前記ノズルスロットに接触している閉位置と、前記ノズルスロットから離間している開位置との間を移動できるようになされた弁ニードルとを備える；
弁。

【請求項 28】

前記湾曲入口通路の断面積は、前記入口流路が前記燃料出口の出口フランジからできるだけ離れるようにして前記気体流路が前記入口側配管に対して偏心するように、前記入口側配管に隣接して始まる、

請求項 27 の弁。

【請求項 29】

前記湾曲入口通路の断面積は、流れ方向に直交して計測される曲率半径が、流れ方向に平行して計測される大きい方の曲率半径を持つ流路の側より、流れ方向に平行して計測される小さい方の曲率半径を持つ流路の側の方が小さくなるように成形される、

請求項 27 の弁。

【請求項 30】

前記湾曲入口通路の断面積は略楕円形である、

請求項 27 の弁。

【請求項 31】

前記出口はディフューザを有し、前記ディフューザは、その面積勾配が前記ノズルスロット近くの初めの開始位置から最大値まで増加し、前記燃料出口の境界のところでほぼゼロまで落ち込むように成形される、

請求項 27 の弁。

【請求項 32】

前記初めの開始位置の内径は、前記ノズルスロットの内径より小さく、前記初めの開始位置は前記ノズルスロットの下流にある、

請求項 31 の弁。

【請求項 33】

更に、前記ノズルスロットと前記湾曲入口通路との間に細まり形状絞りを備える、

請求項 27 の弁。

【請求項 34】

10

20

30

40

50

前記細まり形状絞りは、その面積勾配がほぼゼロから始まり、前記細まり形状絞りが前記ノズルスロットへ近づくにつれて負の勾配が増加するように成形される、
請求項 3 3 の弁。

【請求項 3 5】

入口側配管に接続するようになされ、湾曲入口通路を有する入口と；

前記入口通路に流体連通し、ノズルスロットと、前記ノズルスロット上流の細まり形状絞りとを有するノズル領域と；

前記ノズルスロットに流体連通する出口であって、前記出口はディフューザを有し、前記ディフューザは、その面積勾配が、前記ノズルスロット近傍の初めの開始位置から最大値まで増加し、前記出口の境界でゼロまで下がるように整形されるようにした前記出口と； 10

前記ノズルスロットに接触している閉位置と、前記ノズルスロットから離間している開位置との間を移動できるようになされた弁ニードルであって、テーパが始まって弁本体の流れ対ストローク特性をもたらす軸位置の上流にほぼ円筒形領域を有する弁ニードルとを備える；

弁。

【請求項 3 6】

前記ほぼ円筒形領域は、略 1 および 1 未満のいずれか一方の長さ対直径比を有する、
請求項 3 5 の弁。

【請求項 3 7】

前記細まり形状絞りは、その面積勾配がほぼゼロで始まり、前記ノズルスロットへ近づくにつれて負の勾配が増加するように整形される、
請求項 3 5 の弁。 20

【請求項 3 8】

前記初めの開始位置の内径は、前記ノズルスロットの内径より小さく、前記初めの開始位置は前記ノズルスロットの下流にある、
請求項 3 5 の弁。

【請求項 3 9】

前記湾曲入口通路の断面積は、前記入口流路が前記出口の出口フランジからできるだけ離れるようにして前記気体流路が前記入口側配管に対して偏心するように、前記入口側配管に隣接して始まる、
請求項 3 5 の弁。 30

【請求項 4 0】

前記湾曲入口通路の断面積は、流れ方向に直交して計測される曲率半径が、流れ方向に平行して計測される大きい方の曲率半径を持つ流路の側より、流れ方向に平行して計測される小さい方の曲率半径を持つ流路の側の方が小さくなるように成形される、
請求項 3 5 の弁。

【請求項 4 1】

前記入口が、断面積を持つ入口側配管に接続するようになされ、そして

前記入口通路は、前記入口側配管の断面積より小さな断面積を前記入口近傍の位置に有する、
請求項 3 5 の弁。 40

【請求項 4 2】

前記ディフューザが前記出口の出口フランジを越えて延在する、
請求項 3 5 の弁。

【請求項 4 3】

前記ディフューザに接続される前記出口側配管の初めの長さ部分は、前記出口側配管内径より小さな内径を有し、よって前記ディフューザを延長する、
請求項 3 5 の弁。

【請求項 4 4】

更に、機械加工間の不一致を許容するために外向段差を前記細まり形状絞り内に備える、請求項 35 の弁。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は一般的にはガス弁に関し、より詳細には音速ガス弁に関する。

【背景技術】

【0002】

多くの産業において質量流量の精確な制御は必要条件である。例えば、装置産業では気体流が制御されている。ガスタービン産業では、ガスタービンへ送り込む燃料を計量するために、質量流量が用いられている。質量流量は、次式から判定される。

【数1】

$$\dot{m} = \rho VA$$

ここで、 \dot{m} は質量流量、 ρ は気体密度、 V は気体速度、そして A は気体が流れる断面積である。

【0003】

上流側圧力と温度との測定値が、気体密度を導くのに用いられる。亜音速弁内の速度を計測するには、下流側圧力も計測し、上流側と下流側の圧力の圧力差に基づいて速度が導き出される。しかし、この下流側圧力の測定は、上流側および下流側の両センサの使用のため流量制御の精度および信頼性を低下させる。

【0004】

精度および信頼性の低下の結果、業界は、弁のノズルのスロート（最も狭い部分）内での速度がマッハ 1.0 である音速ガス弁を開発した。スロート内での気体速度がマッハ 1.0 である場合、下流側圧力信号はノズルスロートを通して上流へ伝播できない。というのは、圧力信号は音速より速く伝わり得ないからである。こうしたことから得られる結果の一つが、ノズルスロート内での速度がマッハ 1.0 である場合に、ノズルへ流入する上流側流れ（フロー）は、下流側圧力の影響を受けないことである。従って、下流側圧力が低下した場合であっても、ノズルスロート内での速度は影響を受けない。その結果、速度決定によって下流側圧力測定はもはや不必要である。

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

音速流れ（すなわち、気体速度はマッハ 1.0 である）をよりた易く達成できるのは、弁の入口側配管と出口側配管とが一直線になっている（例えば、両中心線が共通直線である）場合である。しかし、弁の入口側配管および出口側配管は、その多くの設置で一直線にはならない。入口側配管が出口側配管に対して直交するバルブでは、気体のフローパターンは入口から出口へ基本的に 90 度旋回する。吐出配管の中心線からというより側部から入ってくる流れが、弁内の流れをノズルスロートの周りで不均一にしてしまう。その結果、音速流れの達成はより困難になり、音速流れを達成するためには、より高い圧力降下が要求される。この高い圧力降下は著しいエネルギー損失の原因になる可能性があり、またシステムの効率に悪影響を及ぼす可能性がある。

【課題を解決するための手段】

【0006】

本発明は、可変面積臨界（音速）ベンチュリ設計において、従来設計の場合より低い圧

力比 (P_1/P_2) で音速流れを達成するガス弁の設計を提供する。この弁の設計は、入口通路のために湾曲流路を設け、ノズル流れ領域環状部の円周まわりの各地点にごく類似した流れ条件を生み出す、より一様な態様で、入口側流れをノズル領域へ強制的に送り込む。

【0007】

本発明はさらに、流れを真直ぐにするために、ノズルスロット上流に配置する細まり形状の絞りを提供する。この細まり形状絞りは、その面積勾配がほぼゼロ (例えば、僅かに負の勾配) で始まり、ノズルスロットへ近づくにつれて負の勾配が増える。

【0008】

ノズル下流のディフューザの形状は、面積勾配が小さな正の値で始まって大きくなり、最大値まで増加した後、ディフューザの出口で小さくなり、そこでの流路の形状がほぼ円筒形であるようになされている。ディフューザ部分の最大直径位置の軸方向長さの一部分は面積勾配がほぼゼロである。一実施の形態において、装着時にこのディフューザ部分は延在して弁の出口フランジを通して、隣接する配管内へ突出する。

【0009】

本発明のこれら利点および他の利点、ならびに発明上の更なる特徴は、ここに記載の本発明の説明から明らかになる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0010】

本発明を特定の好ましい実施の形態に関連して説明するが、本発明にかかる実施の形態に限定する意図はない。反面、添付の請求項で定義される発明の精神および範囲に包含されるすべての代替、変形、および均等物を含むものとする。

【0011】

本発明は、弁ノズルおよびディフューザの軸に直交して入ってくる入口流れへ及ぼす影響を打ち消すか大きく減らす、気体 (空気を含む) の流れおよびノまたは工業用もしくはガスタービン用の燃料の流れを制御するガス制御弁、または、他の流量制御システムを提供する。臨界圧力比を最適化する方策のいくつかを説明する必要がある。弁の臨界圧力比 (P_1/P_2) は、入口圧力 (P_1) の出口圧力 (P_2) に対する比として定義され、この出口圧力での弁の流量は、音速流量の数%下方まで降下する。何れのガス弁も、その圧力比 (P_1/P_2) が略 2.0 を超える (気体特性に依存する) のに伴って、弁のスロート内ではマッハ 1.0 の音速流れをもたらすことになる。先に述べた特徴を用いてここで記載する弁は、一実施の形態において略 1.04 以上の圧力比 (P_1/P_2) でノズルスロット全体にわたって音速流れを提供する。こうした手法のいくつかを、液体弁を含む他の種類の弁に適用して、損失を減らすとともに、最大流量を高めるようにしてもよい。ここで説明する実施の形態は、流路断面がほぼ円形であり、弁内の流路には 90 度のベンドを有する。かかる特徴および方策は、長方形断面のような他の流路断面形状、そして真直な流路、あるいは、入口と出口の両フランジが整列するとともにノズル中心線に直交する典型的な玉型弁設計のような他の流路形状、および亜音速弁にも適用できる。

【0012】

ここで、同様な符号が同様な要素を指す各図面を参照すると、本発明によるガス制御弁 20 の例示の実施の形態が図 1 に示されている。以下の説明から明らかになるであろうが、このガス制御弁 20 は、弁ノズルおよびディフューザの軸に直交して入ってくる入口流れの影響を最小限にするか、打ち消すかする弁である。

【0013】

図 1 乃至図 4 を参照すると、弁本体 20 は、気体入口 24 と、気体出口 26 と、弁ニードル 30 用のノズルスロット 28 とを有する。アクチュエータ 22 は、ノズルスロット 28 に対する弁ニードル 30 の動きを制御する何れの種類のアクチュエータであってもよい。アクチュエータそのものは広く周知であり、ここで詳細に検討を加える必要はない。弁ニードル 30 は、所望の、気体流れ対アクチュエータのピストンストローク (すなわち、位置) を提供するように成形された輪郭面 32 を持っている。矢印 34 で示す流路は、入口

10

20

30

40

50

通路 3 6 における湾曲流路であって、入口流れを強制的にノズル 3 8 へ、より一様に入るようにする。ノズル 3 8 は細まり流れ (converging flow) を生じ、そこでは流路断面積が流れ方向に沿って減少していく。この湾曲流路は、ノズルスロート 2 8 の上流にある位置で、ノズル中心線に平行な方向へ流れを変えることにより、ノズルおよびディフューザ軸に直交する入口流れの影響を打ち消す手助けをする。

【 0 0 1 4 】

入口流路の流れ断面積は、上流の入口側配管の断面積より小さな流れ面積を持ち、これにより、流れは強制的に所望の方向へ向けられる。より大きな断面積の入口流路も使用できるが、流れがあまり好ましくない経路に沿うことを許容する可能性がある。より小さな流れの断面積を適用して、音速弁ではないガス弁を含め他の種類の弁での損失を著しく減らすことができる。

10

【 0 0 1 5 】

小断面積の入口流路は、入口流路が出口フランジ 4 2 からできるだけ離れるような、流路が入口側配管 4 0 に対して偏心する態様で、上流配管 4 0 に隣接して始まる (図 2 を参照)。これにより入口流路に要求される曲率が縮小されるので、流れがノズル中心線に沿ってノズル領域へ入ることが可能になる。

【 0 0 1 6 】

一実施の形態では、入口流路の断面は非円形であり、それはほぼ楕円形であるか、または流れ方向に直交して計測される曲率半径が、流れ方向に平行して計測される小さい方の曲率半径を持つ流路の側の方が小さくなるような形である (図 8 を参照)。どちらの場合であっても、大きい方の寸法が、ノズル中心線の軸に直交する楕円の長軸に相当する流路を測ることになる。このことは、ノズルスロート 2 8 の上流の位置で、ノズル中心線に平行な方向へ流れを変える更なる手助けとなる。

20

【 0 0 1 7 】

出口側配管 5 4 に対する入口側配管 4 0 の配置は工業標準による制約を受けることが多い。入口側配管 4 0 は、ノズルおよびディフューザ中心線の軸に沿って測った場合、ノズルスロート 2 8 のできるだけ上流に配置して、流れがノズル中心線に沿ってノズル領域へ入れるようにするのがよい。ノズルスロート上流の位置で、ノズル中心線に平行な方向へ流れを変えることができるような入口流路の曲率は、多くの実施の形態で有益であり、直交する入口側配管を備える弁に対して限定されるものではない。

30

【 0 0 1 8 】

細まり形状絞り 4 4 はノズルスロート 2 8 の上流に配置される。絞り 4 4 は流れを真直にし、ノズルおよびディフューザ中心線の軸に直交する入口流れの影響の打ち消しを助ける。湾曲入口通路 3 6 と細まり形状絞り 4 4 との併用は、入口通路の形状に沿って流れが分離するのを防ぐとともに、ノズル 3 8 で厚い境界層を提供する。境界層が厚くなるとディフューザ境界層内に乱流が増加し、ディフューザ 4 8 のディフューザ壁 4 6 から流れが分離する性向を低くする。ディフューザ境界層での乱流は流れの本流中の運動量を壁から離してディフューザ境界層中へ移送するのを助け、かくして境界層の速度を高め、境界層が失速して分離する性向を低くする。

【 0 0 1 9 】

40

細まり形状絞り 4 4 の使用は、気体流量を継続的に増やしつつニードル 3 0 を更にノズルスロート 2 8 の外へ吸引できるようにするので、最大流量を増やすことができる。かかる形状を伴わない場合、ニードルがノズルスロートから引き抜かれるにつれて、それ以上流量が増加しない点が存在する。細まり形状絞り 4 4 は、面積勾配がほとんどゼロ (例えば、僅かに負) で始まり、ノズルスロート 2 8 へ近づくにつれて負の値が連続して大きくなるように成形される。この面積勾配は、流れ方向に沿う軸方向距離の単位長さ (例えばインチ (25.4 mm)) 当たりの断面積の変化率である。

【 0 0 2 0 】

ディフューザ 4 8 では広がり流れとなり、ここで流路断面積は流れ方向に沿って増加する。ノズル 3 8 の下流にあるディフューザ 4 8 の形状は、面積勾配が、ノズルスロート 2

50

8 近傍で小さな正の値で始まり、最大値に達してから、ディフューザ出口 50 でほぼゼロまで落ち込み、ここでの流路はほぼ円筒状である。ディフューザの端部は円筒状もしくはほぼ円筒状のチューブ 52 であってよい（すなわち、ほぼ一定断面積のチューブ）。一実施の形態では、このディフューザスリーブの断面積は、最初にノズルスロット 28 の下流直下で縮小するとともに、流れ方向に沿った方向で中高な湾曲であるようになされている。この中高湾曲形状は連続し、それにもない断面積はディフューザ内の流れ方向に沿った軸方向の位置で、出口フランジ 42 に向けて増加する。ディフューザ出口 50 の近傍では壁面の湾曲は中低となり、壁面がほぼ円筒形になるまでその面積勾配を減ずる。

【0021】

ディフューザ 48 がノズルスロット 28 の下流直下に小さな面積勾配を持つように成形することにより、ディフューザ壁 46 の最小内径をノズルスロットの下流へ来るようにする。この形状は、小さい弁開度で良好な臨界圧力比を維持しながら、ノズルスリーブから弁ニードル 30 が引き出される単位長さ当たりでの流量増加が略直線的である弁について、ストロークをより短くさせることができる。

【0022】

端部での面積勾配がほぼゼロ（ほぼ円筒形）であるディフューザ 48 の最大直径部位の軸方向長さは最大化されるが、これを弁の出口フランジを越えて、下流へ延びる隣接配管 54 内に突出させてもよい（図 2 を参照）。この延長部 52 はほぼ円筒形であり、外側フランジ位置でディフューザに接するようにもでき、あるいはディフューザ端のところで径方向に設けた外向き段差により僅かに大きい直径を持つようにしてもよい。延長部 52 の長さ L は重要ではない。延長部 52 の機能は、気体流れの吐出方向をノズル 38 と一直線に維持するの助けることである。一実施の形態において、軸方向長さは、直径 6 インチ（152.4 mm）の入口側および出口側配管用弁の場合は 4 インチ（101.6 mm）である。延長部 52 のこの機能は、出口側配管 54 の始まりの部分の長さを、ディフューザの出口直径に等しいか、それよりも僅かに大きい縮小直径となるように設計することでもこと足りる。

【0023】

ニードル 30 は、長さ対直径比が 1 未満もしくは略 1 であってほぼ円筒形または僅かにテーパの付いた領域 56 を、弁 20 の流れ対ストローク特性をもたらすテーパが始まる軸方向位置の直上流に有する。この形状は流れがニードルの入口側に沿って分かれるのを防ぎ、ニードルに沿って厚い境界層を提供する。この厚い境界層が、ディフューザ境界層中の乱流を増やし、流れがノズルスロット 28 の下流のディフューザ 48 に突き出すニードル壁から分離する性向を縮小する。

【0024】

ニードル 30 はその外径部にある円錐形段差 58₁（図 4b を参照）または球形段差 58₂（図 4c を参照）を利用してノズル 38 のノズルスロット領域 28 に接触し、弁の全閉位置で気体流れを気密に遮断する。図 6 に円錐形段差 58 による遮断を示す。段差 58 がノズルスロット 28 の部分 28₁ にしっかりと接触していることが見て取れる。この段差 58 の半径方向高さを最小化して流れの分離を回避し、ほぼ円筒形または僅かにテーパの付いた領域 56 で発達する流れ境界層が消散されないように、そして段差 58 の下流にある栓部に沿って境界層の厚さを増すようにする。一実施の形態では、ほぼ円筒形または僅かにテーパの付いた領域 56 の、長さ対直径比が略 1 に等しい（図 7b を参照）。

【0025】

ほぼ円筒形の領域 56 の上流にある領域 60 でのニードルステム直径は縮小されている。ステム直径のこの縮小は、ニードルステム 62 の傍らを通して、入口側流れ配管とは反対側のノズルスロットを貫流する流れの渦度を最小化する。テーパ付移行部 68 をステム直径部と、ほぼ円筒形または僅かにテーパの付いた領域 56 との間に用いて、流れの分離を回避する。

【0026】

図 7a 乃至図 7c は、本発明の弁 20 に使用できる弁ニードルのそれぞれ別の実施の形

10

20

30

40

50

態を示す。図 7 a は、長さの短い（長さ対直径比が 1 未満）ほぼ円筒形またはテーパ付領域を示す。図 7 b および 7 c は二つの実施の形態を示し、そこでのほぼ円筒形または僅かにテーパの付いた領域 5 6 の長さ対直径比は略 1 である。

【 0 0 2 7 】

製造時には、機械加工（例えば旋盤加工）を行って、ノズルスロート 2 8、細まり形状絞り 4 4、およびディフューザ 4 8 の形状を加工している。弁の製造によっては、機械加工の合わさるところで表面の不連続となる、機械加工間での調整不良が認められることもある。一実施の形態では、ノズル/ディフューザ・スリーブ 6 4 を製作する機械加工において、機械加工ずれにより部品としての不連続部が置かれるが、両端から削除される材料の切削部分は、ノズルスロート 2 8 の可能な限り上流側に配置される。この許容差が外向段差 6 6（図 5 を参照）であり、不連続部の下流の直径は不連続部での直径より大きくしてあるので、気体流れは滝のように流れてこの大きい方の直径部へ入る。

10

【 0 0 2 8 】

弁内の流れを改良する技術を説明した。これら技術は、弁内での流れの性能を改善する。説明した技術を個別に利用しても、組み合わせ利用してもよい。例えば、縮小したニードルシステムの直径、細まり形状絞り、ディフューザ延長部、および面積勾配パターンの技術を、単独でまたは組み合わせで、いかなるタイプの弁にも利用できる。

【 0 0 2 9 】

本発明を説明する文脈での（特に、特許請求の範囲の文脈での）名詞及び同様な指示語の使用は、特に指示されない限り、または文脈によって明瞭に否定されない限り、単数および複数の両方を含むものと解釈すべきである。本明細書中で提供されたいずれの例示または例示的な用語（例えば、「等」）の使用も、単に本発明を説明し易くするという意図であるに過ぎず、特に請求の範囲に記載しない限り本発明の範囲に制限を加えるものではない。本明細書の語句は、本発明を実施する際の基本的な請求の範囲に含まれない要素を示すものと解釈すべきでない。

20

【 0 0 3 0 】

本発明の様々な実施の形態に関するこれまでの説明は、図解と説明の目的のために示されたものである。それは網羅することを意図したものではなく、また開示した正確な実施の形態に限定しようとするものではない。例えば、多くの形状および手法を亜音速弁にも使用できる。多くの変更や改変が上記の教示に照らして可能である。検討を行った実施の形態は、本発明の原理およびその実施での最善の説明を提供して、当該技術に通常に精通する者が本発明を、様々な実施の形態において並びに熟慮された特定の用途に合わせた様々な変更を伴って、利用できるようにする。かかる全ての変更および改変は、公正に、法的に、かつ公平に付与された権利の範囲に従って解釈したときに付帯の請求項で定められる本発明の範囲に含まれる。

30

【図面の簡単な説明】

【 0 0 3 1 】

本明細書と一体化されて、その一部を成す付帯図面は、本発明のいくつかの局面を示すとともに、以下の説明と共に本発明の原理を明らかにする。図面において、

【図 1】図 1 は、弁の上部に従来のアクチュエータ機構が搭載された、本発明による音速ガス弁の完成予定図である。

40

【図 2】図 2 は、図 1 の音速ガス弁の断面図である。

【図 3】図 3 は、閉位置にある図 1 の弁の部分断面図であって、弁ニードルは断面視ではない。

【図 4】図 4（a）は、一部開位置にある図 1 の弁の部分断面図であって、弁ニードルは断面視ではない。図 4（b）は、図 4（a）の 4 b、4 c に沿った、弁の拡大断面図であって、本発明の教示による円錐形段差を示す。図 4（c）は、図 4（a）の 4 b、4 c に沿った、弁の拡大断面図であって、本発明の教示による球形段差を示す。

【図 5 a】図 5 a は、本発明の教示による弁の細まり形状絞りの拡大図である。

【図 5 b】図 5 b は、図 5 a の 5 b に沿った、細まり形状絞りの拡大図であり、本発明の

50

教示による、機械加工間の許容される不一致が存在する部位を示す。

【図 6】図 6 は、図 3 の部位 6 に沿った、弁の拡大断面図である。

【図 7】図 7 (a) 乃至図 7 (c) は、本発明の教示による弁ニードルの実施の形態を示す。

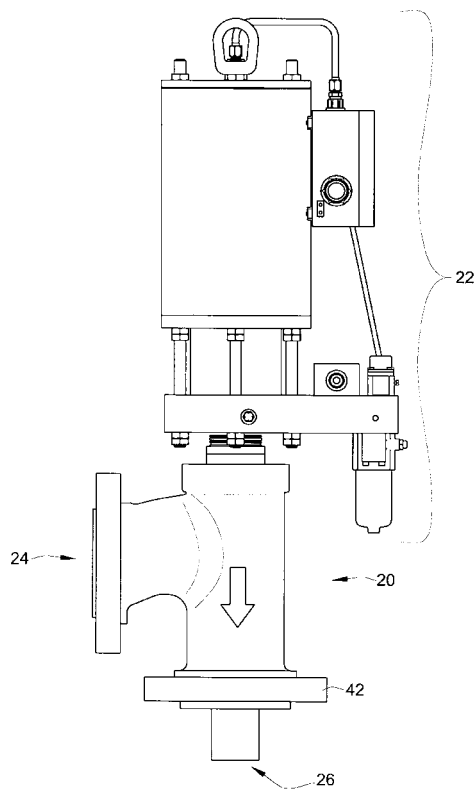
【図 8】図 8 は、本発明の教示による湾曲流路の等角図である。

【符号の説明】

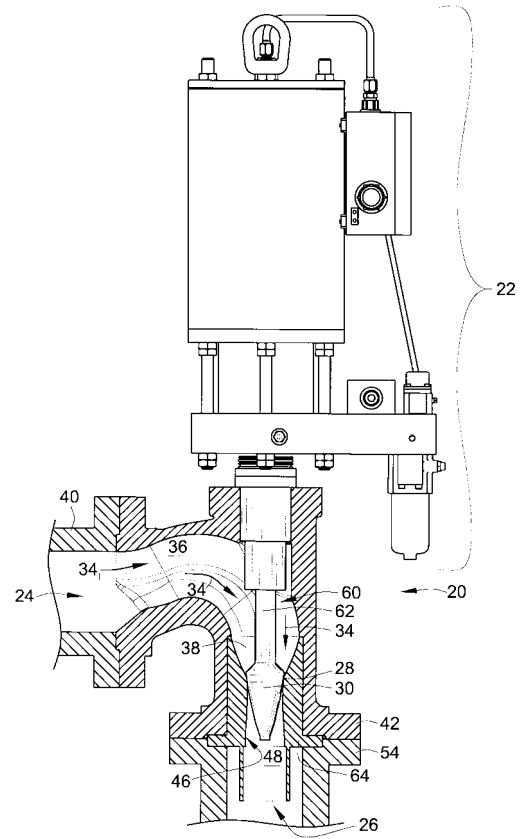
【 0 0 3 2 】

2 0	ガス制御弁	
2 2	アクチュエータ	
2 4	気体入口	10
2 6	気体出口	
2 8	ノズルスロート	
3 0	弁ニードル	
3 2	輪郭面	
3 6	入口通路	
3 8	ノズル	
4 0	入口側配管	
4 2	出口フランジ	
4 4	細まり形状絞り	
4 6	ディフューザ壁	20
4 8	ディフューザ	
5 0	ディフューザ出口	
5 2	円筒状もしくはほぼ円筒状のチューブ（延長部）	
5 4	出口側配管	
5 6	ほぼ円筒形または僅かにテーパの付いた領域	
5 8	段差	
6 0	ほぼ円筒形の領域の上流にある領域	
6 2	ニードルステム	
6 4	ノズル／ディフューザ・スリーブ	
6 6	外向段差	30
6 8	テーパ付移行部	

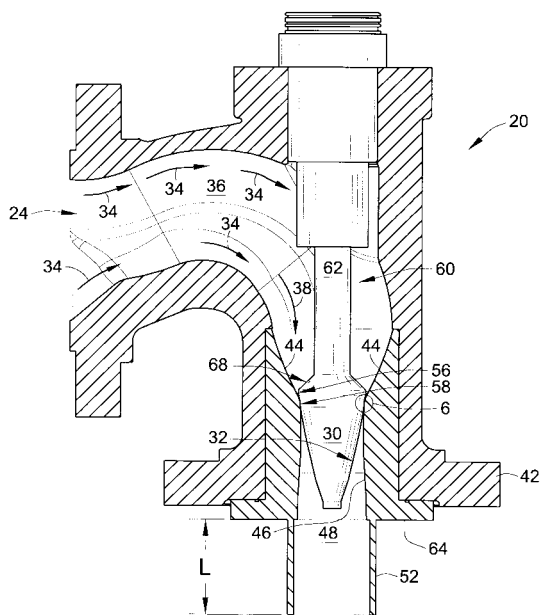
【 図 1 】



【 図 2 】

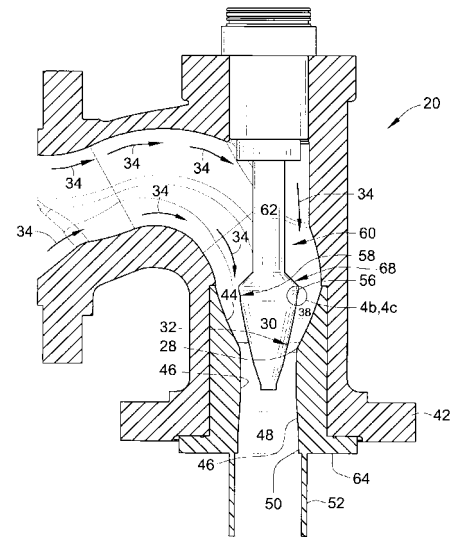


【 図 3 】

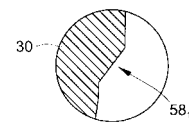


【 図 4 】

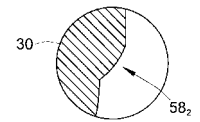
(a)



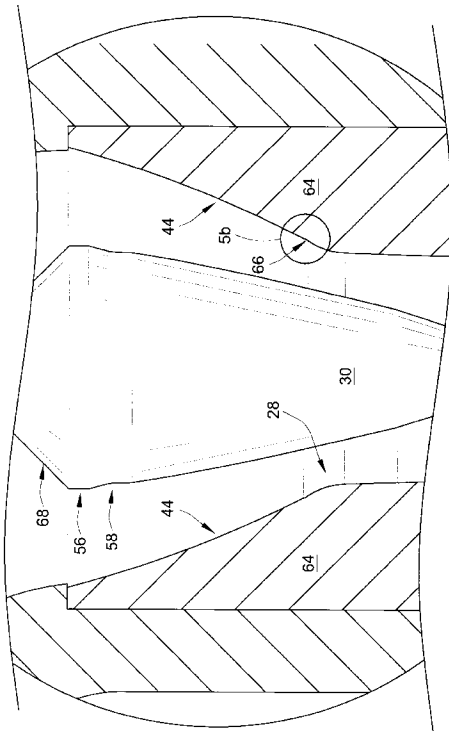
(b)



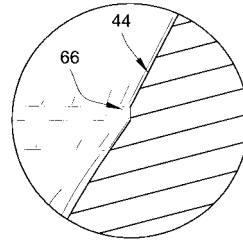
(c)



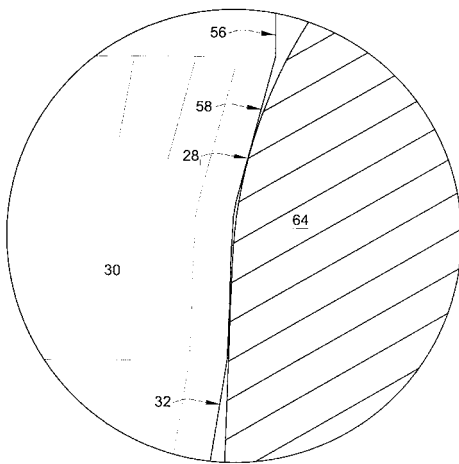
【図 5 a】



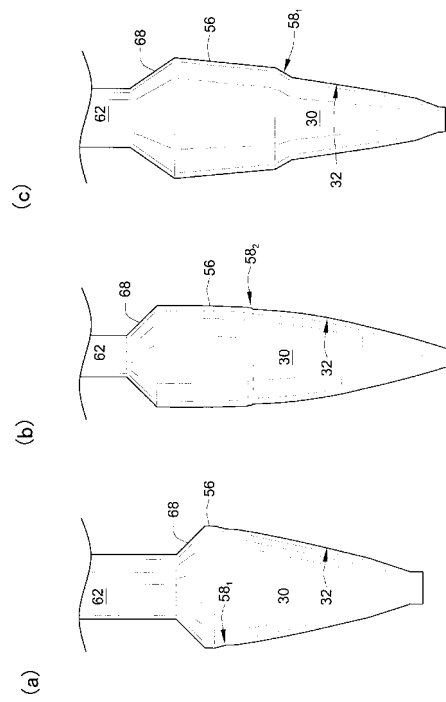
【図 5 b】



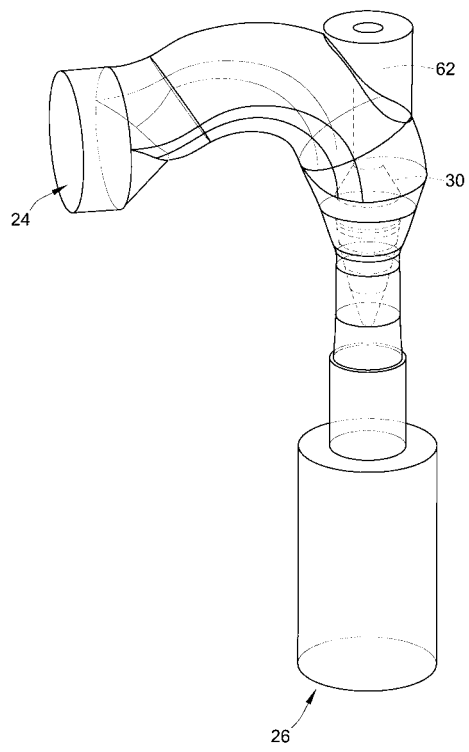
【図 6】



【図 7】



【 図 8 】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. ⁷	F I	テーマコード(参考)
F 1 6 K 47/02	F 1 6 K 47/02	D
G 0 1 F 1/34	G 0 1 F 1/34	Z

(74)代理人 100123892

弁理士 内藤 忠雄

(74)代理人 100096611

弁理士 宮川 清

(74)代理人 100098040

弁理士 松村 博之

(74)代理人 100100398

弁理士 柴田 茂夫

(74)代理人 100131820

弁理士 金井 俊幸

(72)発明者 バリー・ティー・ブリンクス

アメリカ合衆国 コロラド州 8 0 5 2 1、フォート コリンズ、バージニア デイル ドライブ
2 7 0 0

(72)発明者 ジェフ・エー・ゲサマン

アメリカ合衆国 コロラド州 8 0 5 2 1、フォート コリンズ、サンバースト ドライブ 2 4
0 3

(72)発明者 バリー・スエルター

アメリカ合衆国 コロラド州 8 0 5 2 5、フォート コリンズ、ユニット キューツー、ボー
ドウォーク ドライブ 5 1 5 1

F ターム(参考) 2F030 CA04 CC11 CE17

3H052 AA01 BA03 BA13 BA35 CA02 CB02 DA06 EA01 EA16

3H066 AA01 BA04 EA12

【 外国語明細書 】

1

HIGH RECOVERY SONIC GAS VALVE

FIELD OF THE INVENTION

[0001] The present invention relates generally to gas valves, and more particularly relates to sonic gas valves.

BACKGROUND OF THE INVENTION

[0002] Accurate control of mass flow rates is a requirement in many industries. For example, in the process industry, gas flow is controlled. In the gas turbine industry, mass flow rate is used to meter fuel into gas turbines. Mass flow is determined from the equation $\dot{m} = \rho VA$ where \dot{m} is the mass flow rate, ρ is the gas density, V is the velocity of the gas, and A is the cross-sectional area where the gas is flowing.

[0003] Upstream pressure and temperature measurements are used to derive the gas density. To measure the velocity in subsonic valves, downstream pressure is also measured and velocity is derived based on the pressure differential of the upstream and downstream pressures. However, the downstream pressure measurement reduces the accuracy and reliability of the flow control due to the use of both upstream and downstream sensors.

[0004] As a result of the reduced accuracy and reliability, the industry developed sonic gas valves where the velocity in the throat (narrowest section) of the nozzle of the valve is Mach 1.0. When the gas velocity is Mach 1.0 in the throat, downstream pressure signals cannot propagate upstream through the nozzle throat because pressure signals cannot travel faster than the speed of sound. One result of this fact is that the upstream flow into the nozzle is not affected by downstream pressure when the velocity in the nozzle throat is Mach 1.0. Hence, even when the downstream pressure is lowered, the velocity in the nozzle throat is not affected. As a result, downstream pressure measurements no longer are required to determine velocity.

[0005] Achieving sonic flow (i.e., gas velocity is Mach 1.0) is more easily achievable when the valve inlet pipe is in-line with the outlet pipe (e.g., the center-lines are co-linear).

However, the valve inlet pipe and outlet pipe are not in-line in many installations. In valves where the inlet pipe is orthogonal to the outlet pipe, the gas flow pattern essentially turns ninety degrees from inlet to outlet. The flow coming in from a side rather than the centerline of the discharge pipe causes the flow in the valve to be non-uniform around the valve nozzle throat. As a result, sonic flow is more difficult to achieve and higher pressure drops are required to achieve sonic flow. The higher pressure drop may account for significant energy loss and adversely affect the efficiency of the system.

BRIEF SUMMARY OF THE INVENTION

[0006] The invention provides a gas valve design that achieves sonic flow at lower pressure ratios (P_1/P_2) in variable area critical (sonic) venturi designs than in conventional designs. The valve design provides a curved flow path for the inlet passage to force inlet flow into the nozzle area in a more uniform manner causing a highly similar flow condition at each point around the circumference of the nozzle flow area annulus.

[0007] The invention further provides a converging contoured restriction located upstream of the nozzle throat to straighten the flow. The converging contoured restriction is shaped such that the area gradient starts at nearly zero (e.g., slightly negative) and becomes increasingly negative closer to the nozzle throat.

[0008] The diffuser downstream of the nozzle is shaped such that the area gradient starts out as a small positive value up and increases up to a maximum value and then drops off at the outlet of the diffuser where the flow path is nearly cylindrical in shape. A portion of the axial length of the largest diameter location for the diffuser portion has an area gradient near zero. In one embodiment, the diffuser portion extends past the valve outlet flange and protrudes into the adjacent piping when installed.

[0009] These and other advantages of the invention, as well as additional inventive features, will be apparent from the description of the invention provided herein.

BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

[0010] The accompanying drawings incorporated in and forming a part of the specification illustrate several aspects of the present invention, and together with the description serve to explain the principles of the invention. In the drawings:

[0011] FIG. 1 is a perspective view of a sonic gas valve in accordance with the present invention with a conventional actuator mechanism mounted on top of the valve;

[0012] FIG. 2 is a cross section view of the sonic gas valve of FIG. 1;

[0013] FIG. 3 is a partial cross-sectional view of the valve of FIG. 1 in a closed position with the valve needle shown without sectioning;

[0014] FIG. 4a is a partial cross-sectional view of the valve of FIG. 1 in a partially open position with the valve needle shown without sectioning;

[0015] FIG. 4b is an enlarged cross-sectional view of the valve of FIG 4a along 4b,4c illustrating a conical step in accordance with the teaching of the invention;

[0016] FIG 4c is an enlarged cross-sectional view of the valve of FIG 4a along 4b,4c illustrating a spherical step in accordance with the teachings of the invention;

[0017] FIG. 5a is an enlarged view of the converging contoured restriction of the valve in accordance with the teachings of the present invention;

[0018] FIG. 5b is an enlarged view of the converging contoured restriction of FIG. 5a along 5b illustrating a location where there is allowed misalignment between machining operations in accordance with the teachings of the present invention;

[0019] FIG. 6 is an enlarged cross-sectional view of the valve of FIG. 3 along section 6.

[0020] FIGs. 7a-7c illustrate embodiments of the valve needle in accordance with the teachings of the invention; and

[0021] FIG. 8 is an isometric view of a curved flow path in accordance with the teachings of the invention.

[0022] While the invention will be described in connection with certain preferred embodiments, there is no intent to limit it to those embodiments. On the contrary, the intent is to cover all alternatives, modifications and equivalents as included within the spirit and scope of the invention as defined by the appended claims.

DETAILED DESCRIPTION OF THE INVENTION

[0023] The present invention provides a gas control valve that controls the flow of gas (including air) and/or fuel for an industrial or gas turbine or other flow control system that cancels or greatly diminishes the effect on inlet flow entering orthogonal to the axis of the valve nozzle and diffuser. Several strategies shall be described to optimize the critical pressure ratio. The critical pressure ratio ($P1/P2$) for a valve is defined as the ratio of inlet pressure ($P1$) to outlet pressure ($P2$) where the valve flow rate drops below some percentage of the sonic flow rate. All gas valves will provide sonic flow at Mach 1.0 in the throat of the valve with pressure ratios ($P1/P2$) above approximately 2.0 (depending on gas properties). The valve described herein using the features described provides sonic flow throughout the nozzle throat for pressure ratios ($P1/P2$) at or above approximately 1.04 in one embodiment. Some of these techniques may also be applied to other types of valves including liquid valves to reduce losses and increase the maximum flow rates. The embodiment described herein has a nearly circular cross section to the flow path and is for a 90-degree bend in the flow path in the valve. The features and strategies are also applicable to other flow path cross section shapes, such as a rectangular cross section, and also for other flow path contours, such as a straight linear flow path or a typical globe valve design with inlet and outlet flanges in-line and orthogonal to the nozzle centerline and subsonic valves.

[0024] Turning now to the drawings, wherein like reference numerals refer to like elements, an exemplary embodiment of a gas control valve 20 according to the present invention is illustrated in FIG. 1. As will be appreciated from the following description, the gas control valve 20 is a valve that diminishes or cancels the effects of inlet flow entering orthogonal to the axis of the valve nozzle and diffuser.

[0025] Turning now to FIGs. 1 to 4, the valve body 20 has a gas inlet 24, a gas outlet 26 and a nozzle throat 28 for a valve needle 30. The actuator 22 may be any type of actuator that controls the movement of valve needle 30 relative to the nozzle throat 28. Actuators are well known and need not be discussed at length herein. The valve needle 30 has a contoured surface 32 that is shaped to provide a desired gas flow versus actuator piston stroke (i.e., position). The flow path designated by arrows 34 is a curved flow path in the inlet passage 36 to force the inlet flow into the nozzle 38 more uniformly. The nozzle 38 has a converging flow where the flow path cross-section area is reducing along the direction of the flow. The curved flow path helps cancel the effects of the inlet flow being orthogonal to the nozzle and diffuser axis by having the flow turned into the direction parallel to the nozzle centerline at a location upstream of the nozzle throat 28.

[0026] The cross-section flow area for the inlet flow path has a flow area that is smaller than the upstream inlet pipe cross section area, and this forces the flow in the desired direction. A larger cross section area inlet flow path could be used, but that may allow the flow to move along less optimal paths. The use of a smaller cross-section flow area can be applied to reduce losses significantly in other types of valves, including gas valves that are not sonic valves.

[0027] The small cross section inlet flow path starts adjacent to the upstream piping 40 (ref FIG. 2) in a manner that the flow path is eccentric to the inlet piping 40 such that the inlet flow path is as far as possible away from the outlet flange 42. This reduces the required curvature of the inlet flow path to allow the flow to enter the nozzle area along the nozzle centerline.

[0028] In one embodiment, the cross section of the inlet flow passage is noncircular and is either nearly elliptical or shaped such that the radius of curvature measured orthogonal to the flow direction is smaller on the side of the flow path that has the smaller radius of curvature measured parallel to the flow direction (refer to FIG. 8). In either case, the larger dimension spans the flow path equivalent to the major axis of an ellipse that is orthogonal to the axis of the nozzle centerline. This further helps the flow turn into the direction parallel to the nozzle centerline at a location upstream of the nozzle throat 28.

[0029] The location of the inlet pipe 40 relative to the outlet pipe 54 is often constrained by industry standards. The inlet pipe 40 should be located as far as possible upstream of the nozzle throat 28 as measured along the nozzle and diffuser centerline axis to allow the flow to enter the nozzle area along the nozzle centerline. The curvatures of the inlet flow path in a manner to cause the flow to be turned into the direction parallel to the nozzle centerline at a location upstream of the nozzle throat is useful in many embodiments and is not limited to valves having an orthogonal inlet pipe.

[0030] A converging contoured restriction 44 is located upstream of the nozzle throat 28. The restriction 44 straightens the flow and helps cancel the effects of the inlet flow being orthogonal to the nozzle and diffuser centerline axis. The use of the curved inlet passage 36 in conjunction with the converging contoured restriction 44 prevents the flow from separating along the inlet passage geometry and provides a thick boundary layer at the nozzle 38. The thicker boundary layer increases the turbulence in the diffuser boundary layer and reduces the tendency for the flow to separate from the diffuser wall 46 of the diffuser 48. The turbulence in the diffuser boundary layer helps transport momentum in the main flow stream away from the wall into the diffuser boundary layer and thus increase the velocity of the boundary layer and also reduces the tendency for the boundary layer to stall and separate.

[0031] The use of the converging contoured restriction 44 allows an increase in the maximum flow rate since it allows the needle 30 to be pulled further out of the nozzle throat 28 while continuing to increase the gas flow rate. Without this feature, as the needle is extracted from the nozzle throat, there is a point where the flow no longer tends to increase. The shaping of the converging contoured restriction 44 is such that the area gradient starts at

nearly zero (e.g., slightly negative) and continues to become more and more negative closer to the nozzle throat 28. The area gradient is the rate of change of the cross-sectional area per linear unit (e.g., inch) of axial distance along the flow direction

[0032] The diffuser 48 has a diverging flow where the flow path cross-section area is increasing along the direction of the flow. The shape of the diffuser 48 that is downstream of the nozzle 38 is such that the area gradient starts out as a small positive value near the nozzle throat 28 and then reaches a maximum and then drops to nearly zero at the outlet 50 of the diffuser where the flow path is nearly cylindrical. The end of the diffuser can be a cylindrical or nearly cylindrical tube 52 (i.e., a tube of nearly constant cross-sectional area). In one embodiment, the cross section area of the diffuser sleeve is such that the area initially reduces just downstream of the nozzle throat 28 with a convex curvature in the direction along the flow direction. This convex curvature continues with the cross section area increasing at axial locations along the direction of flow in the diffuser and toward the outlet flange 42. Near the diffuser outlet 50, the wall curvature becomes concave to reduce the area gradient until the wall is nearly cylindrical.

[0033] The shaping of the diffuser 48 to provide a small area gradient just downstream of the nozzle throat 28 causes the minimum inside diameter of the diffuser wall 46 to occur downstream of the nozzle throat. This feature allows a shorter stroke for valves that have a nearly linear flow rate increase per unit length the valve needle 30 is extracted from the nozzle sleeve while maintaining a good critical pressure ratio at low valve openings.

[0034] The axial length of the largest diameter location for the diffuser 48 with the area gradient near zero (approximately cylindrical) at the end is maximized and may even extend past the outlet flange of the valve and protrude into the adjacent piping 54 extending into the downstream (see FIG. 2). This extension 52 is nearly cylindrical and it can be tangent to the diffuser at the outlet flange location or have a slightly larger diameter due to an outward step in the diameter at the end of the diffuser. The length L of the extension 52 is not critical. The function of the extension 52 is to aid in keeping the exit direction of the gas flow to be in-line with the nozzle 38. In one embodiment, the axial length is four inches for a valve

used for a six-inch diameter inlet and outlet pipe. The function of the extension 52 can also be met by designing the initial length of the outlet pipe 54 to be a reduced diameter equal to or just slightly larger than the exit diameter of the diffuser.

[0035] The needle 30 has a nearly cylindrical or a slightly tapered area 56 with a length to diameter ratio less than one or approximately equal to one located just upstream of the axial location where the needle 30 begins to taper to provide the flow vs. stroke characteristic for the valve 20. This feature prevents the flow from separating along the inlet side of the needle and provides a thick boundary layer along the needle. This thicker boundary layer increases the turbulence in the diffuser boundary layer and reduces the tendency for the flow to separate from the needle walls that project into the diffuser 48 downstream of the nozzle throat 28.

[0036] A conical step 58₁ (see FIG. 4b) or spherical step 58₂ (see FIG. 4c) in the outside diameter of the needle 30 is used to contact the nozzle throat area 28 of the nozzle 38 to allow tight shutoff of gas flow in the fully closed valve position. FIG. 6 illustrates the shutoff with a conical step 58. It can be seen that the step 58 tightly contacts a section 28₁ of the nozzle throat 28. The radial height of this step 58 is minimized to avoid flow separation such that the flow boundary layer that develops in the nearly cylindrical or a slightly tapered area 56 is not dissipated and increases the boundary layer thickness along the plug downstream of the step 58. In one embodiment, the length to diameter ratio of the nearly cylindrical or slightly tapered area 56 is approximately equal to one (see FIG. 7b).

[0037] The needle stem diameter in the area 60 upstream of the nearly cylindrical area 58 is reduced. This reduction in stem diameter minimizes the vorticity of the flow that passes by the needle stem 62 and flows through the nozzle throat on the side opposite of the inlet flow piping. A tapered transition 68 is used between the stem diameter and the nearly cylindrical or slightly tapered area 56 to avoid flow separation.

[0038] FIGS. 7a to 7c show different embodiments of the valve needle that can be used with the valve 20 of the present invention. FIG. 7a shows the nearly cylindrical or tapered area being short (length to diameter is less than one). FIGs. 7b and 7c show two

embodiments where the length to diameter ratio of the nearly cylindrical or slightly tapered area 56 being approximately equal to one.

[0039] During fabrication, machining operations (e.g., lathe operations) are done to machine the geometry of the nozzle throat 28, converging contoured restriction 44, and diffuser 48. In some valve fabrications, there is allowed misalignment between machining operations, which results in a discontinuity in the surface where machining operations meet. In one embodiment, the placement of any discontinuity in the machining operation to fabricate the nozzle/diffuser sleeve 64 due to machining mismatch as the part is made while cutting portions of the removed material from each end is placed upstream as far as possible of the nozzle throat 28. The allowed tolerance is an outward step 66(see FIG. 5) such that the diameter downstream of the discontinuity is larger than the diameter at the discontinuity so that gas flow cascades off into the larger diameter.

[0040] Techniques to improve flow in valves have been described. These techniques improve the performance of flow in valves. The techniques described may be used separately or in combination. For example, the techniques of the reduced needle stem diameter, converging contoured restriction, diffuser extension, and area gradient patterns can be used in any type of valve, singly or in combination.

[0041] The use of the terms “a” and “an” and “the” and similar referents in the context of describing the invention (especially in the context of the following claims) are to be construed to cover both the singular and the plural, unless otherwise indicated herein or clearly contradicted by context. The use of any and all examples, or exemplary language (e.g., “such as”) provided herein, is intended merely to better illuminate the invention and does not pose a limitation on the scope of the invention unless otherwise claimed. No language in the specification should be construed as indicating any non-claimed element as essential to the practice of the invention.

[0042] The foregoing description of various embodiments of the invention has been presented for purposes of illustration and description. It is not intended to be exhaustive or to limit the invention to the precise embodiments disclosed. For example, many of the features

and techniques can also be used in subsonic valves. Numerous modifications or variations are possible in light of the above teachings. The embodiments discussed were chosen and described to provide the best illustration of the principles of the invention and its practical application to thereby enable one of ordinary skill in the art to utilize the invention in various embodiments and with various modifications as are suited to the particular use contemplated. All such modifications and variations are within the scope of the invention as determined by the appended claims when interpreted in accordance with the breadth to which they are fairly, legally, and equitably entitled.

What is claimed is:

1. A control valve body comprising:
an inlet having an inlet passage;
a nozzle area in fluid communication with the inlet passage, the nozzle area having a nozzle throat and a converging contoured restriction upstream of the nozzle throat;
and
an outlet in fluid communication with the nozzle throat.
2. The valve body of claim 1 wherein the outlet has a diffuser that is shaped such that the area gradient of the diffuser increases from an initial start position near the nozzle throat to a maximum value and drops to near zero at a boundary of the outlet.
3. The valve body of claim 1 wherein an inner diameter of the initial start position is smaller than the inner diameter of the nozzle throat, the initial start position being downstream of the nozzle throat.
4. The valve body of claim 2 wherein the outlet has an outlet flange and the diffuser extends beyond the outlet flange.
5. The valve body of claim 1 wherein the converging contoured restriction is shaped such that the area gradient of the converging contoured restriction starts at near zero and becomes increasingly negative as the converging contoured restriction nears the nozzle throat.
6. The valve body of claim 1 wherein the inlet passage has a curved flow path.
7. The valve body of claim 6 wherein a cross-section of the inlet passage is shaped such that the radius of curvature measured orthogonal to flow direction is smaller on the side of the flow path that has a smaller radius of curvature measured parallel to the flow direction than the side of the flow path that has a larger radius of curvature measured parallel to the flow direction.
8. The valve body of claim 6 wherein a cross-section of the inlet passage has an approximately elliptical shape.

9. The valve body of claim 1 wherein the inlet is adapted to connect to an inlet pipe having a cross-sectional area and wherein the inlet passage has a cross-sectional area at a location adjacent the inlet that is smaller than the cross-sectional area of the inlet pipe.

10. The valve body of claim 9 wherein the inlet passage starts adjacent to the inlet pipe in a manner that a flow path is eccentric to the inlet pipe such that the flow path at the location adjacent the inlet is as far away as possible from an outlet flange of the outlet.

11. The valve body of claim 1 further comprising a valve needle adaptable to move between a closed position and an open position, the valve needle having a nearly cylindrical area upstream of an axial location where the valve needle begins to taper to provide the flow versus stroke characteristic of the valve body.

12. The valve body of claim 11 wherein the nearly cylindrical area has a length to diameter ratio of one or less than one and approximately equal to one.

13. The valve body of claim 11 wherein the valve needle has one of a conical step and a spherical step in the outside diameter of the valve needle, the one of the conical step and the spherical step adapted to contact the nozzle throat to provide tight shutoff of gas flow in a fully closed valve position.

14. The valve body of claim 11 wherein the valve needle has a valve stem and wherein the valve stem has a diameter that is smaller than the diameter of the nearly cylindrical area at a position upstream of the nearly cylindrical area.

15. The valve body of claim 14 further comprising a tapered transition between the valve stem having a smaller diameter and the nearly cylindrical area.

16. The valve body of claim 1 further comprising an outward step in the converging contoured restriction for allowing a mismatch between machining operations.

17. A valve comprising:
an inlet having an inlet passage;
a nozzle area in fluid communication with the inlet passage, the nozzle area having a nozzle throat;

an outlet in fluid communication with the nozzle throat; and
a valve needle adaptable to move between a closed position in contact with the nozzle throat and an open position away from the nozzle throat, the valve needle having a nearly cylindrical area upstream of an axial location where the valve needle begins to taper to provide the flow versus stroke characteristic of the valve body.

18. The valve of claim 17 wherein the nearly cylindrical area has a length to diameter ratio of one of less than one and approximately equal to one.

19. The valve of claim 17 wherein the fuel inlet is orthogonal to the fuel outlet.

20. The valve of claim 19 wherein the inlet passage is curved, thereby forcing inlet flow to the nozzle in a more uniform manner.

21. The valve of claim 20 wherein the curved flow path and the converging contoured restriction are adapted to prevent flow from separating along the inlet passage and to provide a relatively thick boundary layer at the nozzle.

22. The valve of claim 17 further comprising a converging contoured restriction upstream of the nozzle throat, the converging contoured restriction being shaped such that the area gradient starts slightly negative and becomes increasingly negative closer to the nozzle throat.

23. The valve of claim 22 wherein the area gradient is shaped in a manner such that the area gradient is such that the converging contoured restriction initially curves inward and then outward.

24. The valve body of claim 17 wherein the valve needle has one of a conical step and a spherical step in the outside diameter of the valve needle, the one of the conical step and the spherical step adapted to contact the nozzle throat such that a tight shutoff is provided when the valve needle is at a fully closed position.

25. The valve body of claim 17 wherein the valve needle has a valve stem that has a diameter that is smaller than the diameter of the nearly cylindrical area such that vorticity of flow that has passed by the valve stem to a side opposite the inlet passage is minimized.

26. The valve body of claim 25 further comprising a tapered transition between the valve stem having a smaller diameter and the nearly cylindrical area.

27. A valve comprising:
an inlet adapted to connect to an inlet pipe, the inlet having a curved inlet passage having a cross-sectional area that is smaller than the inlet pipe cross-sectional area;
a nozzle area in fluid communication with the inlet passage, the nozzle area having a nozzle throat;
an outlet in fluid communication with the nozzle throat; and
a valve needle adaptable to move between a closed position in contact with the nozzle throat and an open position away from the nozzle throat.

28. The valve of claim 27 wherein the cross-sectional area of the curved inlet passage starts adjacent to the inlet piping in a manner such that a gas flow path is eccentric to the inlet pipe in such that an inlet flow path is as far away as possible from an outlet flange of the fuel outlet.

29. The valve of claim 27 wherein the cross-sectional area of the curved inlet passage is shaped such that the radius of curvature measured orthogonal to flow direction is smaller on the side of the flow path that has a smaller radius of curvature measured parallel to the flow direction than the side of the flow path that has a larger radius of curvature measured parallel to the flow direction.

30. The valve of claim 27 wherein the cross-sectional area of the curved inlet passage has an approximately elliptical shape.

31. The valve of claim 27 wherein the outlet has a diffuser that is shaped such that the area gradient of the diffuser increases from an initial start position near the nozzle throat to a maximum value and drops to near zero at a boundary of the fuel outlet.

32. The valve of claim 31 wherein an inner diameter of the initial start position is smaller than the inner diameter of the nozzle throat, the initial start position being downstream of the nozzle throat.

33. The valve of claim 27 further comprising a converging contoured restriction between the nozzle throat and the curved inlet passage.

34. The valve of claim 33 wherein the converging contoured restriction is shaped such that the area gradient of the converging contoured restriction starts at near zero and becomes increasingly negative as the converging contoured restriction nears the nozzle throat.

35. A valve comprising:
an inlet adapted to connect to an inlet pipe, the inlet having a curved inlet passage;
a nozzle area in fluid communication with the inlet passage, the nozzle area having a nozzle throat and a converging contoured restriction upstream of the nozzle throat;
an outlet in fluid communication with the nozzle throat, the outlet having a diffuser that is shaped such that the area gradient of the diffuser increases from an initial start position near the nozzle throat to a maximum value and drops to near zero at a boundary of the outlet; and
a valve needle adaptable to move between a closed position in contact with the nozzle throat and an open position away from the nozzle throat, the valve needle having a nearly cylindrical area upstream of an axial location where the valve needle begins to taper to provide the flow versus stroke characteristic of the valve body

36. The valve of claim 35 wherein the nearly cylindrical area has a length to diameter ratio of one of approximately equal to one and less than one.

37. The valve of claim 35 wherein the converging contoured restriction is shaped such that the area gradient of the converging contoured restriction starts at near zero and becomes increasingly negative as the converging contoured restriction nears the nozzle throat.

38. The valve of claim 35 wherein an inner diameter of the initial start position is smaller than the inner diameter of the nozzle throat, the initial start position being downstream of the nozzle throat.

39. The valve of claim 35 wherein the cross-sectional area of the curved inlet passage starts adjacent to the inlet piping in a manner such that a gas flow path is eccentric to the inlet pipe in such that an inlet flow path is as far away as possible from an outlet flange of the outlet.

40. The valve of claim 35 wherein the cross-sectional area of the curved inlet passage is shaped such that the radius of curvature measured orthogonal to flow direction is smaller on the side of the flow path that has a smaller radius of curvature measured parallel to the flow direction than the side of the flow path that has a larger radius of curvature measured parallel to the flow direction.

41. The valve of claim 35 wherein the inlet is adapted to connect to an inlet pipe having a cross-sectional area and wherein the inlet passage has a cross-sectional area at a location adjacent the inlet that is smaller than the cross-sectional area of the inlet pipe.

42. The valve of claim 35 wherein the diffuser extends beyond an outlet flange of the outlet.

43. The valve of claim 35 wherein an initial length of an outlet pipe connected to the diffuser has a smaller inner diameter than the outlet pipe inner diameter, thereby extending the diffuser.

44. The valve of claim 35 further comprising an outward step in the converging contoured restriction for allowing a misalignment between machining operations.

ABSTRACT OF THE DISCLOSURE

A high recovery sonic gas valve design with the inlet flow entering transverse and orthogonal to the outlet flow is presented. The configuration cancels the effects of the inlet flow entering orthogonal to the axis of the nozzle and diffuser. The inlet passage is curved in a manner to let the flow enter along the centerline of the nozzle and diffuser. The nozzle is contoured and provides upstream flow impedance. The diffuser is contoured with the area gradient varying from a low positive value at the nozzle throat then to a maximum value and finally dropping off significantly to near zero prior to the nozzle exit. The diffuser is nearly cylindrical and may extend past the valve outlet flange and protrude into adjacent piping.

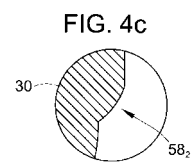
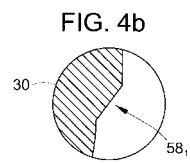
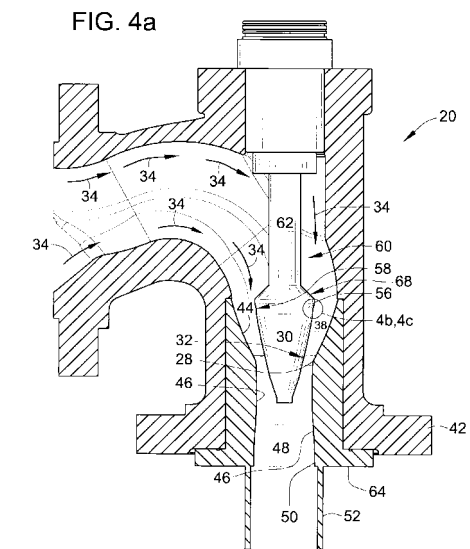
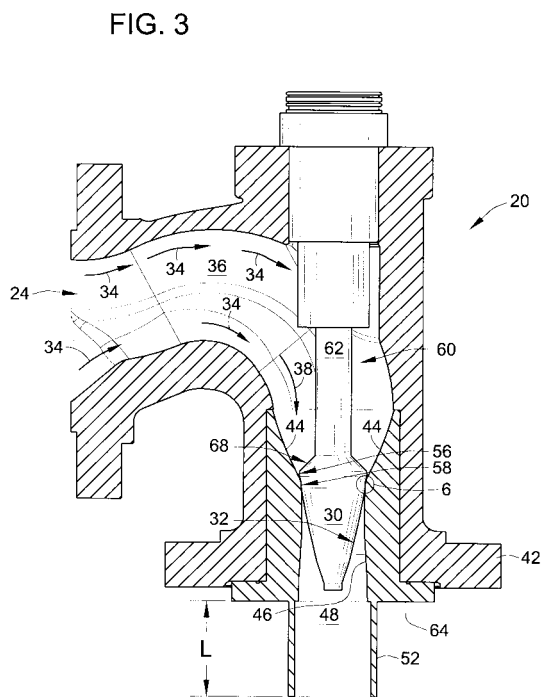
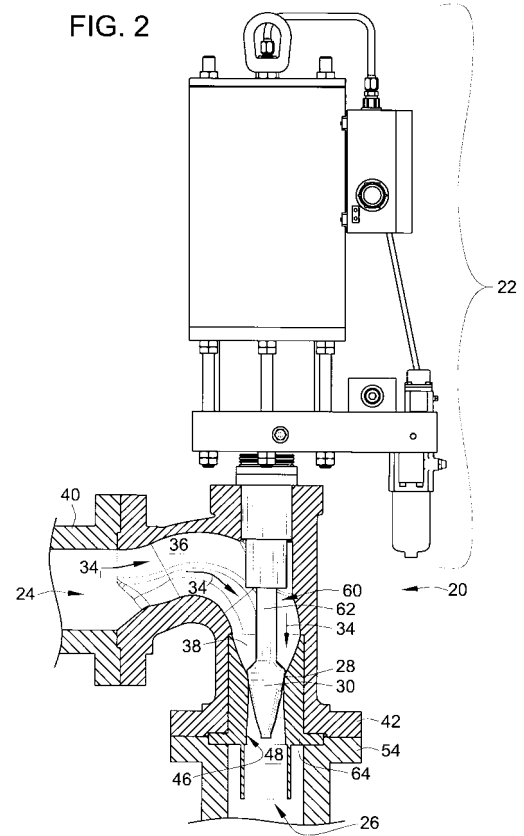
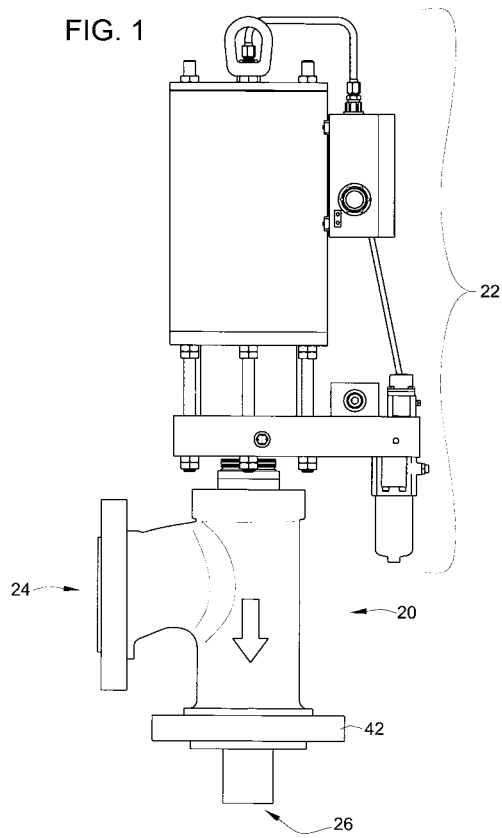


FIG. 5a

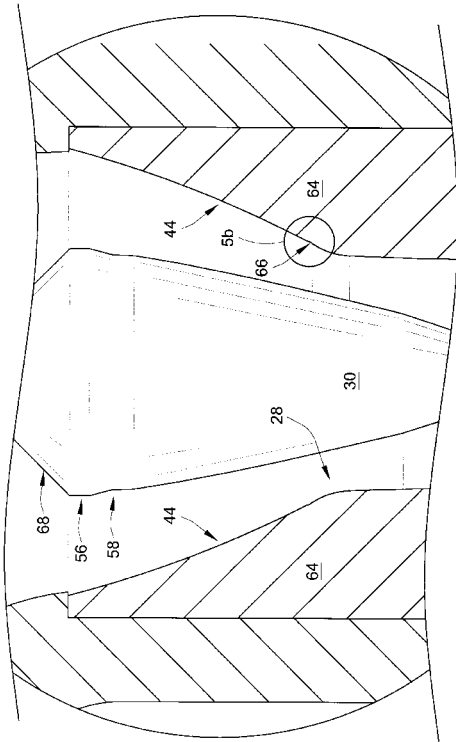


FIG. 5b

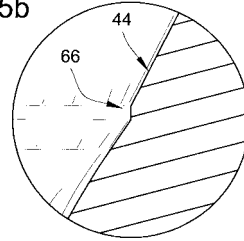


FIG. 6

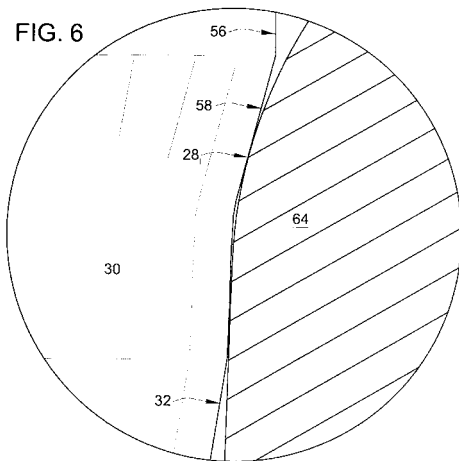


FIG. 7a

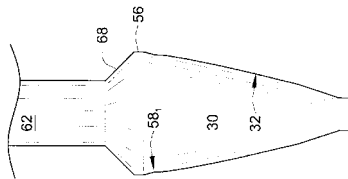


FIG. 7b

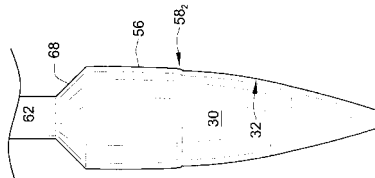


FIG. 7c

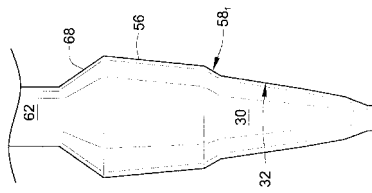


FIG. 8

