

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

B60T 13/135 (2006.01)

F15B 11/00 (2006.01)



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200510052731.1

[45] 授权公告日 2008年7月30日

[11] 授权公告号 CN 100406322C

[22] 申请日 2005.3.9

[21] 申请号 200510052731.1

[30] 优先权

[32] 2004.3.10 [33] US [31] 10/797,305

[73] 专利权人 雅内尔氢公司

地址 美国密执安

[72] 发明人 利奥·库尼

[56] 参考文献

DE1530916B 1970.5.6

US5480222A 1996.1.2

US6467391B2 2002.10.22

US5349820A 1994.10.27

US5048397A 1991.9.17

审查员 胡涛

[74] 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利
商标事务所

代理人 张祖昌

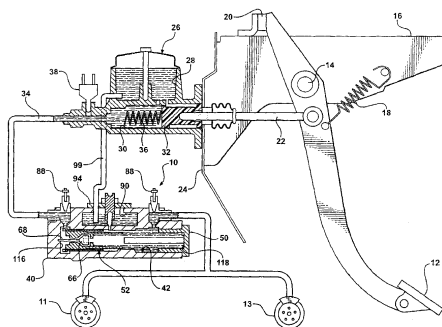
权利要求书6页 说明书16页 附图7页

[54] 发明名称

改良的汽车液压制动系统及其所用液压制动增强机构

[57] 摘要

本发明提供一种改良液压制动系统及用于该制动系统的液压增强机构(10)。该制动系统包括主缸组件(26、126)，带有并入液压流体管路(34、134)中的增强机构(10)，所述液压流体管路向机动车(16)的制动器(11、13)延伸。增强机构包括具有入口端(44)与出口端(46)的缸室(42)。缸室(42)在入口端(44)处被第一末端壁(116)密封。活塞组件(52)可滑动地支承于缸室(42)中。活塞组件(52)包括具有第一外环形壁(100)的第一活塞(54)。穿过缸室(42)而轴向延伸的偏压装置(60)把第一活塞(54)偏压抵靠着第一末端壁(116)。第一活塞(54)与第一末端壁(116)二者中的一者限定着孔口(110)，该孔口用于让流体从缸室(42)入口端(44)流入活塞组件(52)中。



1. 一种液压制动压力增强机构（10）包括：

一流体缸（40），其在入口端（44）与出口端（46）之间轴向延伸，并限定一个贯穿其中的缸室（42），其中所述流体缸（40）包括用于邻近上述入口端（44）密封上述缸室（42）的第一末端壁（116）和用于邻近上述出口端（46）密封上述缸室（42）的第二末端壁（118）；

一活塞组件（52），其可滑动地布置在上述缸室（42）中，用于调节上述入口端（44）与上述出口端（46）之间的流体流量，并包括第一活塞（54），该活塞具有邻接着上述入口端（44）的第一前端（54a），及从上述第一前端（54a）处延伸的第一外环形壁（100）；

上述机构（10）的特征在于：上述第一末端壁（116）限定多个邻近于上述第一外环形壁（100）的孔口（110），以便使流体能够围绕上述第一外环形壁（100）流动并流入上述活塞组件（52）。

2. 如权利要求1所述的液压制动增强机构（10），其特征在于：上述第一末端壁（116）包括与上述第一活塞（54）同轴且其直径小于上述入口端（44）处的上述缸室（42）直径的塞子（48），以便在上述入口端（44）处密封上述缸室（42）。

3. 如权利要求2所述的液压制动增强机构（10），其特征在于：上述塞子（48）限定着邻接上述第一外环形壁（100）的上述多个孔口（110），以便让流体围绕着上述第一外环形壁（100）流动并流入上述活塞组件（52）中。

4. 如权利要求1所述的液压制动增强机构（10），其特征在于：上述第一活塞（54）限定着缸外表面（120），且上述第一外环形壁（100）在上述第一前端（54a）处从上述缸外表面（120）轴向延伸。

5. 如权利要求1所述的液压制动增强机构（10），其特征在于：上述活塞组件（52）还包括同心布置以便在上述第一活塞（54）之内伸缩滑动移动的内活塞（56）。

6. 如权利要求5所述的液压制动增强机构（10），其特征在于：

上述活塞组件（52）还包括布置在上述第一活塞（54）与上述内活塞（56）之间的稳定密封件（107），以防止流体从该两个活塞之间泄漏。

7. 如权利要求1所述的液压制动增强机构（10），其特征在于：上述活塞组件（52）还包括布置在上述第一活塞（54）与上述流体缸（40）之间的滑移环（108），以防止流体从该两者之间泄漏。

8. 如权利要求5所述的液压制动增强机构（10），其特征在于：上述内活塞（56）限定着流动通道（62），该通道用于使流体在上述流体缸（40）的上述入口端（44）与上述出口端（46）之间流通。

9. 如权利要求8所述的液压制动增强机构（10），还包括布置在上述流动通道（62）中的阀构件（66），其用于调节穿过上述流动通道（62）的流体流量。

10. 一种液压制动压力增强机构（10）包括：

一流体缸（40），其在入口端（44）与出口端（46）之间轴向延伸；以及

一活塞组件（52），其布置在上述流体缸（40）中，用于调节上述入口端（44）与上述出口端（46）之间的流体流量，并包括第一活塞（54），该活塞具有邻接着上述入口端（44）的第一前端（54a），及从上述第一前端（54a）处延伸的第一外环形壁（100）；

一内活塞（56），其同心布置以便在上述第一活塞（54）之内伸缩滑动移动；以及

一稳定密封件（107），其布置在上述第一活塞（54）与上述内活塞（56）之间，以便防止流体从上述两活塞之间泄漏；以及

上述流体缸（40）与上述第一外环形壁（100）中的一个限定着孔口（110），以便让流体从上述流体缸（40）的上述入口端（44）流入上述活塞组件（52）。

11. 如权利要求10所述的液压制动增强机构（10），其特征在于：上述第一外环形壁（100）限定着多个孔口（110）。

12. 如权利要求11所述的液压制动增强机构（10），其特征在于：上述多个孔口（110）沿着上述第一外环形壁（100）等距离地间

隔开。

13. 如权利要求 10 所述的液压制动增强机构 (10)，其特征在于：上述流体缸 (40) 限定着穿过该流体缸而延伸的缸室 (42)，在该缸室 (42) 中可滑动地设置上述活塞组件 (52)。

14. 如权利要求 13 所述的液压制动增强机构 (10)，其特征在于：上述流体缸 (40) 包括用于密封邻近上述出口端 (44) 的上述缸室 (42) 的第一末端壁 (116)，以及用于密封邻近上述出口端 (46) 的上述缸室 (42) 的第二末端壁 (118)。

15. 如权利要求 14 所述的液压制动增强机构 (10)，其特征在于：上述第一末端壁 (116) 限定着上述孔口 (110)，该孔口邻接着第一外环形壁 (100)，以便让流体围绕着上述第一外环形壁 (100) 流动并流入上述活塞组件 (52) 中。

16. 如权利要求 15 所述的液压制动增强机构 (10)，其特征在于：上述第一末端壁 (116) 包括与上述第一活塞 (54) 同轴且其直径小于上述入口端 (44) 处的上述缸室 (42) 直径的塞子 (48)，以便在上述入口端 (44) 处密封上述缸室 (42)。

17. 如权利要求 16 所述的液压制动增强机构 (10)，其特征在于：上述塞子 (48) 限定着邻接上述第一外环形壁 (100) 的多个孔口 (110)。

18. 如权利要求 10 所述的液压制动增强机构 (10)，其特征在于：上述第一活塞 (54) 限定着缸外表面 (120)，且上述第一外环形壁 (100) 在上述第一前端 (54a) 处从上述缸外表面 (120) 轴向延伸。

19. 如权利要求 10 所述的液压制动增强机构 (10)，其特征在于：上述内活塞 (56) 限定着流动通道 (62)，该通道用于使流体在上述流体缸 (40) 的上述入口端 (44) 与上述出口端 (46) 之间流通。

20. 如权利要求 19 所述的液压制动增强机构 (10)，还包括布置在上述流动通道 (62) 中的阀构件 (66)，其用于调节穿过上述流动通道 (62) 的流体流量。

21. 如权利要求 10 所述的液压制动增强机构 (10)，其特征在

于：上述活塞组件（52）还包括布置在上述第一活塞（54）与上述内活塞（56）之间的滑移环（108），以进一步防止流体从该两个活塞之间泄漏。

22. 一种机动车所用改良制动系统，包括：

（a）制动器（11、13）；

（b）主缸（30、130），其用于对流体施加压力并向上述制动器（11、13）供应流体；

（c）从上述主缸（30、130）延伸的液压流体管路（34、134），其用于把流体引向上述制动器（11、13）；以及

（d）制动压力增强机构（10），被结合在上述液压流体管路（34、134）中，以便按指数规律放大从上述主缸（30、130）去往上述制动器（11、13）的压力，且该增强机构包括：

（i）轴向延伸于入口端（44）与出口端（46）之间的流体缸（40）；

（ii）布置在上述流体缸（40）中的活塞组件（52），该活塞组件用于调节上述入口端（44）与上述出口端（46）之间的流体流量，并包括第一活塞（54），该活塞具有第一前端（54a）和从该第一前端（54a）延伸的第一外环形壁（100）；

（iii）上述系统的特征在于：上述流体缸（40）限定多个邻近于上述第一外环形壁（100）的孔口（110），以便使流体能够围绕上述第一外环形壁（100）流动并流入上述活塞组件（52）。

23. 如权利要求 22 所述的改良制动系统，其特征在于：上述主缸（30、130）还被定义为具有第一缸室（112）和第二缸室（114）的对分主缸（130）。

24. 如权利要求 23 所述的改良制动系统，还包括布置在上述对分主缸（130）中的第一对分缸活塞（132），其用于在上述第一缸室（112）中压缩流体，并以第一线性增大函数方式向上述液压流体管路（134）供应流体压力以响应上述第一活塞（54）的移动。

25. 如权利要求 24 所述的改良制动系统，其特征在于：上述制动器（11、13）还被定义为前制动器（11），且上述液压流体管路（134）

把流体引向该前制动器(11)。

26. 如权利要求 25 所述的改良制动系统,还包括后制动器(13)和第二液压流体管路(135),该第二液压流体管路从上述对分主缸(130)的上述第二缸室(114)延伸,用于把流体引向上述后制动器(13)。

27. 如权利要求 26 所述的改良制动系统,还包括布置在上述对分主缸(130)中的第二对分缸活塞(138),其用于在上述第二缸室(114)中压缩流体,并以第二线性增大函数方式向上述第二液压流体管路(135)供应流体压力以响应上述第二对分缸活塞(138)的移动。

28. 一种机动车所用改良制动系统,包括:

(a) 前制动器(11)和后制动器(13);

(b) 对分主缸(130),具有第一缸室(112)和第二缸室(114),以便对流体施加压力并向上述制动器(11、13)供应流体;

(c) 从上述主缸(130)延伸的液压流体管路(134),其用于把流体引向上述前制动器(11);

(d) 布置在上述对分主缸(130)中的第一对分缸活塞(132),其用于在上述第一缸室(112)中压缩流体,并以第一线性增大函数方式向上述液压流体管路(134)供应流体压力以响应上述第一活塞(54)的移动;

(e) 从上述对分主缸(130)的上述第二缸室(114)延伸的第二液压流体管路(135),其用于把流体引向上述后制动器(13);以及

(f) 制动压力增强机构(10),被结合在上述液压流体管路(134)中,以便按指数规律放大从上述主缸(130)去往上述前制动器(11)的压力,且该增强机构包括:

(i) 轴向延伸于入口端(44)与出口端(46)之间的流体缸(40);

(ii) 布置在上述流体缸(40)中的活塞组件(52),该活塞组件用于调节上述入口端(44)与上述出口端(46)之间的流体流量,并包括第一活塞(54),该第一活塞具有第一前端(54a)和从该第一

前端 (54a) 延伸的第一外环形壁 (100) ;

(iii) 上述系统的特征在于: 上述流体缸 (40) 与上述第一外环形壁 (100) 中的一个限定着孔口 (110), 该孔口用于让流体从上述流体缸 (40) 的上述入口端 (44) 流入上述活塞组件 (52) 中。

29. 如权利要求 28 所述的改良制动系统, 还包括布置在上述对分主缸 (130) 中的第二对分缸活塞 (138), 其用于在上述第二缸室 (114) 中压缩流体, 并以第二线性增大函数方式向上述第二液压流体管路 (135) 供应流体压力以响应上述第二对分缸活塞 (138) 的移动。

30. 如权利要求 28 所述的改良制动系统, 其特征在於: 上述多个孔口 (110) 沿着上述第一外环形壁 (100) 等距离地间隔开。

31. 如权利要求 28 所述的改良制动系统, 其特征在於: 上述流体缸 (40) 限定着邻接上述第一外环形壁 (100) 的上述孔口 (110), 以便让流体围绕上述第一外环形壁 (100) 流动并流入上述活塞组件 (52) 中。

改良的汽车液压制动系统及其所用 液压制动增强机构

技术领域

本发明涉及液压制动系统，且尤其涉及布置在机动车制动系统的制动压力增强机构（brake pressure intensifying apparatus）中的改良活塞组件。

背景技术

用于机动车制动系统中的多级液压增压器（booster）是现有技术中广为人知的。此种压力增压器，或制动压力增强机构，采用同心活塞系统以便逐渐增强车轮制动分泵（wheel cylinder）的压力，形成可与电力助动机动车制动系统中所形成的制动踏板感觉相比较的该种感觉。此种现有技术压力增强机构在詹森（Jansson）的美国专利第3010282号和库尼（Cooney）的美国专利第3425222、4976190、5048397及5480222号中做了例示。所述这些参考件公开了一种自足的机构，该机构沿着延伸于机动车的主缸与车轮制动分泵之间的液压流体管路而安装。流体缸包括缸室和可滑动地布置于缸室中的活塞组件。活塞组件包括第一活塞和内活塞，该内活塞同心地布置在第一活塞中，用于在第一活塞之内伸缩地滑动移动。内活塞限定着经由内活塞而使流体流通的流动通道。在内活塞的流动通道中布置了装有弹簧的止回阀。压缩弹簧把活塞组件向着缸体的入口端偏压。

制动压力增强机构被来自主缸的流体压力启动。当机动车操作者向制动踏板施力时，来自主缸的流体压力就被传递给制动压力增强机构的入口端，使流体笔直流过内活塞的流动通道和止回阀而抵达车轮制动分泵，而不会使压力有任何增强。当施加来自主缸的预定级别压力时，第一活塞和内活塞就一起移动，或者“抬离”（lift off）而抵抗弹簧的偏压压力，并让止回阀关闭。由于第一活塞与内活塞两者中每

一者的入口端的直径均大于它们各自出口端的直径，所述这种移动就使流体压力逐渐增大。由于主缸中的压力增大，两个活塞就继续一起移动，直到第一活塞被从缸体朝内延伸进缸室中的环形凸缘（annular ledge）堵住为止。然而，内活塞却不受此种抑制，依然在缸体中移动。

现有技术增强机构的缺陷之一，就在于活塞组件升高之前，活塞组件上的压缩弹簧的偏压压力已把第一活塞推动成与第一末端壁相接触了，而所述末端壁密封着邻近流体缸入口端的缸室，因此就局部地阻挡流动通道并阻止流体流入内活塞的流动通道中。其结果是，在初始制动期间，经过增强机构的流体压力可能是飘忽不定的而且是不可预知的，即在升高之前，流体喷射着或以变动着的流量渗入流动通道中，这依据小活塞（minor piston）的移动而定。飘忽不定且不可预知的流体压力可能会影响制动感觉及制动性能。

现有技术制动系统的另一缺陷是，增强机构一般是增大整个制动系统的流体压力，即每个车轮上的流体压力均被增大。其结果是，在通往机动车后轮以便在制动情形下减小后轮制动压力并防止后轮被刹住的流体管路，平常也需要装上减压阀。而减压阀加大了制动系统的成本。

因此，就有机会提供一种液压制动压力增强机构及制动系统，该系统所包括的增强机构，可促成流体经过增强机构而形成既平稳又受控的流动特性，也使来自流体缸入口端的流体压力经过增强机构而更为连贯稳定，而且提供一种改良的制动感觉及性能，尤其在初始制动期间更是如此。

发明内容

本发明提供一种液压制动压力增强机构，其类型为增强机动车制动系统液压的。该机构包括在轴向上延伸于入口端与出口端之间的流体缸。在流体缸中布置了活塞组件，以便调节流体在入口端与出口端之间的流量。活塞组件包括第一活塞，该第一活塞具有邻近入口端的第一前端。第一外环形壁从第一活塞的第一前端处延伸。所述机构的特征在于：流体缸与第一外环形壁二者中的一者限定着一个孔口，该

孔口可让流体从流体缸的入口端流入活塞组件中。

本发明还提供一种机动车所用改良制动系统。该系统包括制动器、主缸、液压流体管路，以及制动压力增强机构。主缸对制动流体施以压力，并为制动器供应制动流体。液压流体管路从主缸处延伸，以便把制动流体引向制动器。制动压力增强机构被并入液压流体管路中，以便按指数规律（*exponentially*）放大从主缸去往制动器的制动流体的压力。制动压力增强机构包括轴向延伸于入口端与出口端之间的流体缸。在该缸中布置了活塞组件，用于调节入口端与出口端之间的流体流量。活塞组件包括具有第一前端的第一活塞。第一外环形壁从第一前端处延伸。所述系统的特征在于：流体缸与第一外环形壁二者中的一者限定着一个孔口，该孔口可让流体从流体缸的入口端流入活塞组件中。

业已发现，包括有一孔口在流体缸与第一外环形壁二者的一者中的增强机构，会促进来自流体缸入口端的流体经过增强机构平稳而受控的流动，也使经过增强机构的流体压力更为连贯稳定，而且提供一种改良制动感觉及性能，尤其是在初始制动期间更是如此。

附图说明

当参照附图理解下文的详细说明时，也就容易理解本发明的其他优点了，在这些附图中：

图 1 是机动车制动系统示意图，图中包括的横截剖视图，显示本发明的液压制动压力增强机构，其与邻近主缸组件的液压流体管路相连接；

图 2 的示意图，显示机动车制动系统，该系统包括本发明的液压制动压力增强机构，该机构与从对分主缸组件（*split master cylinder assembly*）处延伸的液压流体管路相连接；

图 3 的横截剖视图，显示本发明的液压制动压力增强机构；

图 4 的侧视图，显示液压制动压力增强机构的阀构件；

图 5 是图 3 所示阀构件的端视图；

图 6 的局部横截剖视图，显示处于第一操作阶段的本制动压力增

强机构；

图 7 的局部横截剖视图，显示处于第二操作进行阶段的本制动压力增强机构；

图 8 的局部横截剖视图，显示处于第三操作进行阶段的本制动压力增强机构；

图 9 的局部横截剖视图，显示处于第四操作进行阶段的本制动压力增强机构；

图 10 的侧视图，显示在第一操作进行阶段与流体缸第一末端壁毗邻的第一活塞；

图 11 的透视图，显示包括了第一活塞及内活塞的活塞组件；

图 12 的曲线图，显示由相似的现有技术装置所产生的飘忽不定的压力增强度；

图 13 的曲线图，显示由图 1 所示实施例的本发明所产生的平稳的压力增强度；以及

图 14 的曲线图，显示在图 1 所示实施例的入口压力范围内入口压力对出口压力的比率。

具体实施方式

参看附图，其中，同样的附图标记表示多幅附图中同样的或对应的部分，符合本发明的液压制动压力增强机构均标记为 10。机动车所用制动系统示意图显示于图 1 中。专业人员都会明白，增强机构 10 还可在除了图 1 所示制动系统之外的其他类型制动系统中实行，例如在图 2 所示那种包括对分主缸的制动系统中实行。制动系统包括踏板 12，其围绕着枢轴 14 枢转地连接着机动车 16 的一个部分。在制动踏板 12 与机动车 16 支架部分之间延伸着拉伸弹簧 18，该弹簧用于把制动踏板 12 推向固定止动构件 20。推杆 22 枢转地连接着制动踏板 12，并穿过机动车 16 的防火壁部分 24 而延伸。

在图 1 所示实施例中，主缸组件 26 在固定位置上连接着防火壁 24 的发动机室一侧，该一侧与制动踏板 12 相反。主缸组件 26 包括流体储罐 (reservoir) 28，该储罐布置在主缸 30 上方并与其流体通联。

主缸 30 对流体施加压力，并为机动车 16 的制动器 11、13 供应流体。更具体地说，在主缸 30 中可滑动地布置了活塞 32 用于把流体推出主缸 30 并推入相关的液压流体管路 34 中。液压流体管路 34 从主缸 30 处延伸以便把流体引向制动器 11、13。连接着制动踏板 12 的推杆 22 向主缸组件 26 的活塞 32 延伸，从而当操作者向制动踏板 12 施压时，主缸 30 中的活塞 32 就把流体推入液压流体管路 34 中。回位弹簧 36 布置在主缸 30 中，用于在制动踏板 12 上的压力减小时把活塞 32 推向主缸 30 中的未启动（unactuated）位置上。流体压力传感器 38 在主缸组件 26 的下游通联着液压流体管路 34，用于把信号传送给机动车 16 的操作者可见的警告灯或测量仪（gauge），以便在液压流体压力降低到低于最小值时引起操作者警惕。液压流体管路 34 从主缸组件 26 延伸到每个制动器 11、13，更具体地说是延伸到机动车 16 四个车轮处的制动器（brake actuator）。制动压力增强机构 10 连接着与主缸组件 26 相邻接的液压流体管路 34。

在如图 2 所示的另一实施例中，制动系统包括对分主缸组件 126。对分主缸组件 126 包括液压流体储罐 128 以及与液压流体储罐 128 流体通联的对分主缸 130。液压流体储罐 128 布置在对分主缸 130 上方。第一对分缸活塞 132 与第二对分缸活塞 138 布置在对分主缸 130 之内，并沿着纵向轴线 131 对齐。对分主缸组件 126 限定着对分主缸 130 之内的第一缸室 112，该缸室与第一对分缸活塞 132 相邻接并与第二对分缸活塞 138 远离。对分主缸组件 126 还限定着对分主缸 130 之内的第二缸室 114，该缸室处于第一对分缸活塞 132 与第二对分缸活塞 138 之间。第一压缩弹簧 136 布置在第一缸室 112 中，且第二压缩弹簧 137 布置第二缸室 114 中，所述弹簧分别用于在制动踏板 12 上的压力减小时，把第一与第二活塞 132 与 138 推向对分主缸 130 中的未启动位置上。液压流体管路 134 和第二液压流体管路 135 分别与第一缸室 112 和第二缸室 114 流体通联。第一缸室 112 大于第二缸室 114，以便在第一对分缸活塞 132 和第二对分缸活塞 138 被启动时，向液压流体管路 134 供应更大的流体流量。连接着制动踏板 12 的推杆 22 向第二对

分缸活塞 138 延伸,从而当操作者向制动踏板 12 施压时,力就传递给第二对分缸活塞 138,这样又转而经过液压把力传递给第一对分缸活塞 132。第一与第二对分缸活塞 132 与 138 把流体分别推入液压流体管路 134 与第二液压流体管路 135 中。当制动踏板 12 上的压力减小时,第一与第二压缩弹簧 136 与 137 就伸展,因而把第一与第二对分缸活塞 132 与 138 推向对分主缸 130 中的未启动位置上。流体压力传感器 38 通联着液压流体管路 134 及第二液压流体管路 135,用于在对分主缸组件 126 下游把信号传送给机动车 16 的操作者可见的警告灯或测量仪,因此而在液压流体压力降低到低于最小值时引起操作者警惕。液压流体管路 134 从对分主缸 130 的第一缸室 112 延伸到制动压力增强机构 10,液压流体管路 134 从那里延伸到前制动器 11,更具体地说是延伸到机动车 16 前轮的制动器上。第二液压流体管路 135 从对分主缸组件 126 的第二缸室 114 延伸到后制动器 13,更具体地说是延伸到机动车 16 后轮的制动器上。制动压力增强机构 10 连接着液压流体管路 134。因此,当力施加于制动踏板 12 时,对分主缸组件 126 推入第一液压流体管路 134 中的流体,就比推入第二液压流体管路 135 中的更多,这样就在第一液压流体管路 134 中产生更大的压力。

对于所述两种制动系统而言,第一液压流体管路 134 中的压力,且对于包括对分主缸组件 126 在内的制动系统而言,第二液压流体管路 135 中的压力,是随着施加到制动踏板 12 上的力而成线性函数增大的。线性函数是由对分主缸组件 126 中的力的大小与液压流体管路 134 及第二液压流体管路 135 出口压力的恒稳比率而下定义的,即,一条带有恒定斜度 (constant slope) 的直线曲线。如图 13 所示,入口压力刚一达到预定临界值,制动压力增强机构 10 就以指数函数方式放大液压流体管路 134 中的压力。参看图 14,指数函数是由对施加于制动踏板 12 上的力,与来自制动压力增强机构 10 的出口压力的增大比率进行测量而下定义的,即根据具有恒定增大斜度的曲线来下定义的。当入口压力约为 300 磅的力时,由此形成对于前制动器 11 增大的压力,此压力比起对于增强机构 10 的入口压力,大出 5 倍之多。同时,对于

包括对分主缸组件 126 在内的制动系统而言,施加于制动踏板 12 上的力,与对于第二液压流体管路 135 的出口压力的比率,保持不变。

把对分主缸组件 126 与制动压力增强机构 10 在液压流体管路 134 中结合起来,该增强机构 10 就能使前轮 11 的压力放大率达到 5:1。其结果是,该压力放大率使得有充足的力提供给前轮而把机动车 16 停住,而不用使来自对分主缸组件 126 以施加于后轮 13 的压力放大。因此,在延伸到后制动器 13 的第二液压流体管路 135 中,就不需要减压阀,因为对后制动器 13 的流体压力并未放大。在急刹车时,减压阀往往都会起作用,以防止当压力达到某个临界值且同时第一液压流体管路 134 的压力增大而足以迅速停下机动车 16 的情况下,由于第二液压流体管路 135 的压力解除而使后制动器 13 锁定不动。然而,采用带有对分主缸组件 126 的制动压力增强机构 10,液压流体管路 134 的压力充分增大就把机动车 16 迅速停住,而不把第二液压流体管路 135 的压力增大成足以导致后制动器 13 被锁定不动的。因此,在第二液压流体管路 135 中就不需要用减压阀了。消除了对减压阀的需求,本发明的制动系统成本也就减低了。

图 3 中很清晰地显示了制动压力增强机构 10,且该机构包括延伸于入口端 44 与出口端 46 之间的铸铁流体缸 40。缸室 42 被限定为在纵向上穿过流体缸 40。流体缸 40 包括第一末端壁 116 和第二末端壁 118,第一末端壁用于密封邻近缸室 42 入口端 44 的缸室 42,而第二末端壁用于密封邻近出口端 46 的缸室 42。为了容易制造,缸室 42 最好完全穿过流体缸 40 而延伸,使塞子 48 与第二塞子 50 分别布置在邻近入口端 44 与出口端 46 处,以形成封住流体的密封,因而即使在压力增大时也可防止流体从流体缸 40 中泄漏出来。塞子 48 及第二塞子 50 与缸室 42 同轴,且这两个塞子的直径分别小于入口端 44 与出口端 46 处的缸室 42 的直径,以便在入口端 44 与出口端 46 处密封缸室 42。

在图 3 中均标记为 52 的活塞组件,沿着缸室 42 的轴线可滑动地布置,用于调节入口端 44 与出口端 46 之间的流体流量。活塞组件 52 回应邻接着缸室 42 入口端 44 的流体压力,以便在缸室 42 的出口端

46处使非线性的流体压力逐渐增强。如下文将要详细说明的那样，活塞组件52以平稳过渡的方式增强入口压力，并把此种增强了的压力施加于车轮上的制动器。更具体地说，当机动车16的操作者对制动踏板12施加压力时，主缸30、130中的活塞32、132就被移动而在液压流体管路34、134中产生流体压力。主缸活塞32、132所产生的流体压力自然而是线性的，其中，产生于液压流体管路34、134中的流体压力直接与施加于制动踏板12上的压力量成比例。所以，当施加于制动踏板12的压力增大时，液压流体管路34、134中的流体压力就以直接成比例的方式增大。

参看图14，增强机构10中的活塞组件52把退出增强机构10的压力以非线性的或者不成比例的比率加以放大，从而当液压流体管路34、134中的流体压力增大时，产生于缸室42出口端46处的流体压力就以非线性方式逐渐增大，超过缸室42入口端44处的流体压力。其结果是，机动车16的操作者执行与被施加的制动踏板压力平稳相关的制动动作。施加于制动踏板12的轻微压力不会使制动器11、13急剧动作(to grab)，而施加于制动踏板12较大的压力则会使机动车16迅速受控地停住。所以，机动车16的操作者能够更容易地控制机动车16的刹车或使车轮锁定不动，且因此在紧急情况下更安全地操纵机动车16。此外，制动减弱现象被可测量地消除了，且踏板行进不会增加到过分位置(excessive point)。而且，机动车制动系统无论在发动机运行或不运行的情况下均同样工作良好。

增强机构10的活塞组件52包括沿着缸室42的轴线可滑动地布置的第一活塞54。第一活塞54包括邻接着缸室42入口端44的第一前端54a以及邻接着缸室42出口端46的第一后端54b。第一外环形壁100在第一前端54a处从第一活塞54延伸。更具体地说，第一活塞54限定着缸外表面120，且第一外环形壁100在第一前端54a处同轴地从缸外表面120延伸。

最好第一外环形壁100限定着孔口110，更好地是限定着多个孔口110，以便让流体从流体缸40的入口端44流入活塞组件52中，更

具体地说是从缸室 42 流入所述活塞组件中。在一个最为推荐的实施例中，多个孔口 110 沿着第一外环形壁 100 相等地形成间隔，以便让流体均衡地流入活塞组件 52 中。要明白的是，流体缸 40，更具体地说是第一末端壁 116，可以限定邻近入口端 44 的孔口 110，以便让流体围绕着第一外环形壁 100 流动并从缸室 42 的入口端 44 流入活塞组件 52 中。当使用塞子 48 时，其也可以限定孔口 110。同样的，第一末端壁 116 和塞子 48 限定着邻接第一外环形壁 100 的多个孔口 110。换言之，当增强机构 10 处于未启动位置上时，第一活塞 54，更具体地说是第一外环形壁 100，被偏压而抵靠着第一末端壁 116。孔口 110 被限定于塞子 48 中，或限定于第一末端壁 116 中，而所述末端壁邻接着与第一外环形壁 100 相接触的一个点，以便当第一活塞 54 与第一末端壁 116 相接触时，能使流体围绕着第一外环形壁 100 流动。孔口 110 促成流体经过增强机构 10 而形成既平稳又受控的流动特性，且使来自流体缸 40 入口端 44 而经过增强机构 10 的流体压力更为连贯稳定。其结果是，操作者体验到改良的制动感觉及性能，尤其在初始制动期间更是如此。

活塞组件 52 还包括同轴布置的内活塞 56，其用于在第一活塞 54 之内伸缩移动。内活塞 56 包括邻接着缸室 42 入口端 44 的第二前端 56a，以及邻接着缸室 42 出口端 46 的第二后端 56b。所以，第一活塞 54 和内活塞 56 在缸室 42 之内是同轴的，且适应于在缸室中自由滑动移动。第一活塞 54 一般是管状的即带有薄壁的构件，其具有一系列内台阶及外台阶，即其直径是可变的，由于随后将要说明的原因，该活塞处于缸外表面 120 中。相似地，内活塞 56 包括至少一个外台阶即边缘 (rim) 58，其原因随后再加以说明。

第一活塞 54 的第一前端 54a 形成包括净面积的环形第一前端面积，缸室 42 中的流体压力可在该净面积上起作用而对第一活塞 54 单独施加因而产生的力。第一活塞 54 的第一后端 54b 形成包括净环形面积的环形第一后端面积，缸室 42 中的流体压力可在该净环形面积上起作用而施加力，以便把第一活塞 54 推向缸室 42 的入口端 44。同样的，

内活塞 56 形成在第一前端 56a 处完全是环形的第二前端面积以及在第二后端 56b 处完全是环形的第二后端面积。

在缸室 42 中布置了偏压装置 60，用于把活塞组件 52 轴向地推向缸室 42 的入口端 44。偏压装置 60 最好包括压缩弹簧，该弹簧的一个末端坐落在第二塞子 50 的凹陷部中，且该弹簧穿过缸室 42 而轴向地延伸到内活塞 56。内活塞 56 包括伸缩地接纳着压缩偏压装置 60 基本部分的凹陷部 61，以便在运行期间支承偏压装置 60。

流动通道 62 穿过活塞组件 52 轴向地延伸而使流体在流体缸 40 的入口端 44 与出口端 46 之间流通，更具体地说是在缸室 42 中流通。流动通道 62 被布置在中央而沿着缸室 42 的轴线穿过内活塞 56，以便让流体直接穿过缸室 42 而从入口端 44 流向出口端 46。流动通道 62 包括其理由将随后予以说明的底座表面 64 (seat surface)。

阀构件在图 3 中一般均标记为 66。阀构件 66 布置在流动通道 62 中，用于调节流经流动通道 62 的流体，以回应邻接着缸室 42 入口端 44 的预定流体压力。由于这个原因，内活塞 56 的末端面积据说是完全环形的，即当阀构件 66 关闭时，无论阀构件 66 是敞开还是关闭，然而第一活塞 54 的末端面积总是环形的。阀构件 66 包括销子 68，该销子沿着缸室 42 的轴线而延伸并具有固定在第一末端壁 116 上的末端，更具体地说，所述末端固定在塞子 48 上。销子 68 在中央穿过流动通道 62 的一个部分以便与阀构件 66 相啮合。阀簧 71 把阀构件 66 向着流动通道 62 的底座表面 64 推动即偏移。然而，当第一活塞 54 及内活塞 56 处于图 6 所示位置上时，销子 68 使阀构件 66 保持在与流动通道 62 中的底座表面 64 有间隔的位置上，以便让流体从中流过。

阀构件 66 具有截头圆锥体 (frustoconical) 密封部分 72，且流动通道 62 的底座表面 64 具有匹配形状的表面，以便与阀构件 66 的截头圆锥体密封部分 72 匹配啮合而把以升高的压力流经通道 62 的流体密封住，并防止流体泄漏。

如图 4 与图 5 极清晰显示的那样，阀构件 66 包括从截头圆锥体密封部分 72 处轴向延伸的花键导向部分 (splined guide portion) 74。

导向部分 74 的花键的顶 (crests) 与内活塞 56 中的内壁 76 相啮合。所以, 导向部分 74 的花键就使阀构件 66 在流动通道 62 中受导而轴向移动, 同时又让流体在各个相邻的花键之间流动。这种受导的线性移动防止阀构件 66 在流动通道 62 中颠覆或翘起。所以, 导向部分 74 就作为一种装置, 起到了使截头圆锥体密封部分 72 与流动通道 62 中的截头圆锥体底座表面 64 对齐的作用, 以确保在运行期间使匹配对齐完善, 且因而保持最佳密封特性。筒状凹陷部 78 轴向延伸而穿过阀构件 66 的一个末端, 该末端与截头圆锥体密封部分 72 相反。阀簧 71 被布置在阀构件 66 的凹陷部 78 中, 并延伸到内活塞 56 的盘状壁 82 上。阀簧 71 把阀构件 66 推向流动通道 62 的底座表面 64。

阀构件 66 的截头圆锥体密封部分 72 及流动通道 62 的截头圆锥体底座表面 64 都被布置成同样的圆锥角度, 从而达到完全面对面的接触, 以形成较好的密封能力。为了进一步提高密封能力, 最好把一个 O 形环 84 布置在流动通道 62 的截头圆锥体底座表面 64 上, 邻接着该表面的最小直径部分。相似地, 最好把一个 O 形环 86 布置在阀构件 66 的截头圆锥体密封部分 74 上, 邻接着该部分的最大直径部分。然而, 要明白的是, 为了防止流体从流动通道 62 中泄漏出来, O 形环 84、86 两个环当中, 只有一个环是必需的。如图 4 极清晰显示的那样, 阀构件 66 的 O 形环 86 具有外周边范围 (extent), 这一范围略微小于花键导向部分 74 的齿根圆直径 (root diameter)。这样就可让完全的、不受限制的流体流经阀构件 66。仅有 O 形环 86 的一个部分延伸到截头圆锥体密封部分 72 之外, 或从该部分向外延伸。相似地, 仅有 O 形环 84 的一个部分延伸到截头圆锥体底座表面 64 之外。在一个推荐实施例中, 当阀构件 66 与流动通道 62 的底座表面 64 啮合或配合时, 两个 O 形环 84、86 彼此都不相互接触, 却与另外那个构件的相关截头圆锥体表面相接触。延伸到其各自对应表面 64、72 之外而变平成为两个表面 64、72 的 O 形环 84、86 的那些部分, 被液压压在一起。O 形环 84、86 的变平现象, 只有当底座 64 的截头圆锥体表面与密封部分 72 的截头圆锥体表面相啮合时, 才会发生。所以, 不仅使密封部分

72 与底座表面 64 之间形成面对面的接触，最好还设置双重 O 形环密封，从而肯定性地形成流体密封，因而即使在压力极大的情况下，也可防止流体泄漏。

当阀构件 66 关闭流动通道 62 时，第一活塞 54 和内活塞 56 还可以在缸室 42 中同时移动，即完全协调地移动。当第一活塞 54 和内活塞 56 完全协调地移动时，它们具有组合前端面积，包括第一活塞 54 第一前端 54a 的完整环形面积。以上述另一方式，组合前端面积就等于环形第一前端面积与同心环形第二前端面积的算术和。同样的，当第一活塞 54 和内活塞 56 一起移动时，它们就形成一个由第一后端 54b 的完整环形面积组成的组合后端面积。或者换句话说，组合后端面积等于环形第一后端面积与第一后端面积的算术和。

参看图 3，图中所示两个排气螺纹接管 (air bleeding nipple) 88 以螺纹穿入流体缸 40 中，并分别与缸室 42 的入口端 44 和出口端 46 相通联。残存空气 (trapped air) 以常规方式经由螺纹接管 88 从机动车制动系统中尤其是从增强机构 10 中排出。

在一个实施例中，流体缸 40 也包括布置在缸室 42 上方的流体箱 (fluid chamber) 90。小通道 92 延伸于缸室 42 与流体箱 90 之间，用于使流体在缸室与流体箱之间流通。盖子 94 设置在流体箱 90 上，并用螺丝紧固在流体缸 40 上。闭锁螺钉 (lockout screw) 96 以螺纹穿入盖子 94 并向流体箱 90 中的通道 92 延伸。闭锁螺钉 96 包括鼻状部分 98，该部分适应于密封通道 92 并因此起到阀的作用而液压地把活塞组件 52 锁在未启动位置上 (见图 6)。流体传送管 99 使流体在流体箱 90 与主缸组件 26 的储罐 28 之间流通。所以，当流体箱 90 中的流体增加而过度时，传送管 99 就把过度的流体送回给主缸组件 26、126。在另一实施例中，流体传送管 99 直接连接着通道 92，且过度的流体被从缸室 42 送回给主缸组件 26、126。

现在参看图 6 至图 9，来说明增强机构 10 实施例的操作情况。在图 6 中，以放大横截剖视图所显示的增强机构 10 的缸室 42 及活塞组件 52，处于未启动的即低压力的位置上。只要当制动踏板 12 不起动

或仅仅轻微起动，第一活塞 54 和内活塞 56 都被布置在这一未启动位置上，以便在缸室 42 的入口端 44 处产生多达每平方英寸约为 200 磅的压力。在活塞组件 52 处于这一位置上时，销子 68 就把阀构件 66 压成与流动通道 62 的底座表面 64 分离的或有间隔的状态，以便形成一条使流体从缸室 42 的入口端 44 流向出口端 46 的路径。活塞组件 52 一直保持在这一位置上，直到有充足的压力在液压流体管路 34 中形成为止。直到活塞组件 52 被从这一未启动位置上移动为止，流体均可自由地经由增强机构 10 而流向车轮制动分泵制动器，从而实现不使压力增强或增加。

当液压流体管路 34 中的流体压力在主缸组件 26 处超过预定值例如每平方英寸 200 至 300 磅时，作用于第一活塞 54 及内活塞 56 的流体压力就开始克服偏压装置 60 的偏压压力，并因此而完全协调地顺着轴向把第一活塞 54 及内活塞 56 推向缸室 42 的出口端 46。如图 7 所示，当第一活塞 54 和内活塞 56 在缸室 42 中已经移动了足够的距离，销子 68 就与阀构件 66 分离，并让阀构件 66 的截头圆锥体密封部分 74 坐落在流动通道 62 的底座表面 64 上。当这种情况发生时，主缸组件 26、126 与缸室 42 入口端 44 之间液压流体管路 34、134 中的流体，就与在机动车 16 车轮处从制动器 11、13 出口端 46 而延伸的液压流体管路 34、134 中的流体隔离或分离。当阀构件 66 把缸室 42 入口端 44 与出口端 46 之间的流体一隔离开，就能实现压力强化或增强的现象。

更具体地说，第一活塞 54 的第一后端面积小于第一活塞 54 的前端面积。由于流体压力与被施加压力的横截面积成反比例，当第一活塞 54 在缸室 42 中移动时，在入口端 44 与出口端 46 之间就会发生压力增强或强化现象。

第一活塞 54 的第一外环形壁 100，具有环形凸缘 101，该凸缘适应于与从缸室 42 朝内径向延伸的对应环形凸缘 102 啮合。如图 8 所示，第一活塞 54 向缸室 42 出口端 46 的移动，可导致第一凸缘 101 与缸凸缘 102 相接触。当然，这样会防止第一活塞 54 向缸室 42 的出口端 46 进一步移动。然而，内活塞 56 依然可以自由地在第一活塞 54 之内向

着出口端 46 移动。然而，操作者施加于制动踏板 12 上的压力，可能并非施加恒定的压力，且增强机构 10 的入口端 44 与出口端 46 之间的压力波动，可能会导致飘忽不定的压力放大，如图 12 所示现有技术的紊流区出现的情况那样。为了抵消此种压力波动，第一活塞 54 依然自由地在缸室 42 之内移动，并根据压力波动而进行调节，以便导致图 13 所示平稳压力放大曲线的出现。

如图 9 所示，在缸室 42 入口端 44 处压力继续增大，把内活塞 56 在缸室 42 中相对于第一活塞 54 轴向地推动。这样就导致压力进一步增强，因为内活塞 56 的第二后端面积小于第二前端面积。然而要明白的是，当第一活塞 54 和内活塞 56 在缸室 42 中移动时，它们往往会彼此相对滑动。也就是说，第一活塞 54 与内活塞 56 会以交互的阶梯般方式移动而产生平稳且渐进的压力强化。

内活塞 56 的外边缘 58 的轴向移动受到第一活塞 54 的第二内凸缘 104 的限制。为了防止在第一活塞 54 与内活塞 56 之间以及边缘 58 与第二凸缘 104 之间的间隙里发生压力阻塞，就要穿过第一活塞 54 的壁设置至少一个孔口 (port) 106，以便让流体经过而流向流体箱 90 以及从该流体箱流出来。所以，当第一活塞 54 与内活塞 56 相对于缸室 42 而移动以及该两活塞自身彼此相对移动时，流体就持续地流向流体箱 90 以及从该流体箱流出来。

业已发现，当第一前端面积与后端面积、第二前端面积与后端面积以及组合前端面积与后端面积之间的比率保持为某种推荐范围时，就能实现独特而渐进的压力放大。具体而言，已经确定的是，第一前端面积与第一后端面积之间的比率最好为组合前端面积与组合后端面积比率的 60% 到 70%。还有，组合前端面积与组合后端面积之间的比率，最好为第二前端面积与第二后端面积之间比率的 80% 到 90%。

例如，为了实现独特的压力放大特性，可以把第一活塞 54 选择成其前端面积与其后端面积之间比率为 1:1.5。也就是说，环形第一前端面积比环形第一后端面积大 1.5 倍。所以，把第一活塞 54 的这种比率应用到上述推荐范围，组合活塞的比率即第一活塞 54 与内活塞 56 一

起移动，最好在 1:2.5 (60%) 到 1:2.1 (70%) 之间。还有，内活塞 56 的比率最好是其各个末端面积之间比率为 1:3.1 (1:2.5 的 80%) 到 1:2.3 (1:2.1 的 90%)。

当根据上述临界范围确定各个活塞比率时，就可实现平稳的压力强化了。现在参看图 12，其中显示的曲线图所表示的是一种典型的现有技术压力增强机构，其使用两个伸缩活塞，但其比率超出本发明的推荐范围。可以看出，从阀构件 66 关闭的那一点，该点最好约为 150psi (磅/平方英尺)，至实质上更高压力，通常约为 300 至 400psi，在缸室 42 的入口端 44 处，有一紊流区存在。在此紊流区持续过程中，不均匀又不规则的压力强化值产生于缸室 42 的出口端 46 处。这意味着将会有不可预知的压力施加于制动车轮制动分泵上，且可能导致制动不足或制动过度的情况。

然而，通过在上述范围选择活塞比率，就能为图 3 所示实施例实现平稳而可预知的压力放大，其情况如图 13 所示。从图 13 所示曲线图可清楚看出，所述推荐范围会完全消除紊流区现象，并提供规则的压力放大，此种放大不会有产生制动过度或制动不足情况的趋势。所以，本推荐范围产生较为安全的增强机构 10。尤其是在图 14 中，显示了使图 3 所示实施例中增大入口 44 处的压力时，入口 44 处压力与出口 46 处压力之间的压力比率。

如图 3 所示，推荐实施例的增强机构 10 包括多个处于关键位置上的 (strategically located) 滑移环 108。滑移环 108 布置在第一活塞 54 与缸室 42 之间以及第一活塞 54 与内活塞 56 之间。滑移环 108 是以特氟纶制造的自润滑 O 形环类型密封件。之所以推荐用特氟纶，是因为当它与流体接触时就会膨胀，使压力可渗透密封件得到完善，同时还使流体薄膜沉淀在相关的行进活塞 54 或 56 的表面上而形成润滑。还有，由于特氟纶有坚韧的耐磨损特性，所以推荐它。此外，在第一活塞 54 与内活塞 56 之间布置了稳定密封件 107，以防止受高压时流体泄漏。稳定密封件 107 容纳于第一活塞 54 的直径之内，与滑移环 108 邻接。

当制动踏板 12 上的压力释放或减退时，第一活塞 54 和内活塞 56 顺着与上述顺序相反的顺序移动回到图 6 所示初始的未启动位置上。

由于缸室 42 出口端 46 处的压力比缸室 42 入口端 44 处的压力大得多，多达 5 倍，所以，就把截头圆锥体密封部分 72 设置在阀构件 66 上，以便使流动通道 62 的底座表面 64 得到较好密封。这些部件的特殊形状，在操作的最大压力阶段可防止穿过流动通道 62 的流体泄漏，以便达到最高的输出压力。

对于增强机构 10 的最佳操作，依赖于许多因素。第一个因素在上文中提及，其中，流体缸 40，尤其是第一末端壁 116 以及第一活塞 54 这几个部件当中的一个，限定着孔口 110，以便让流体流入活塞组件 52 中。第二个因素就是要根据所述推荐范围，把第一活塞 54 与内活塞 56 的相对比率固定，以便达到平稳的、逐渐过渡的压力强化。第三个因素包括认真计算销子 68 的长度，以便精确地确定阀构件 66 隔离流动通道 62 处的压力。第四个因素与第三个因素有关，并包括选择具有弹簧常数的偏压装置 60，所述弹簧常数经过计算，以便对活塞组件 52 施加最佳阻力。第五个因素包括在主缸组件 26、126 中设置充分大的储罐 28、128，以便在第一活塞 54 和内活塞 56 在缸室 42 中移动的同时，供应所需数量的流体。当这些因素中每个因素均最适宜地计算好且在增强机构 10 中得以实施，就能取得较好的结果。

上面已用例示方式对本发明做了说明，且要明白，其中所用术语是为了以普通话语予以说明，但并不带有限制的特性。

显然，就上述说明来看，可以对本发明做许多修改及变动。所以，要明白，除了有专门的特定说明之外，本发明均可在随附权利要求的范围内予以实施，这些权利要求中的附图标记仅仅是为了方便而采用，并非以任何方式加以限制。

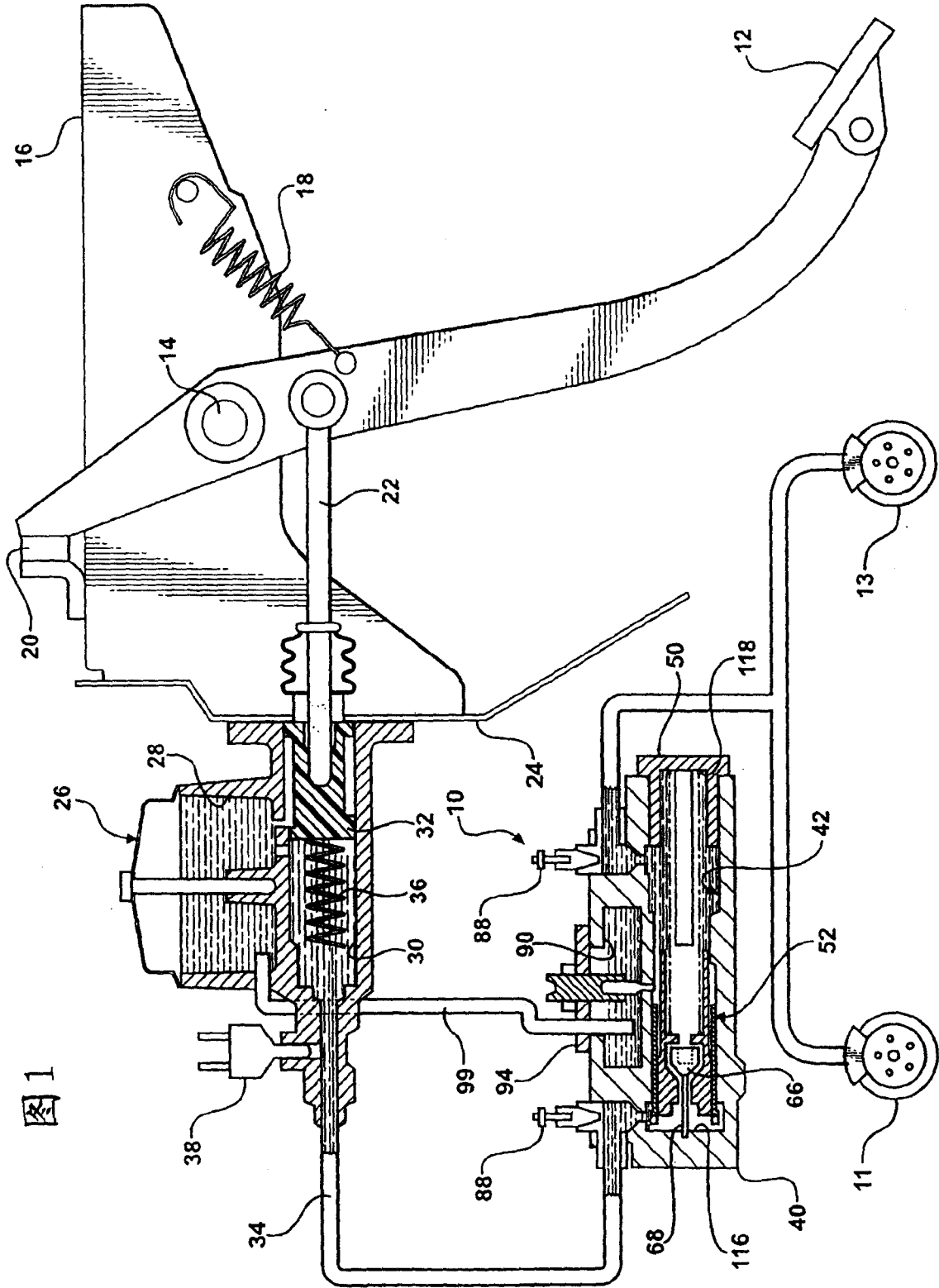
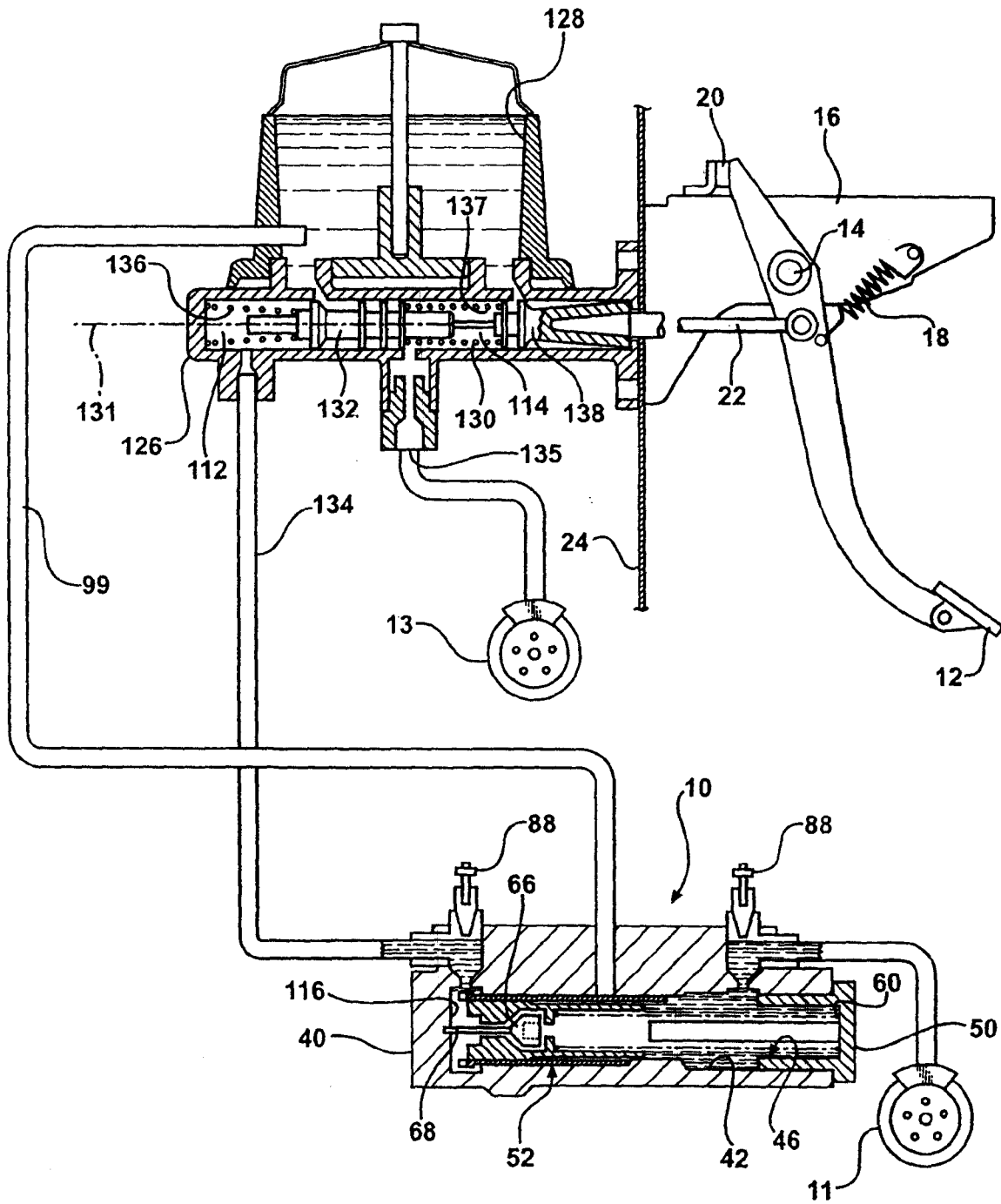


图2



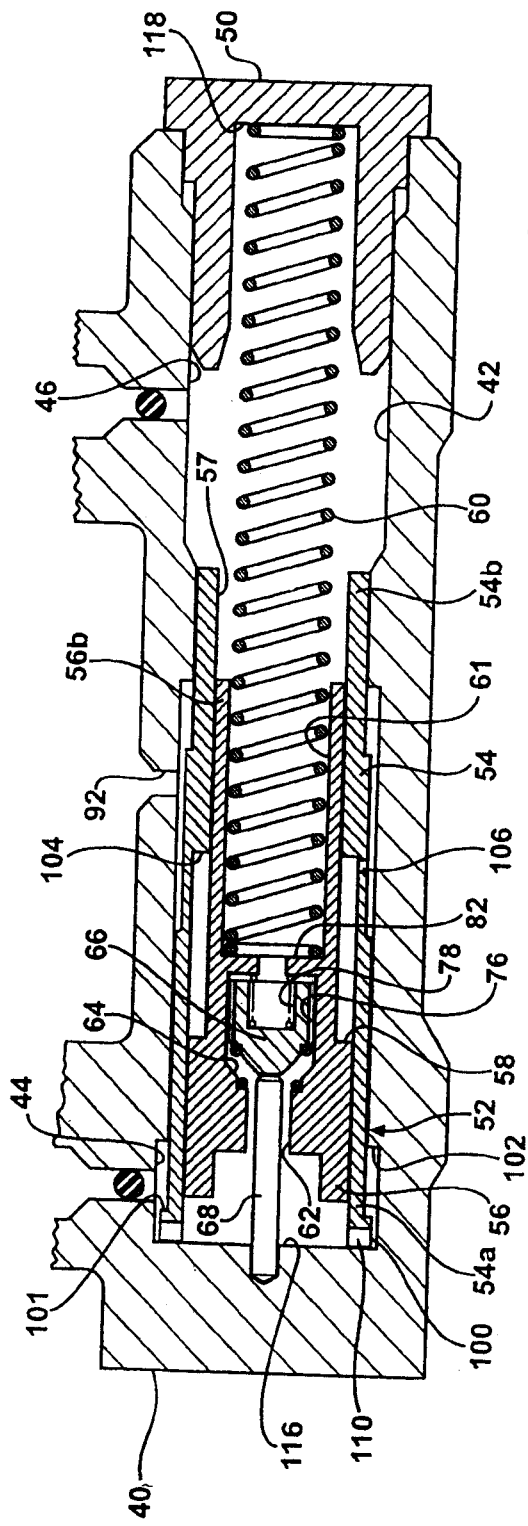


图6

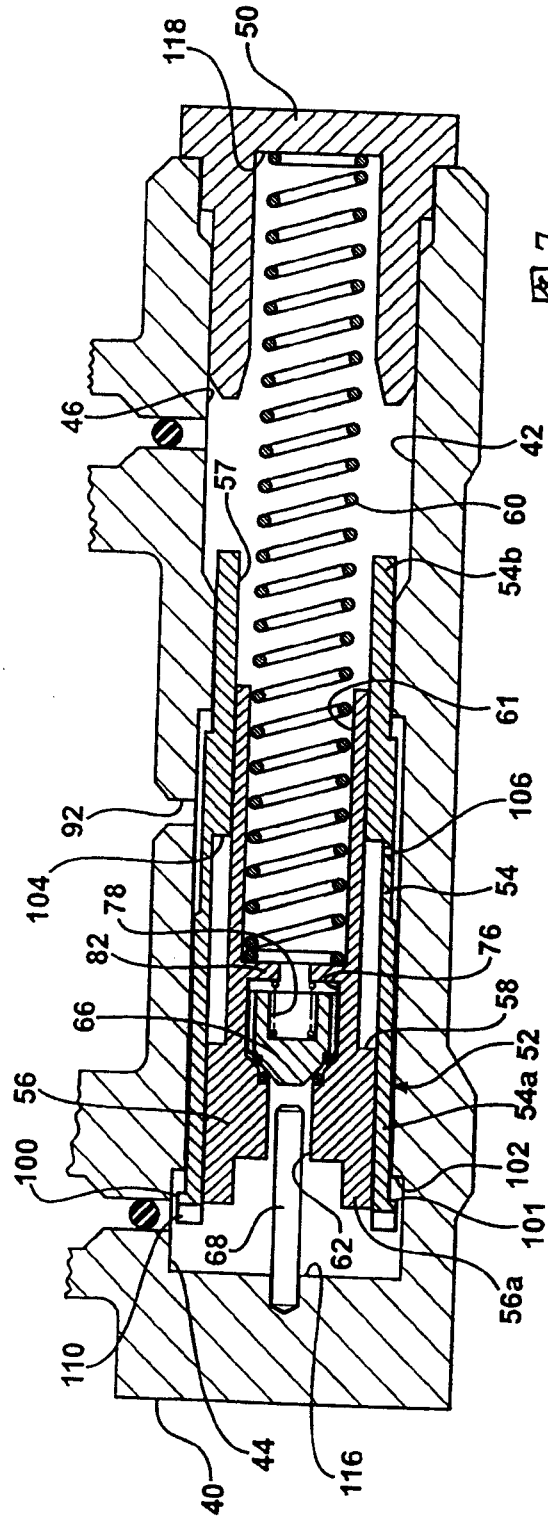


图7

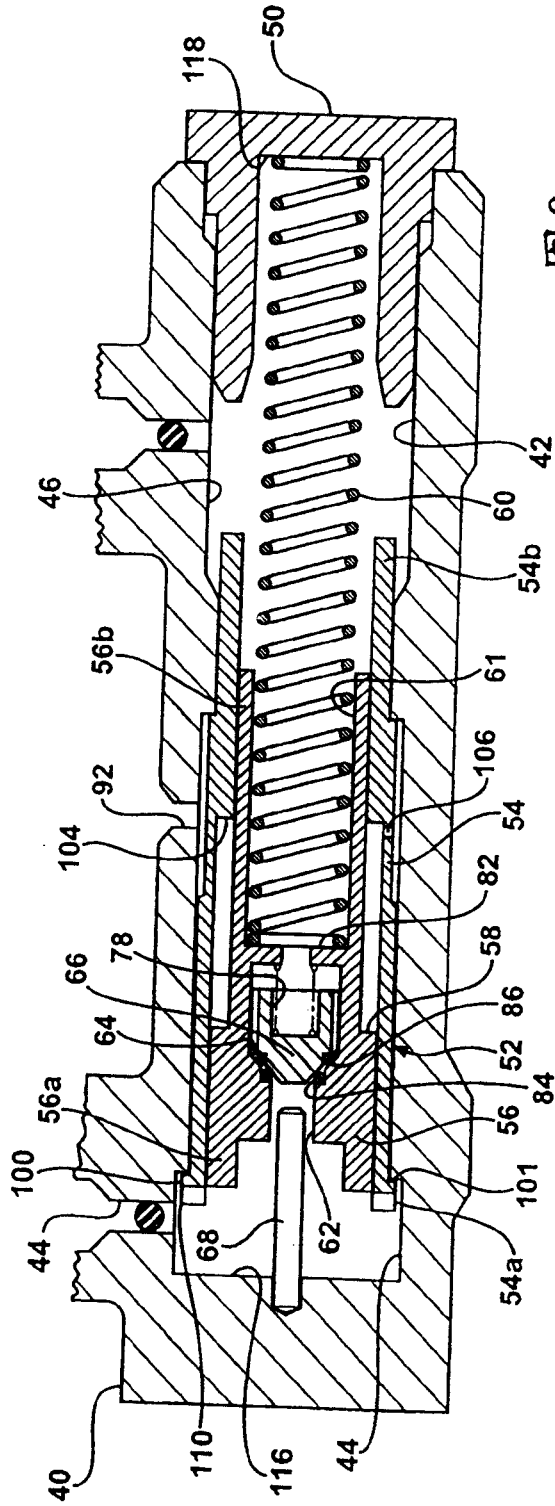


图8

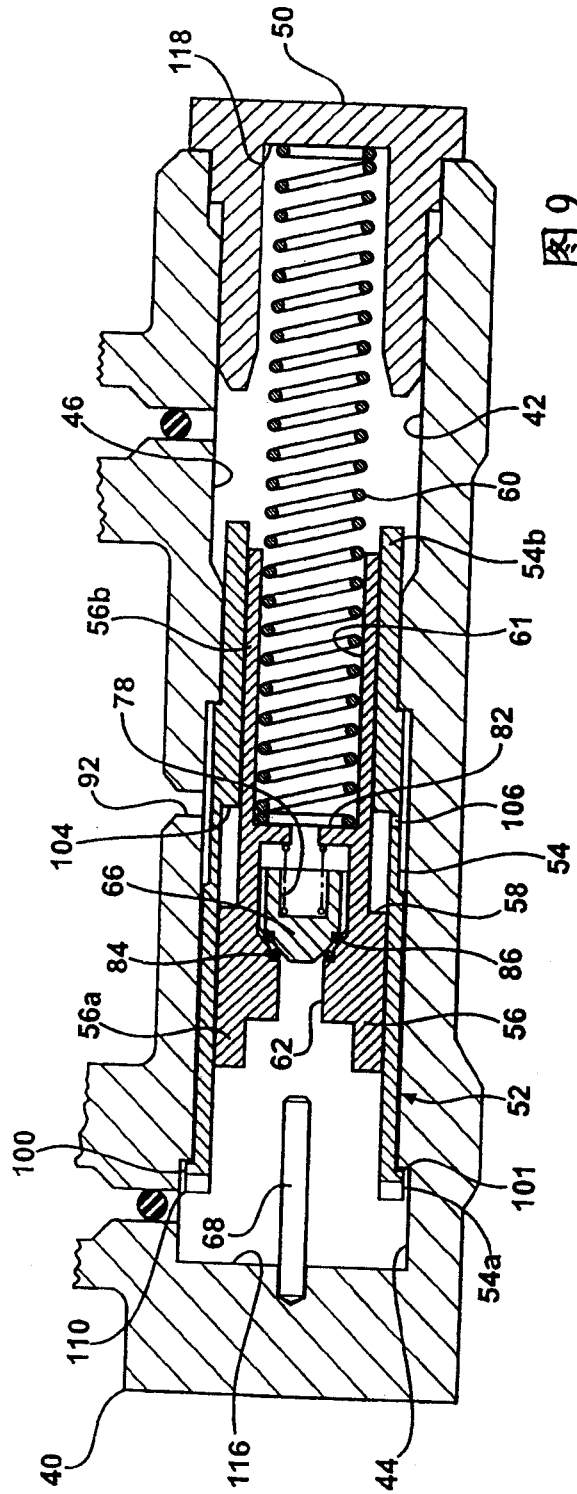


图9

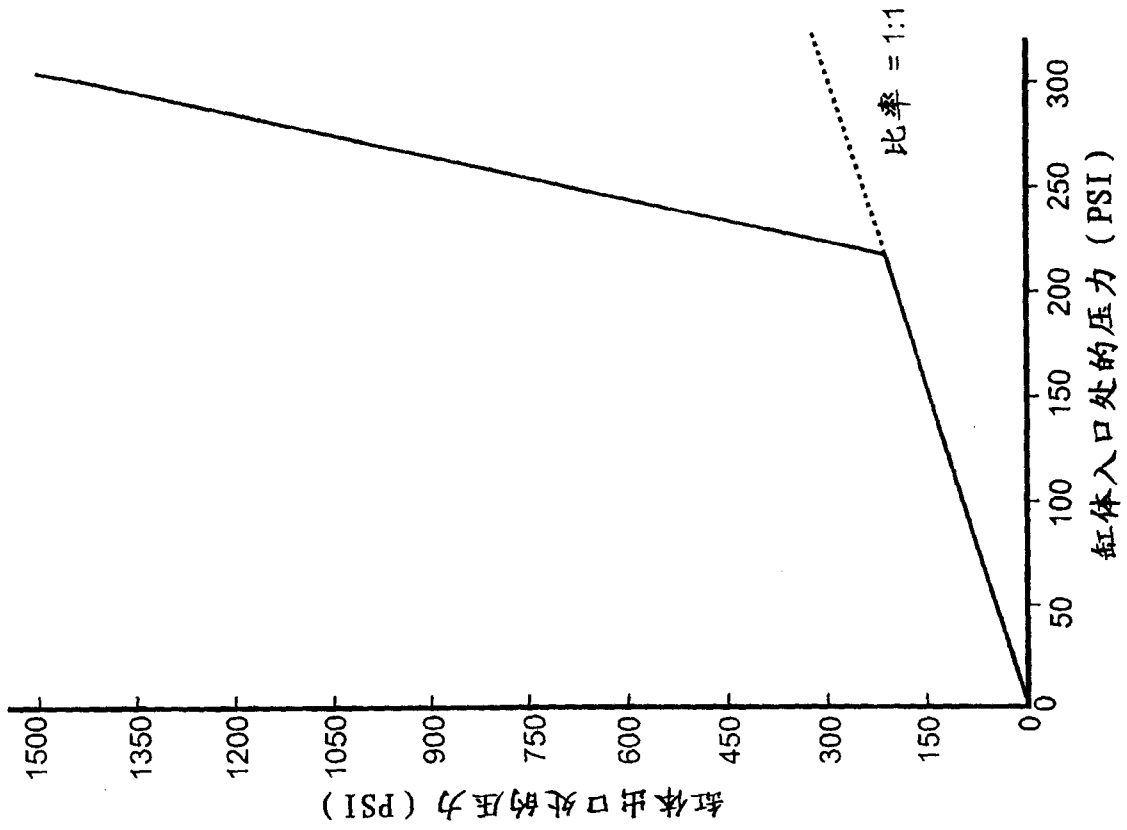


图13

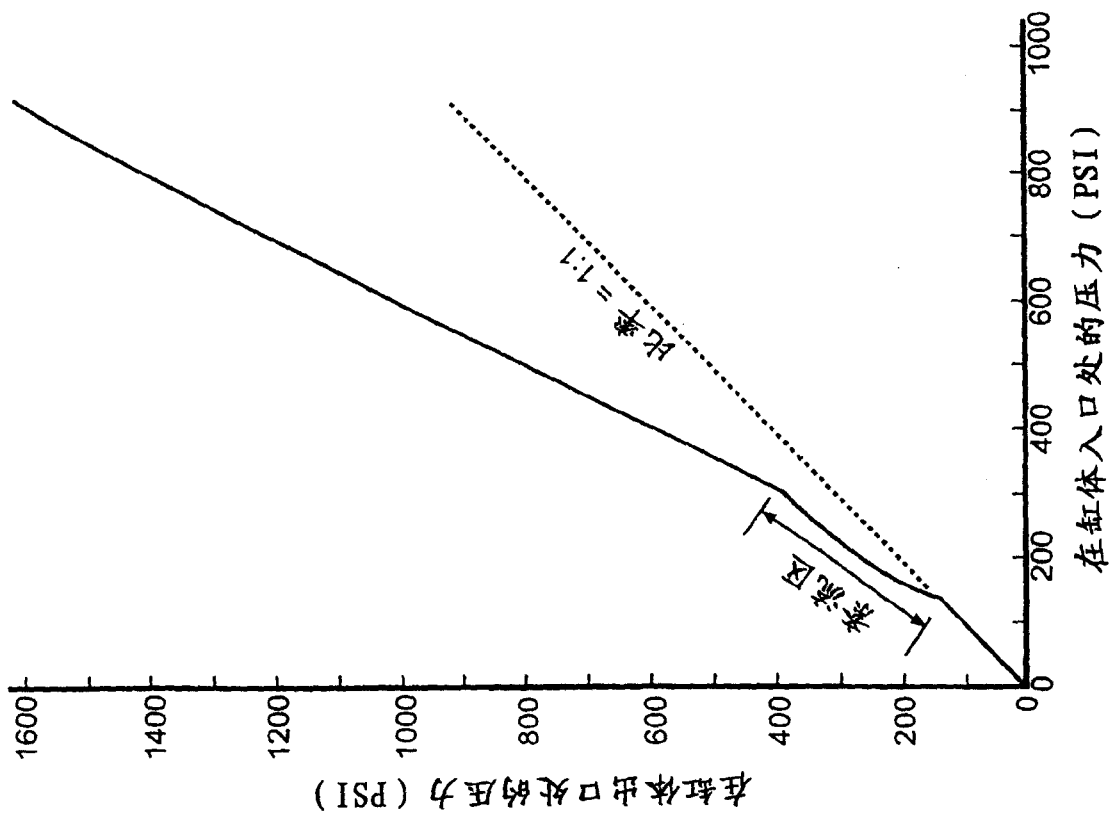


图12

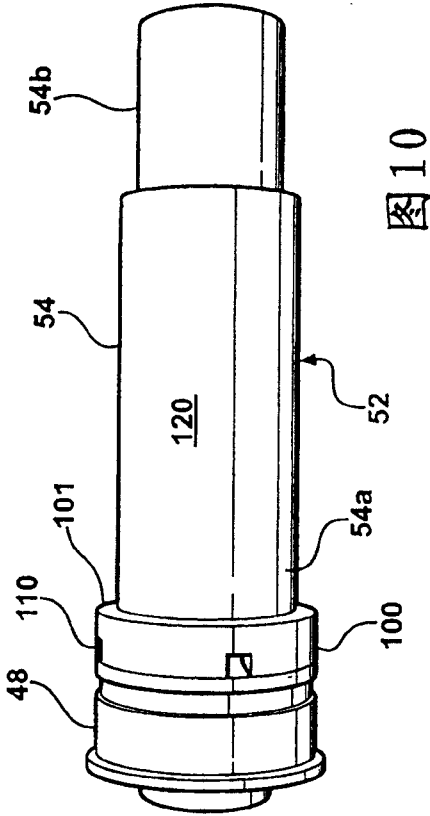


图10

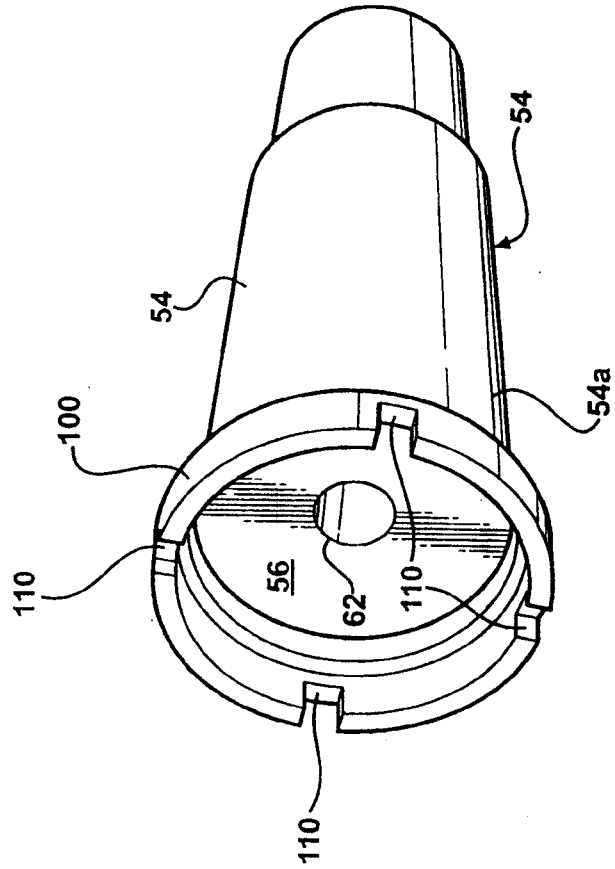


图11

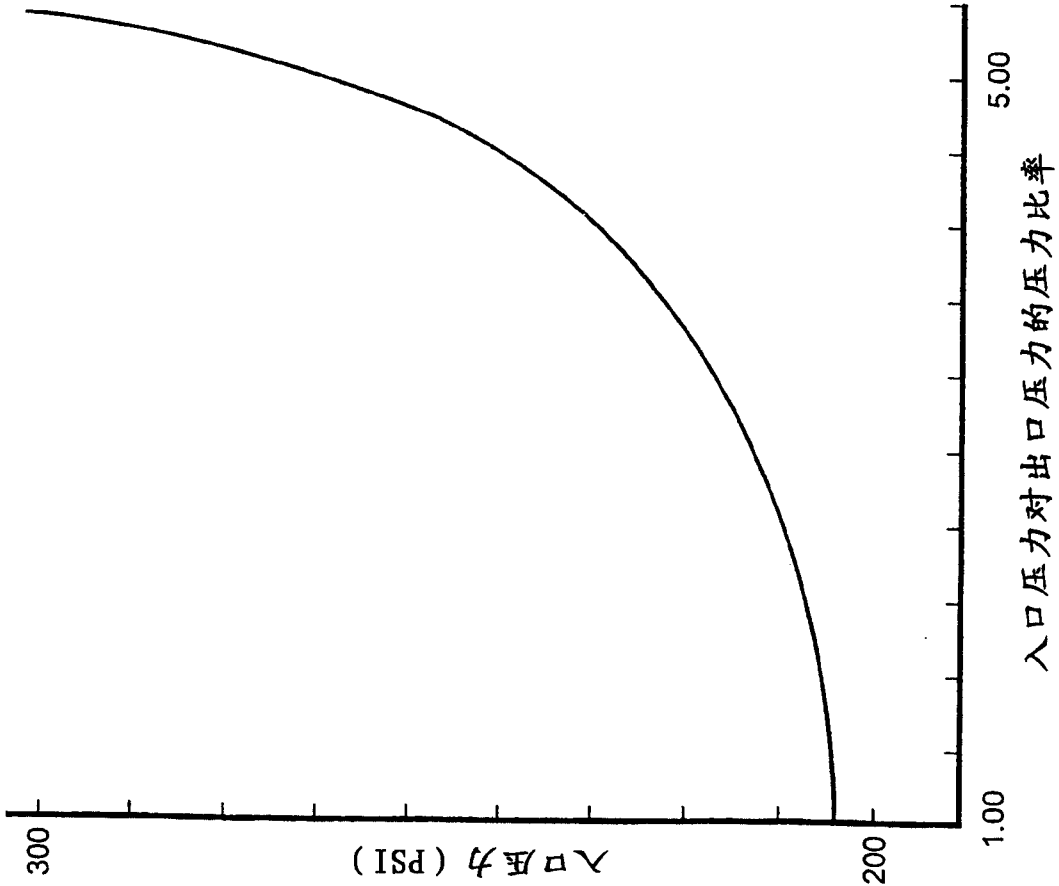


图14