



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 102292524 B

(45) 授权公告日 2013.12.25

(21) 申请号 201080004920.0

(22) 申请日 2010.01.20

(30) 优先权数据

61/205,777 2009.01.22 US

(85) PCT申请进入国家阶段日

2011.07.20

(86) PCT申请的申请数据

PCT/US2010/021500 2010.01.20

(87) PCT申请的公布数据

W02010/085488 EN 2010.07.29

(73) 专利权人 史古德利集团公司

地址 美国马萨诸塞

(72) 发明人 里卡尔多·梅尔多莱西

克莱夫·莱西 安东尼·珀金斯

伊万·吉尔伯特

(74) 专利代理机构 中科专利商标代理有限责任

公司 11021

代理人 孙纪泉

(51) Int. Cl.

F01L 1/20(2006.01)

(56) 对比文件

US 2772667, 1956.12.04,

US 4825717 A, 1989.05.02,

US 6152714 A, 2000.11.28,

CN 101255808 A, 2008.09.03,

审查员 闫俊

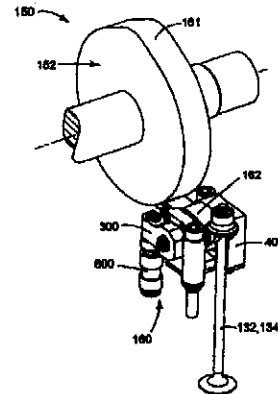
权利要求书4页 说明书12页 附图12页

(54) 发明名称

用于均分循环发动机的阀间隙调节系统

(57) 摘要

本发明提供了一种阀致动系统,包括用于使阀致动的阀系,所述阀系包括致动元件和阀间隙,和用于调节阀间隙的阀间隙调节系统,其中阀系和阀间隙调节系统不共有任何公共的致动元件。



1. 一种阀致动系统,包括:

用于致动阀的阀系,所述阀系包括阀间隙和摇杆;

阀间隙调节系统,用于调节所述阀系的间隙,所述阀间隙调节系统包括:

摇杆轴组件,包括可操作以可旋转地支撑所述摇杆的摇杆轴,其中所述摇杆轴包括与固定的轴线同心的底座轴承部分以及摇杆在其上旋转的摇杆轴承部分,所述摇杆轴承部分与可移动的摇杆轴线是同心的,其中所述可移动的摇杆轴线从所述固定的轴线偏置;

摇杆轴杠杆,固定至所述摇杆轴,使得摇杆轴的旋转位置是可操作的以由摇杆轴杠杆的旋转位置确定;和

间隙调节器组件,其是可操作的以施加力到摇杆轴杠杆上,以便于调节摇杆轴杠杆的旋转位置,由此控制摇杆轴的旋转位置和使摇杆位移,而改变所述间隙,其中杠杆比定义为由所述摇杆轴杠杆施加至间隙调节器组件的力的作用线与固定的轴线之间的最短距离(1)与由摇杆施加至摇杆轴组件的力的作用线与固定的轴线之间的最短距离(2)的比,所述杠杆比为大约 10 : 1,由此减小在间隙调节器组件上的来自摇杆的力,并且提高间隙调节器组件的有效刚度。

2. 根据权利要求 1 所述的阀致动系统,是可操作的使得由所述间隙调节器组件经受的力是由摇杆经受的力的十分之一。

3. 根据权利要求 1 所述的阀致动系统,还包括:

底座框架,摇杆轴被插入到底座框架中,其中所述底座框架包括可旋转地支撑底座轴承部分的前钻孔和接受摇杆的槽。

4. 根据权利要求 3 所述的阀致动系统,还包括底座垫片,所述底座垫片沿着垂直的方向相对于所述阀系定位所述底座。

5. 根据权利要求 3 所述的阀致动系统,还包括包括外部轴承表面的偏心帽,所述外部轴承表面被制定尺寸以滑动配合到底座框架的后壁的后钻孔中使得外部轴承表面与固定的轴线同心,和包括包括偏心内部轴承表面的偏心帽,所述偏心内部轴承表面接受摇杆轴承部分。

6. 根据权利要求 1 所述的阀致动系统,还包括:设置在间隙调节器组件的上端上的摇杆轴推杆,其中所述摇杆轴推杆包含在形成在摇杆轴杠杆中的游隙槽中,其中侧面游隙设置在摇杆轴推杆与所述槽的边缘之间的槽中,由此使得间隙调节器组件保持竖直且使侧面力最小化。

7. 根据权利要求 1 所述的阀致动系统,其中所述阀间隙调节系统仅在摇杆处接合阀系。

8. 根据权利要求 1 所述的阀致动系统,其中所述摇杆的质量被选择成使得所述阀致动系统能够使摇杆经受高频致动运动。

9. 根据权利要求 1 所述的阀致动系统,其中所述摇杆基本由钢制成。

10. 根据权利要求 1 所述的阀致动系统,其中所述摇杆包括加强肋。

11. 一种阀间隙调节系统,用于调节包括摇杆的阀系的间隙,所述阀间隙调节系统包括:

摇杆轴组件,包括可操作以旋转地支撑摇杆的摇杆轴,其中所述摇杆轴包括与固定的轴线同心的底座轴承部分以及摇杆在其上旋转的摇杆轴承部分,所述摇杆轴承部分与可移

动的摇杆轴线是同心的,其中所述可移动的摇杆轴线从所述固定的轴线偏置;

摇杆轴杠杆,固定至摇杆轴,使得摇杆轴的旋转位置是可操作的以由摇杆轴杠杆的旋转位置确定;和

间隙调节器组件,其是可操作的以施加力到摇杆轴杠杆上,以便调节摇杆轴杠杆的旋转位置,由此控制摇杆轴的旋转位置且使摇杆位移,而改变所述间隙,其中杠杆比定义为由所述摇杆轴杠杆施加至间隙调节器组件的力的作用线与固定的轴线之间的最短距离(1)与由摇杆施加至摇杆轴组件的力的作用线与固定的轴线之间的最短距离(2)的比,所述杠杆比为大约 10 : 1,由此减小在间隙调节器组件上的来自摇杆的力,并且提高间隙调节器组件的有效刚度。

12. 根据权利要求 11 所述的阀间隙调节系统,是可操作的使得由间隙调节器组件经受的力是由摇杆经受的力的十分之一。

13. 根据权利要求 11 所述的阀间隙调节系统,还包括:

底座框架,摇杆轴被插入到底座框架中,其中所述底座框架包括可旋转地支撑底座轴承部分的前钻孔和接受摇杆的槽。

14. 根据权利要求 13 所述的阀间隙调节系统,还包括底座垫片,所述底座垫片沿着垂直的方向相对于所述阀系定位所述底座。

15. 根据权利要求 13 所述的阀间隙调节系统,还包括包括外部轴承表面的偏心帽,所述外部轴承表面被制定尺寸以滑动配合到底座框架的后壁的后钻孔中使得外部轴承表面与固定的轴线同心,和包括包括偏心内部轴承表面的偏心帽,所述偏心内部轴承表面接受摇杆轴承部分。

16. 根据权利要求 11 所述的阀间隙调节系统,还包括:设置在间隙调节器组件的上端上的摇杆轴推杆,其中所述摇杆轴推杆包含在形成在摇杆轴杠杆中的游隙槽中,其中侧面游隙设置在摇杆轴推杆与所述槽的边缘之间的槽中,由此使得间隙调节器组件保持竖直且使侧面力最小化。

17. 根据权利要求 11 所述的阀间隙调节系统,其中所述阀间隙调节系统仅在摇杆处接合阀系。

18. 根据权利要求 11 所述的阀间隙调节系统,其中所述摇杆的质量被选择成使得所述阀间隙调节系统能够使摇杆经受高频致动运动。

19. 根据权利要求 11 所述的阀间隙调节系统,其中所述摇杆基本由钢制成。

20. 根据权利要求 11 所述的阀间隙调节系统,其中所述摇杆包括加强肋。

21. 一种阀致动系统,包括:

用于致动阀的阀系,所述阀系包括致动元件和阀间隙;和

阀间隙调节系统,用于调节阀间隙,其中所述阀间隙调节系统包括摇杆轴组件,能够围绕固定的轴线旋转且可操作地连接至阀系,所述摇杆轴组件包括摇杆轴承部分,所述摇杆轴承部分提供从固定的轴线偏置的可移动轴线;间隙调节器组件,可操作以改变所述阀间隙,所述间隙调节器组件能够沿着中心线轴线延伸;和摇杆轴杠杆,可操作地连接在间隙调节器组件和摇杆轴组件之间,以提供杠杆比;

其中所述阀系和所述阀间隙调节系统不共有任何公共的致动元件并且其中所述摇杆轴组件具有刚度,所述刚度包括:至少由摇杆轴承部分的变形造成的偏转引起的弯曲分

量;和至少由摇杆轴组件的旋转造成的偏转引起的旋转分量,并且所述间隙调节器组件具有刚度,所述刚度在旋转分量的刚度乘以杠杆比的平方的 25% 内。

22. 根据权利要求 21 所述的阀致动系统,其中所述杠杆比等于或大于 3。
23. 根据权利要求 21 所述的阀致动系统,其中所述杠杆比等于或大于 5。
24. 根据权利要求 21 所述的阀致动系统,其中所述杠杆比等于或大于 7。
25. 根据权利要求 21 所述的阀致动系统,其中所述旋转分量大于或等于弯曲分量。
26. 根据权利要求 21 所述的阀致动系统,其中所述摇杆轴组件是阀系的支撑元件。

27. 一种阀间隙调节系统,用于调节阀系的阀间隙,所述阀系用于致动阀,所述阀间隙调节系统包括:

间隙调节器组件,用于调节阀间隙,其中所述阀间隙调节系统包括摇杆轴组件,能够围绕固定的轴线旋转且可操作地连接至阀系,所述摇杆轴组件包括摇杆轴承部分,所述摇杆轴承部分提供从固定的轴线偏置的可移动轴线;间隙调节器组件,可操作以改变所述阀间隙,所述间隙调节器组件能够沿着中心线轴线延伸;和摇杆轴杠杆,可操作地连接在间隙调节器组件和摇杆轴组件之间,以提供杠杆比;

其中所述阀系和所述阀间隙调节系统不共有任何公共的致动元件并且其中所述摇杆轴组件具有刚度,所述刚度包括:至少由摇杆轴承部分的变形造成的偏转引起的弯曲分量;和至少由摇杆轴组件的旋转造成的偏转引起的旋转分量,并且所述间隙调节器组件具有刚度,所述刚度在旋转分量的刚度乘以杠杆比的平方的 25% 内。

28. 根据权利要求 27 所述的阀间隙调节系统,其中所述杠杆比等于或大于 3。
29. 根据权利要求 27 所述的阀间隙调节系统,其中所述杠杆比等于或大于 5。
30. 根据权利要求 27 所述的阀间隙调节系统,其中所述杠杆比等于或大于 7。
31. 根据权利要求 27 所述的阀间隙调节系统,其中所述旋转分量大于或等于弯曲分量。

32. 根据权利要求 27 所述的阀间隙调节系统,其中所述摇杆轴组件是阀系的支撑元件。

33. 一种阀致动系统,包括:

用于致动阀的阀系,所述阀系包括致动元件和阀间隙;和

阀间隙调节系统,用于调节阀间隙,其中所述阀间隙调节系统包括摇杆轴组件,能够围绕固定的轴线旋转且可操作地连接至阀系,所述摇杆轴组件包括摇杆轴承部分,所述摇杆轴承部分提供从固定的轴线偏置的可移动轴线;间隙调节器组件,可操作以改变所述阀间隙,所述间隙调节器组件能够沿着中心线轴线延伸;和摇杆轴杠杆,可操作地连接在间隙调节器组件和摇杆轴组件之间,以提供杠杆比;

其中所述阀系和所述阀间隙调节系统不共有任何公共的致动元件并且其中所述摇杆轴组件具有刚度,所述刚度包括:至少由摇杆轴承部分的变形造成的偏转引起的弯曲分量;和至少由摇杆轴组件的旋转造成的偏转引起的旋转分量,并且所述间隙调节器组件具有刚度,所述刚度在旋转分量的刚度乘以杠杆比的平方的 10% 内。

34. 一种阀间隙调节系统,用于调节使阀致动的阀系的阀间隙,所述阀间隙调节系统包括:

间隙调节器组件,用于调节阀间隙,其中所述阀间隙调节系统包括摇杆轴组件,能够围

绕固定的轴线旋转且可操作地连接至阀系,所述摇杆轴组件包括摇杆轴承部分,所述摇杆轴承部分提供从固定的轴线偏置的可移动轴线;间隙调节器组件,可操作以改变所述阀间隙,所述间隙调节器组件能够沿着中心线轴线延伸;和摇杆轴杠杆,可操作地连接在间隙调节器组件和摇杆轴组件之间,以提供杠杆比;

其中所述阀系和所述阀间隙调节系统不共有任何公共的致动元件并且其中所述摇杆轴组件具有刚度,所述刚度包括:至少由摇杆轴承部分的变形造成的偏转引起的弯曲分量;和至少由摇杆轴组件的旋转造成的偏转引起的旋转分量,并且所述间隙调节系统具有刚度,所述刚度在旋转分量的刚度乘以杠杆比的平方的10%内。

## 用于均分循环发动机的阀间隙调节系统

[0001] 依据 35U. S. C. § 119(e) 要求 2009 年 1 月 22 日申请的美国临时申请 No. 61/205, 777 的优先权, 通过引用将其全部内容并入本文中。

### 技术领域

[0002] 本发明整体上涉及阀间隙调节系统和用于内燃机的阀的阀致动系统。更具体地, 本发明涉及用于均分循环发动机的阀的阀间隙调节系统。

### 背景技术

[0003] 为了清楚起见, 在本申请中所使用的术语“传统发动机”表示这样的内燃机: 其中公知的奥托循环的所有四个冲程 (即, 进气冲程、压缩冲程、膨胀冲程和排气冲程) 包括在发动机的每一个活塞/气缸组合中。每一个冲程需要曲柄轴旋转半圈 (180 度曲柄角 (CA)), 而在传统的发动机的每一个气缸中完成整个奥托循环则需要曲柄轴旋转整整两圈 (720 度 CA)。

[0004] 此外, 为了清楚起见, 应用到现有技术中所公开的发动机和本申请中所涉及的术语“均分循环发动机”定义如下:

[0005] 均分循环发动机包括:

[0006] 曲柄轴, 所述曲柄轴可绕着曲柄轴轴线旋转;

[0007] 压缩活塞, 所述压缩活塞可滑动地容纳在压缩气缸内并且操作性地连接到曲柄轴, 使得压缩活塞在曲柄轴的一个旋转期间往复通过进气冲程和压缩冲程;

[0008] 膨胀 (动力) 活塞, 所述膨胀活塞可滑动地容纳在膨胀气缸内并且操作性地连接到曲柄轴, 使得膨胀活塞在曲柄轴的一个旋转期间往复通过膨胀冲程和排气冲程; 和

[0009] 使压缩气缸和膨胀气缸相互连接的跨接通道, 所述跨接通道包括在其间限定压力室的跨接压缩 (XovrC) 阀和跨接膨胀 (XovrE) 阀。

[0010] 2003 年 4 月 8 日授予 Carmelo J. Scuderi 的美国专利 6, 543, 225 (Scuderi 的专利) 和 2005 年 10 月 11 日授予 David P. Branyon 等人的美国专利申请 6, 952, 923 (Branyon 的专利) 每一个都包括对均分循环发动机和类似类型发动机的广泛论述。此外, Scuderi 的专利和 Branyon 的专利公开现有型式发动机的细节, 本发明则包括对所述现有型式发动机的进一步发展。通过引用, 将 Scuderi 的专利和 Branyon 的专利全文并入本文中。

[0011] 参照图 1, 类似于 Scuderi 的专利和 Branyon 的专利描述的所述类型的现有技术的均分循环发动机整体由数字 10 示出。均分循环发动机 10 由一个压缩气缸 12 和一个膨胀气缸 14 的组合来代替传统的发动机两个相邻气缸。奥托循环的四个冲程在两个气缸 12 和 14 上被“均分”, 使得压缩气缸 12 包含进气冲程和压缩冲程, 而膨胀气缸 14 包含膨胀冲程和排气冲程。因此, 一旦每一个曲柄轴 16 旋转一周 (360 度 CA) 时, 在这两个气缸 12、14 内完成奥托循环。

[0012] 在进气冲程期间, 吸入空气通过向内开口 (向内开口到气缸) 的升程型进气阀 18 被吸入到压缩气缸 12 中。在压缩冲程期间, 压缩活塞 20 给空气装料增压并驱动空气装料

穿过跨接通道 22, 所述跨接通道 22 用作膨胀气缸 14 的进气通道。

[0013] 由于在压缩气缸 20 内的非常高的体积压缩比 (例如, 20 比 1, 30 比 1, 40 比 1, 或更大), 在跨接通道入口处的向外开口的 (远离气缸向外开口) 的提升式跨接压缩 (XovrC) 阀 24 用于控制从压缩气缸 12 进入到跨接通道 22 中的流量。由于在膨胀气缸 14 内的非常高的体积压缩比 (例如, 20 比 1, 30 比 1, 40 比 1, 或更大), 在跨接通道 22 的出口处的向外开口的提升式跨接膨胀 (XovrE) 阀 26 控制从跨接通道 22 进入到膨胀气缸 14 中的流量。XovrC 阀 24 和 XovrE 阀 26 的致动率和相位被定时以在奥托循环的所有四个冲程期间保持跨接通道 22 中的压力处于高的最小压力 (通常为 20 巴或更高)。

[0014] 燃料喷射器 28 在跨接通道 22 的与 XovrE 阀 26 开口相对应的出口端处将燃料喷射到加压空气中。燃料 - 空气装料在膨胀活塞 30 抵达其上死点位置之后很快就完全进入膨胀气缸 14。当活塞 30 开始从其上死点位置下降, 并且同时 XovrE 阀 26 仍然打开时, 火花塞 32 点火以开始燃烧 (通常, 在膨胀活塞 30 的上死点之后的 10 度与 20 度 CA 之间)。XovrE 阀 26 之后在得到的燃烧作用可进入跨接通道 22 之前关闭。燃烧作用在动力冲程中向下驱动膨胀活塞 30。在排气冲程期间, 废气通过向内开口的提升式排气阀 34 被从膨胀气缸 14 抽取出。

[0015] 利用均分循环发动机概念, 压缩气缸和膨胀气缸的发动机几何参数 (即, 内径、冲程、连杆长度、压缩比等) 基本上彼此相独立。例如, 在膨胀活塞 30 的上死点 (TDC) 发生在压缩活塞 20 的 TDC 之前的情况下, 压缩气缸 12 和膨胀气缸 14 的曲柄行程 36、38 分别可以具有不同的半径并且相位可以彼此不同。这种独立性能够使均分循环发动机比典型的四冲程发动机潜在地实现更高的效率水平和更大的扭矩。

[0016] 跨接阀 24、26 的致动机构 (未显示) 可以是凸轮驱动的或没有凸轮。通常, 凸轮驱动的机构包括机械地联结至曲柄轴的凸轮轴。凸轮被安装至凸轮轴, 且具有轮廓表面, 所述轮廓表面控制阀打开事件 [即在阀致动期间发生的事件] 的阀升程轮廓。凸轮驱动的致动机构是有效的、快速的, 且可以是变量阀致动系统的一部分, 但是通常具有有限的适应性。

[0017] 为了此处的目的, 阀打开事件定义为, 在阀升程期间发生的相对于曲柄轴的旋转, 阀升程从离开其阀座的初始打开至返回至其阀座的关闭。另外为了此处的目的, 阀打开事件的速率 [即阀致动速率] 是在给定的发动机循环中发生的阀打开事件所需要的持续时间。重要的是, 注意到阀打开事件通常仅是发动机操作循环的总持续时间的一部分, 例如对于传统的发动机循环是 720CA 度和对于均分循环发动机是 360CA 度。

[0018] 另外, 通常, 已知无凸轮的致动系统, 其包括具有一个或更多的机械、液压、气动和 / 或电学部件等的组合的系统。无凸轮系统在操作期间允许更大的适应性, 包括但不限于改变阀升程的高度和持续时间和 / 或在选择的时间停用阀的能力。

[0019] 参考图 2, 显示了用于均分循环发动机中的跨接阀的示例性的现有技术的阀升程轮廓 40。可以潜在地将阀升程轮廓 40 应用至图 1 中的跨接阀 24、26 中的任一个或两个。仅为了讨论的目的, 阀 24 和 26 在下文将表示具有相同的阀升程轮廓 40。

[0020] 不论阀 24 和 26 是否是用无凸轮系统激励或者用凸轮驱动, 在阀 24、26 抵靠它们的阀座接近它们的关闭位置时, 需要控制阀升程轮廓 40 以避免损坏碰撞。因此, 轮廓 40 的一部分 - 在此处称作为“着陆”斜坡 - 可以被控制以在阀 24、26 接近它们的阀座时迅速使阀 24、26 的速度减速。在最大的减速开始时 (在轮廓 40 的下降侧上) 的阀升程在此处被

定义为着陆斜坡高度 44。着陆斜坡持续时间 46 在此处定义为从运动阀的最大减速开始处至阀座上的着陆点的持续时间。在阀接触阀座时的阀 24 或 26 的速度在此处称为回位速度。为此目的，“起飞”斜坡 45 不像着陆斜坡 42 那样关键，且可以设定成足以实现最大升程 48 的任何值。

[0021] 在凸轮驱动的致动系统中，通过凸轮的轮廓产生着陆斜坡。因此，着陆斜坡的持续时间与发动机的速度成比例，而其相对于曲柄轴旋转的持续时间（即 CA 度）通常被固定。在无凸轮的致动系统中，通常，通过阀回位控制装置或系统主动地控制着陆斜坡。

[0022] 对于在膨胀活塞到达其上死点位置之后的才点燃它们的装料的均分循环发动机（诸如在 Scuderi 和 Branyon 的专利中），跨接阀 24、26 的动力致动是非常苛刻的。这是因为发动机 10 的跨接阀 24 和 26 必须在相对于传统的发动机而言的非常短的曲柄轴旋转的周期内（通常在约 30 至 60 度 CA 的范围内）实现充分的升程以完全转移燃料 - 空气装料，其通常致动所述阀至少 180 度 CA 的期间。这意味着跨接阀 24、26 的致动必须比传统的发动机的阀快约 4 至 6 倍。

[0023] 更快的致动要求的结果是，均分循环发动机 10 的 XovrC 和 XovrE 阀 24、26 与传统的发动机中的阀相比，具有严格限制的最大升程（图 2 中的标记 48）。典型地，与传统的发动机中的阀的约 10-12mm 升程相比，这些跨接阀 24、26 的最大升程 48 在 2 至 3 毫米的量级上。因此，XovrC 和 XovrE 的阀 24、26 的着陆斜坡 42 的高度 44 和持续时间 46 需要被最小化以考虑缩短的最大升程和更快的致动速率。

[0024] 有问题的是，跨接阀 24 和 26 的着陆斜坡 42 的高度 44 是受限制的，使得控制斜坡高度的参数的不可避免的变化现在是关键的，而在关于传统的发动机的较大的升程轮廓的斜坡高度作用通常是较不显著的。这些参数变化可以包括但不限于：

[0025] 1) 在发动机的操作温度变化时由于阀致动机构中的金属阀杆和其它金属部件的热膨胀造成的尺寸变化；

[0026] 2) 在阀的操作寿命期间阀和阀座的正常磨损；

[0027] 3) 制造和装配公差；和

[0028] 4) 阀系中的任何部件中的液压流体（例如油）的压缩性（和产生的偏转）上的变化（主要由通风引起的）。

[0029] 参考图 3，示出了传统的发动机的传统的凸轮驱动的阀系 50 的示例性实施例。为了此处的目的，内燃机的阀系定义为阀系元件的系统，其用于控制阀的致动。阀系元件通常包括致动元件和它们的相关支撑元件的组合。另外为此目的，任何阀系元件的主要运动定义为在阀系的元件被理想化以具有无限的刚度时元件将基本上经受的运动。致动元件（例如凸轮、推杆、弹簧、摇杆臂、阀等）用于在阀的每次阀打开事件期间直接将主要的致动运动赋予发动机的阀（即致动这些阀）。因此，在阀系中的单独的致动元件的主要运动必须与致动元件致动的那些阀的阀打开事件大致相同的致动速率操作。支撑元件（例如轴、基座等）用于固定地安装和引导致动元件至发动机且通常不会具有主要的运动，尽管它们影响阀系系统的整体刚度。然而，如果阀系中的支撑元件有主要运动的话，则阀系中的支撑元件的主要运动以比阀的阀打开事件的速率慢的速率操作。

[0030] 应当注意，支撑元件可能经受主要由阀系中的致动元件的高频移动引起的一些高频振动，其在操作期间施加力至支撑元件。高频振动是因为阀系的致动和支撑元件具有有



限刚度导致的结果,并且不是主要运动的一部分。然而,仅由这一振动单独引起的位移将具有明显小于阀系中的致动元件的主要运动的量级的量级,通常小一个数量级或更小。

[0031] 阀系 50 致动具有阀头 54 和阀杆 56 的向内打开的提升阀 52。位于阀杆 56 的远端的是阀尖端 58,其临靠推杆 60。弹簧 62 在阀 52 处于其关闭位置时固定地保持阀头 54 成抵靠阀座 64。凸轮 66 旋转以克服推杆 60 起作用,使得弹簧 62 下陷且提升阀头 54 离开其阀座 64。在这一示例性的实施例中,阀 52、弹簧 62、推杆 60 以及凸轮 66 是致动元件。尽管未示出相关的支撑元件,但是本领域技术人员将认识到它们将是需要的。凸轮 66 包括通常称作为基圆 68 的圆柱形部分,其没有赋予任何线性运动给阀 52。凸轮 66 还包括升程(或偏心)部分 70,其赋予线性运动给阀 52。凸轮的偏心部分 70 的轮廓控制所述阀 52 的升程轮廓。由于热膨胀造成的上述的尺寸变化的作用通过包括预设的游隙空间(或游隙)72 而被弥补。

[0032] 为此目的,术语“阀间隙”或“间隙”在阀被完全落位时被定义为阀系内存在的总的游隙。阀间隙等于阀系的所有单独的阀系元件(即致动元件和支撑元件)之间的所有单独的游隙的总的贡献。

[0033] 在这一特定的实施例中,游隙 72 是凸轮 66 的基圆 68 和推杆 60 之间的距离。另外注意到,在这一特定的实施例中,在阀 52 完全落位于阀座 64 和凸轮 66 上时,游隙 72 基本上等于阀系的阀间隙,即存在于阀的远端尖端 58 之间的所有游隙的总的贡献。

[0034] 为了补偿在向内打开的阀 52 上的热效应,当发动机是冷着的时候游隙 72 设定在其最大容差处。在发动机变热时,阀杆 56 将在长度上膨胀且减小游隙 72,但是将不会临靠凸轮的基圆 68(即将不会使游隙 72 减小至零)。因此,由于游隙 72 减小,当阀 52 是打开着的时候,阀 52 进一步延伸到汽缸(未显示)中。然而,注意到,即使在游隙 72 被减小时,当阀 52 关闭时阀 52 保持落位抵靠其阀座。

[0035] 然而,如上文所述,跨接阀(诸如均分循环发动机 10 中的阀 24、26)具有升程轮廓,所述升程轮廓与传统的引擎相比具有更加小的着陆斜坡高度。不论阀是向内打开的或向外打开的,都是正确的,只要阀致动的持续时间[即阀打开事件]相对于传统发动机上的阀的致动持续时间是短的,例如具有约 3ms 的致动持续时间和 180 度的曲柄角或更小的阀。在这样的快速的致动、凸轮驱动、向内打开的阀的情形中,阀的远端尖端必须接合凸轮的着陆斜坡,以便具有受控制的着陆和安全就位速度,这样的向内打开的跨接阀的任何固定的阀间隙必定需要设定成成比例地小。有问题的是,由于热膨胀效应引起的设定阀间隙的变化可能实际上大于这样的阀所需要的斜坡高度。这意味着,如果阀间隙设定成足够大以抵消热膨胀,那么这些向内打开的跨接阀的尖端可能完全错过着陆斜坡,这将导致阀重复地碰撞它们的阀座,而过早地损坏阀。另外地,如果阀间隙设定成足够小以保证在所有操作温度下与着陆斜坡的接合,那么阀的尖端可能充分地膨胀而临靠凸轮的基圆,这导致甚至阀应当处于它们的关闭位置时迫使向内打开的跨接阀打开。

[0036] 另外,大的间隙设定将产生更短的阀升程持续时间,小的间隙设定将产生延长的阀升程持续时间。在任一情形中,阀打开事件的变化范围可能比期望的更大。期望抑制阀打开事件的范围到可管理的水平。

[0037] 参考图 4,示出了具有自动调节阀间隙的传统的发动机凸轮驱动的阀系 73 的示例性实施例。阀系 73 致动向内打开的提升阀 74。阀系 73 包括作为阀系致动元件的凸轮 76、

枢转杠杆臂 78 和弹簧 80,它们在每一循环中致动阀 74。通过增添间隙调节器组件解决了上述的热膨胀效应和其它的参数的问题。对于间隙调节器组件,已经使用主动阀控制装置(诸如液压间隙调节器(HLA)82)。液压间隙调节器(HLA)82还用作与杠杆臂 78 相关的支撑元件。如在本领域中已知的,当阀系中的阀间隙变化时,HLA 82 通过液压调节杠杆臂 78 的位置来补偿且使得阀间隙为零(在这一特定的实施例中,阀间隙将是在凸轮 76 和杠杆臂 78 之间的任何游隙,以及在杠杆臂 78 和阀 74 的杆的远端尖端之间的任何游隙)。

[0038] 因为杠杆臂 78 是阀系 73 的致动元件中的一个(即,是在每一循环中直接致动向内打开的阀 74 且用于直接赋予主要致动运动至阀 74 的元件),所以在充足的刚度所需要的杠杆臂的最小质量(施加至杠杆臂上的点的力与由所述力引起的所述点的偏转的比例)和高速操作可允许的最大质量之间具有不可避免的折中。也就是,如果杠杆臂 78 的质量太小,那么其无法在无过渡弯曲和/或变形的情况下致动阀 74。另外,如果杠杆臂 78 的质量太大,那么它将太重而不能以其最大的操作速度致动所述阀 74。对于任何特定的阀系致动元件,如果充分的刚度所需要的最小质量超过最大的操作速度可允许的最大质量,那么无法在阀系中使用所述元件。通常,在传统的发动机中,刚度和速度的要求不是那么苛刻,因此在阀系 73 中可以不排除使用杠杆臂 78。

[0039] 然而,如上文所述,跨接阀 24、26 必须比传统的发动机的阀致动快约 4 至 6 倍,这意味着阀系系统的致动元件必须在相对于传统发动机的极高且快速地变化的加速度水平下操作。这些操作条件将严格地限制在阀系 73 中的杠杆臂 78 的最大质量。

[0040] 另外,跨接阀 24、26 与传统的发动机相比必须克服跨接通道 22 中的非常高的压力而打开(例如 20 巴或更高),其加剧了阀系系统上的刚度要求。另外,弯曲是诸如杠杆臂 78 的元件的问题,这是因为在一个方向上的致动力集中在元件的中央部分中(即凸轮 76 接合杠杆臂 78 处),所有相对的作用力集中在杠杆臂的末端部分上(即 HLA82 和阀 74 的尖端接合杠杆臂 78 的相对末端处)。此外,该弯曲问题将随着杠杆臂 78 的长度的增加将成比例地增加。因此,如果现有技术图 4 中示出的发动机经受在均分循环发动机 10 中遇到的较高的压力和严格的致动速度,那么阀系 73 中的杠杆臂 78 的刚度和质量将必须明显增加,因此限制了阀系 73 的整体致动速度。

[0041] 一般情况下还有,现有技术的 HLA(诸如 HLA 82),由于包含在其中的油的压缩性,通常是减小阀系刚度的主要贡献因素之一,其反过来限制了阀系可以安全地操作的最大发动机操作速度。因此,连接至杠杆臂 78 的现有技术的 HLA 82(如在阀系 73 中显示的)可能无法与均分循环发动机 10 一起实施,因为在均分循环发动机中阀需要更加快速地致动,HLA 82 必须比传统的发动机中的 HLA 更加坚硬。

[0042] 因此,需要用于均分循环发动机的凸轮驱动的阀的阀间隙调节系统,其可以(a)满足安全地致动阀所需要的高的速度和刚度要求;和(b)自动地补偿例如引起间隙变化的致动部件的热膨胀、阀磨损以及制造公差等不可避免的因素。

## 发明内容

[0043] 一种阀致动系统(150)包括用于致动阀(132/134)的阀系(152),阀系(152)包括致动元件(161,162,132/134)和阀间隙(178,180);和用于调节阀间隙(178,180)的阀间隙调节系统(160);其中所述阀系(152)和所述阀间隙调节系统(160)不共有任何公共的

致动元件。

#### 附图说明

- [0044] 图 1 是与本发明的发动机相关的现有技术的均分循环发动机的示意横截面视图；
- [0045] 图 2 示出用于均分循环发动机中的跨接阀的示例性的现有技术的阀升程轮廓；
- [0046] 图 3 示出传统的发动机的现有技术的凸轮驱动的阀系；
- [0047] 图 4 是现有技术的液压阀间隙调节系统的示意横截面视图，其使用指状的杠杆枢轴元件；
- [0048] 图 5 示出安装在均分循环发动机上的本发明的阀间隙调节系统的示例性的实施例；
- [0049] 图 6、7 和 8 分别示出了本发明的阀间隙调节系统和阀系的示例性实施例的侧视图、透视图和分解视图；
- [0050] 图 9 示出了阀间隙调节系统的一些关键部件的分解视图；
- [0051] 图 10 是仅阀系的摇杆、和阀间隙调节系统和阀系的摇杆轴的透视图；
- [0052] 图 11 是阀间隙调节系统的摇杆轴和摇杆轴杠杆的顶部视图；
- [0053] 图 12 和 13 示出了阀间隙调节系统的摇杆臂的运动；和
- [0054] 图 14 是图 13 的中心部分 14-14 的放大视图。

#### 具体实施方式

[0055] 参考图 5，数字 100 通常表示根据本发明的均分循环发动机的示例性实施例的示意性表示。发动机 100 包括如图所示地以顺时针方向围绕曲柄轴轴线 104 旋转的曲柄轴 102。曲柄轴 102 包括分别连接至连接杆 110、112 的相邻的在角度上移位的引导和跟随曲柄行程 106、108。

[0056] 发动机 100 还包括限定了一对相邻的气缸的气缸体 114，尤其是在气缸与曲柄轴 102 相对的一端处由气缸头 120 封闭的压缩气缸 116 和膨胀气缸 118。压缩活塞 122 容纳在压缩气缸 116 中且连接至连接杆 112，用于使活塞 122 在上死点 (TDC) 和下死点 (BDC) 的位置之间往复运动。膨胀活塞 124 容纳在膨胀气缸 118 中且连接至连接杆 110，以进行类似的 TDC/BDC 往复运动。气缸 116、118 和活塞 122、124 的直径以及活塞 122、124 的冲程以及它们的排量不需要是相同的。

[0057] 气缸头 120 提供了让气体流入气缸 116 和 118、流出气缸 116 和 118 以及在气缸 116 和 118 之间的装置。气缸头 120 包括进气口 126，在进气冲程期间穿过进气口 126 通过向内打开的提升式进气阀 128 将进气吸入到压缩气缸 116。在压缩冲程期间，压缩活塞 122 对空气装料增压，且驱动空气通过跨接 (Xovr) 通道 130，其用作膨胀气缸 118 的进气通道。

[0058] 由于压缩气缸 116 内的非常高的压缩比 (例如，20 比 1, 30 比 1, 40 比 1, 或更大)，在跨接通道进口处的向外打开的提升式跨接压缩 (XovrC) 阀 132 用于控制从压缩气缸 116 至跨接通道 130 的流量。由于膨胀气缸 118 内的非常高的压缩比 (例如，20 比 1, 30 比 1, 40 比 1, 或更大)，在跨接通道 130 的出口处的向外打开的提升式跨接膨胀 (XovrE) 阀 134 控制从跨接通道 130 至膨胀气缸 118 的流量。跨接压缩阀 132、跨接膨胀阀 134 以及跨接通道 130 限定了压力腔 136，在发动机 100 的一个循环 (曲柄旋转) 中的膨胀活塞 124 的膨

胀冲程期间跨接膨胀 (XovrE) 阀 134 的关闭与在发动机的接下来的循环 (曲柄旋转) 中的压缩活塞 122 的压缩冲程期间跨接压缩 (XovrC) 阀 132 的打开之间的加压的气体 (典型地 20 或更大), 被储存在压力腔 136 中。

[0059] 燃料注射器 138 响应于 XovrE 阀 134 的打开将燃料注射到在跨接通道 130 的出口端处的加压空气中。在膨胀活塞 124 到达其上死点位置之后, 燃料-空气装料立即进入到膨胀气缸 118 中。在活塞 124 开始从其上死点位置下降而 XovrE 阀 134 仍然打开时, 火花塞 140 点火以开始燃烧 (通常在膨胀活塞 124 的上死点之后 10 至 20 度 CA 之间)。之后在最终的燃料事件可以进入跨接通道 130 之前, 关闭 XovrE 阀 134。燃烧事件在动力冲程中向下驱动膨胀活塞 124。在排气冲程期间通过向内打开的提升式排气阀 142 将废气从膨胀气缸 118 泵出。

[0060] 用于进口阀 128 和排气阀 142 的致动机构 (未显示) 可以是任何适合的凸轮驱动的或无凸轮的系。跨接压缩阀和跨接膨胀阀 132、134 还可以以任何适合的方式致动。然而, 根据本发明, 优选地跨接阀 132 和 134 由凸轮驱动的致动系统 150 致动。致动系统 150 包括阀系 152, 其包括用于直接地赋予主要致动运动给阀 132、134 的所需要的致动元件, 以及与阀系 152 远程安装的分立的阀间隙调节系统 160。更具体地, 阀间隙调节系统 160 不包括与阀系 152 共有的致动元件, 间隙调节系统 160 也没有任何元件用于直接赋予阀 132 和 134 的主要致动运动。

[0061] 参考图 6、7 和 8, 分别示出了用于跨接阀 132 和 134 的凸轮驱动致动系统 150 的示例性实施例的侧视图、透视图和分解视图。

[0062] 参考图 6 和 7, 每一跨接阀 132、134 的阀系 152 包括用作致动元件的凸轮 161、摇杆 162 和跨接阀 132/134。如图 8 所示, 每一阀 132/134 包括阀头 164 和从阀头垂直地延伸的阀杆 166。筒夹保持器 168 设置在杆 166 的远端尖端 169 处, 且用筒夹 170 和夹子 172 牢固地固定到其上。

[0063] 参考图 8, 摇杆 162 包括在一端的叉状摇杆垫 174, 其横跨阀杆 166 且接合筒夹保持器 169 的下侧。另外, 摇杆 162 还包括在相对端处的实心的摇杆垫 176, 其滑动地接触阀系 152 的凸轮 161。另外地, 摇杆 162 包括通过其延伸的摇杆轴钻孔 177 (参见下文详细讨论)。

[0064] 摇杆 162 的叉状摇杆垫 174 接触向外打开的提升式阀 132/134 的筒夹保持器 168, 使得由凸轮 161 的致动引起的摇杆垫 176 的向下方向 (图 6、12 和 13 中的方向 A) 的运动转换成摇杆垫 174 的向上的运动 (图 6、12 和 13 中的方向 B), 所述运动打开阀 132/134。在没有被摇杆 162 驱动时, 气体弹簧 (未显示) 作用到阀 132/134 上以保持阀 132/134 关闭。

[0065] 如图 6 所示, 阀系 152 中的阀间隙包括但不限于在摇杆 162 和凸轮 161 之间、和阀 132、134 的筒夹保持器 168 和摇杆 162 之间的任何游隙。具体地, 游隙 178 是筒夹保持器 168 和摇杆垫 174 之间的游隙。另外地, 游隙 180 是凸轮 161 和摇杆垫 176 之间的游隙。在这一实施例中, 元件游隙 178 和 180 基本上包括阀系 152 的阀间隙。如本文下面说明的, 阀间隙调节系统 160 调节游隙 178 和 180 至大致零的游隙, 因此调节阀系 152 的阀间隙大致至零。

[0066] 在本发明中, 阀间隙调节系统 160 的元件被相对于阀系 152 远程地安装, 以便增加阀间隙调节系统的刚度, 如在下文进一步地说明的。更具体地, 阀间隙调节系统 160 没有元

件同时也是阀系 152 的致动元件, 阀间隙调节系统 160 没有元件被配置成直接赋予主要致动运动至阀 132 和 134。结果, 如果有主要运动的话, 阀间隙调节系统 160 的单独的元件的主要运动以比阀 132 和 134 的致动速率慢的速率操作。如图 8 和 9 所示, 阀间隙调节系统 160 包括可旋转地支撑阀系 152 的摇杆 162 的摇杆轴组件 200、摇杆轴杠杆 300、可旋转地包含摇杆轴组件 200 的底座组件 400 和间隙调节器组件 600。在这一示例性的实施例中, 液压间隙调节器 (HLA) 组件用作间隙调节器组件 600。注意到, HLA 组件针对于这一示例性实施例。本领域技术人员将认识到, 可以使用其它间隙调节组件, 例如气动、机械或电学间隙调节组件等。

[0067] 重要的是注意到, 阀间隙调节系统 160 的摇杆轴组件 200 和底座组件 400 也是阀系 152 的支撑元件。也就是, 底座组件 400 和摇杆轴组件 200 都为摇杆 162 提供了支撑, 且影响了阀系 152 的整体刚度。然而, 底座组件 400 和摇杆轴组件 200 不需要以与阀系 152 的致动元件相同的致动速率或相对振幅循环。

[0068] 如在图 10 中最佳地看到的, 阀间隙调节系统 160 仅在摇杆 162 处接合阀系 152。也就是, 摇杆 162 在相对静止的摇杆轴组件 200 上枢转。注意到, 摇杆 162 是阀系 152 的元件, 且不是阀间隙调节系统 160 的元件, 而摇杆轴组件 200 既是阀间隙调节系统 160 的元件也是阀系 152 的支撑元件。因此, 摇杆轴组件 200 不是直接赋予主要致动运动给作为致动元件的阀 132 和 134, 而是作用到相对静止的轴上, 摇杆 152 在所述静止的轴上枢转以致动阀 132 和 134。

[0069] 如图 8 和 9 中最佳地看到的, 底座组件 400 包括底座 402, 其刚性地固定至发动机体 (未显示), 例如用螺栓 404 或其它类似的紧固件。底座组件 400 还包括底座垫片 406, 具有预定的厚度以精确地沿着垂直的方向 (阀 132、134 的行进方向) 相对于阀系 152 定位底座 402。采用实心销 408 和空心销 410 精确地沿着水平的方向相对于阀系 152 对准底座 402。

[0070] 底座 402 在其中加工了前壁 412 和后壁 414, 在所述壁之间限定槽 416。底座槽 416 被制定尺寸以在其中接受摇杆 162。前壁 412 和后壁 414 包括分别在其中形成的前钻孔 418 和后钻孔 420。前和后钻孔 418 和 420 围绕固定的轴线 422 是同心的, 如在图 9 中最佳显示的那样。前和后钻孔 418、420 被制定尺寸以接受摇杆轴组件 200, 如下文详细地描述的。

[0071] 摇杆轴组件 200 包括摇杆轴 202 和偏心的摇杆轴帽 204, 其通过销 207 和螺栓 320 被牢固地固定至摇杆轴 202。摇杆轴 202 包括底座轴承部分 206, 其被制定尺寸以滑动配合到前钻孔 418 中, 使得底座轴承部分 206 与固定的轴线 422 同心。摇杆轴 202 还包括摇杆轴承部分 208, 其被制定尺寸以容纳在摇杆钻孔 177 中, 使得摇杆 162 在摇杆轴承部分 208 上旋转和枢转。在摇杆 162 被安装到摇杆轴承部分 208 上且摇杆 162 插入到在底座 402 中形成的槽 416 中以及摇杆轴 202 的底座轴承部分 206 被前钻孔 418 捕获时, 摇杆 162 围绕槽 416 内的摇杆轴承部分 208 旋转。如图 9 所示, 摇杆轴承部分 208 与底座轴承部分 206 偏心, 使得摇杆轴承部分 208 的中心线 (可移动的摇杆轴线 210) 与固定的轴线 422 偏移约 2mm。因为摇杆 162 在摇杆轴承部分 208 上旋转, 所以在它致动阀 132、134 时摇杆 162 围绕这一可移动的摇杆轴线 210 旋转。

[0072] 偏心帽 204 包括外部轴承表面 212, 起被制定尺寸以滑动配合到底座 402 的后壁

414 的后钻孔 420 中,使得外部轴承表面 212 与固定的轴线 422 同心。偏心帽 204 另外包括偏心的内部轴承表面 214,其接受和捕获摇杆轴承部分 208。内部轴承表面 214 与可移动的摇杆轴线 210 同心。

[0073] 因为摇杆轴承部分 208 与底座轴承部分 206 和外部轴承表面 212 偏心,所以底座轴承部分 206 围绕固定的轴线 422 的旋转使得摇杆轴承部分 208 相对于底座轴承部分 206 和外部轴承表面 212 偏心地移动。也就是,底座轴承部分 206 围绕固定的轴线 422 的旋转(在图 14 中最佳看到的)使摇杆轴承部分 208 的中心(可移动的摇杆轴线 210)围绕固定的轴线 422 弧形地移动,如关于图 12、13 和 14 在下文更详细地描述的。因为摇杆 162 在摇杆轴承部分 208 上旋转,所以摇杆轴承部分 208 的中心 210 的这一移动调整摇杆垫 176 相对于凸轮 161 的位置以及摇杆垫 174 相对于筒夹保持器 168 的位置,由此控制游隙 180、178,并且因此控制阀系 152 的阀间隙。

[0074] 通过摇杆轴杠杆 300 控制摇杆轴组件 200 的旋转角度,其由螺钉 320 或其它的类似紧固件刚性地连接至摇杆轴杠杆 300。如在图 11 中最佳显示的,螺钉 320 与可移动的摇杆轴线 210 对准。如图 8 和 9 所示,摇杆轴杠杆 300 连接至液压间隙调节器 (HLA) 组件 600,使得通过液压间隙调节器 (HLA) 组件 600 的垂直偏转来控制摇杆轴杠杆 300 的旋转位置。HLA 组件 600 包括设置在液压间隙调节器 620 (HLA620) 的上端上的连接帽 610。连接帽 610 包括从基底 606 垂直地延伸的销 608。基底 606 还包括上表面 607 和大致球形的下套筒 609。销 608 包含在摇杆轴杠杆 300 的游隙槽 310 内。下套筒 609 配合到大致球形的尖端的柱塞 630 中,使得帽 610 在柱塞 630 上自由旋转。帽 610 的上表面 607 平齐地临靠摇杆轴杠杆 300 的下表面,使得帽 610 在杠杆 300 和 HLA 柱塞 630 之间被捕获。注意到,使用销 608 主要为了易于装配,而不需要捕获帽 610。可选地安装夹子 611 以进一步帮助装配。加压的液压流体(未显示)被供给至 HLA 620 以使柱塞 630 延伸,这使连接帽 610 升高,由此使摇杆轴杠杆 300 旋转。液压间隙调节器 (HLA) 组件 600 的末端 640 被安装至气缸头(未显示),这是公知的。对于液压间隙调节器 620,可以使用 Schaeffler F-56318-37 指状杠杆枢转元件或任何其它的类似的枢转元件。如上文所述,在这一示例性的实施例中,液压间隙调节器 (HLA) 组件被用作间隙调节器组件 600。应当注意,HLA 组件针对于这一示例性的实施例。本领域的技术人员将认识到,可以使用其它的间隙调节组件,例如气动、机械或电学间隙调节组件等。

[0075] 因为摇杆 162 是阀系 152 的一部分,所以它必须被制成非常坚硬。另外,因为摇杆 162 经受传动系的高频致动运动,所以其质量必须被最小化。因此,如图 10 所示,摇杆 162 由钢或硬性材料加工而成且包括加强肋。摇杆 162 的结构可以通过执行公知的有限元分析计算来确定。

[0076] 如在图 9 中最佳显示的,摇杆轴组件 200 包括连接至底座轴承部分 206 的阳型连接部分 216,其装配到在摇杆轴杠杆 300 中形成的阴型连接部分中,使得摇杆轴杠杆 300 和摇杆轴组件 200 一起围绕固定的轴线 422 旋转。因此,柱塞 630 沿着轴线 612 的平移运动使得摇杆轴组件 200 旋转。摇杆轴组件 200 的这一旋转使得摇杆 162 位移,如上文所述,摇杆 162 连接至摇杆轴组件 200 中的摇杆轴承部分 208。

[0077] 摇杆轴组件 200 的阳型连接部分 216 的形状和方向以及摇杆轴杠杆 300 的阴型连接部分的对应的形状和方向确定了摇杆轴杠杆 300 相对于摇杆轴组件 200 的方向。

[0078] 如在图 12、13 和 14 中显示的,进给到 HLA 620 中的加压的液压流体使得柱塞 630 从相对于 HLA 620 完全缩回的位置朝向完全延伸的位置向外延伸。这导致了摇杆轴杠杆 300 的旋转,其使得摇杆轴承部分 208 的可移动摇杆轴线 210 围绕固定的轴线 422 弧形移动(如在图 13 和 14 中由方向箭头 220 显示地)。如最佳在图 14 所看到的,这一弧形移动 220 具有垂直和水平方向成分。这导致了摇杆 162 的摇杆垫 176 朝向凸轮 161 的位移和摇杆垫 174 朝向筒夹保持器 168 的位移,由此使得游隙 180 和 178 大致减小至零,如图 13 所示。因此,大致包括游隙 180 和 178 的阀间隙也被大致减小至零。

[0079] 上述的实施例描述了阀间隙调节系统 160,其将间隙大致减小至零,其中在凸轮 161 和摇杆 162 的垫 176 之间有接触,该接触引起摩擦拖曳。在凸轮 161 和垫 176 之间的这种接触将消耗来自发动机的能量。因此,可能期望包括减小摩擦机构(未显示)以减小摩擦拖曳或限制间隙至某一非零的最小值,以便防止凸轮 161 和摇杆 162 的垫 176 之间的接触。

[0080] 一种这样的机构可能是通过轴承安装至凸轮轴上的不转盘,该轴承保持摇杆垫 176 远离凸轮 161 的基圆。可替代地,用于摇杆 162 的固定的停止件或支撑物可以刚性地安装至气缸头 120,以将摇杆垫 176 与凸轮 161 的基圆分开。在不转盘和固定的停止件的情况下,可期望的是它们具有大致等于凸轮 161 的膨胀系数的膨胀系数,以考虑热膨胀效应。可替代地,可以添加辊至摇杆垫 176 以减小摇杆 162 和凸轮 161 之间的摩擦拖曳。

[0081] 为此目的,将参考和应用下述定义:

[0082] 1)HLA 组件 600 的刚度 (K600):(通过摇杆轴杠杆 300)施加至 HLA 柱塞 630 的力 (F600)与直接由所述力的施加引起的柱塞 630(在施加的力的方向上)的偏转 (D600)的比;和

[0083] 2)摇杆轴组件 200 的刚度 (K200):通过摇杆 162 施加至摇杆轴组件 200 的力 (F200)与直接由所述力的施加引起的摇杆轴组件 200(在施加的力的方向上)的偏转 (D200)的比。

[0084] 摇杆轴组件 200 的刚度(即 K200)可以被分割成下述的两个主要分量:

[0085] (A) 弯曲分量 (K200B),主要由摇杆轴组件 200 的各个部件的变形造成的偏转 (D200B)引起,但是主要是由于摇杆轴承部分 208 的弯曲造成的;和

[0086] (B) 旋转分量 (K200R),主要由 HLA 组件 600 的偏转造成的摇杆轴组件 200 的旋转产生的偏转 (D200R)引起。

[0087] 此外,K200R 和 K200B 之间的适合的关系是如下: $1/K200 = 1/K200R + 1/K200B$ 。

[0088] 弯曲分量 K200B 主要由摇杆轴承部分 208 的直径和前和后钻孔 418 和 420 之间的距离控制。旋转分量 K200R 主要由摇杆轴杠杆 300 的长度和可移动轴线 210 和固定的轴线 422 之间的距离控制。期望设计旋转分量 K200R,使得它大于或等于弯曲分量 K200B。

[0089] 摇杆轴杠杆 300 的长度和中心线 612、可移动轴线 210 和固定的轴线 422 之间的相对距离产生了有利的杠杆比(即大于 1,优选地大于 3,且更优选地大于 5)。具体地,在这一示例性的实施例中,这一杠杆比 (LR) 定义为:通过摇杆轴杠杆 300 施加至 HLA 600 的力 (F600)的作用线和固定的轴线 422 之间的最短距离 (1)与通过摇杆 162 施加至摇杆轴组件 200 的力 (F200)的作用线与固定的轴线 422 之间的最短距离 (2)之间的比。

[0090] 随着杠杆比增加到 1 以上,其减小了从摇杆 162 到 HLA 组件 600 上的力(通过摇

杆轴杠杆 300 施加的),其根据下述方程相对于 HLA 组件刚度 K600 以大约杠杆比的平方增加旋转分量刚度 K200R:

[0091] 1)  $K600 = F600/D600$

[0092] 2)  $K200 = F200/D200$

[0093] 3)  $K200R = F200/D200R$

[0094] 4)  $K200B = F200/D200B$

[0095] 5)  $1/K200 = 1/K200R + 1/K200B$

[0096] 6)  $D200 = D200R + D200B$

[0097] 7)  $D600 = F600/K600$

[0098] 8)  $F600 = F200/LR$

[0099] 9)  $D600 = F200/(K600*LR)$

[0100] 10)  $D200R = D600/LR$

[0101] 11)  $D200R = F200/(K600*LR*LR)$

[0102] 12)  $K200R = K600*LR*LR$

[0103] 如果使用约为 10 比 1 的优选的杠杆比 (LR),那么 HLA 组件 600 的柱塞 630 所经受的力 (F600) 仅是约由摇杆轴组件 200 经受的力 (F200) 的十分之一 (1/10) (如在方程 8 中描述的)。同时,在柱塞 630 的轴线 612 的大致方向上的偏转 (D600) (由于 10 比 1 的杠杆比) 是大约由此而产生的摇杆轴组件 200 的轴线 612 的大致方向上的偏转 (D200R) 的 10 倍 (如在方程 10 中描述的)。

[0104] 总的结果是:与 HLA 组件 600 的刚度 (K600) 相比,杠杆比 (LR) 产生了摇杆轴组件 200 的整体刚度 (K200) 在旋转分量 (K200R) 上的有效增加 (如在方程 12 中所描述的),所述增加大致等于杠杆比的平方。刚度 k200R 与刚度 K600 的关系大约是方程 12 的关系,而不是精确地是方程 12 的关系的原因之一是摩擦。为此目的,术语“大约”,在它应用至所述杠杆比的所述平方时,应当表示在所述被平方的杠杆比的值的 25% (或更有选地在 10%) 内。也就是,如果使用大约 10 比 1 的杠杆比 (优选的杠杆比),那么旋转分量刚度 K200R 是 HLA 组件刚度 K600 的大约 100 倍。更具体地,旋转分量 K200R 的刚度优选地等于或大于 75 倍的 HLA 组件刚度 K600。更优选地,旋转分量 K200R 的刚度等于或大于 90 倍的 HLA 组件刚度 K600。

[0105] 如上文所述,HLA 组件 600 距离阀系 152 远程地定位,其包括作为致动元件的凸轮 161、摇杆 162 和跨接阀 132/134。因此,摇杆轴杠杆 300 的主要运动和 HLA 组件 600 的主要运动将不会经受过由阀系 152 的致动元件经受的高频运动 (比传统的发动机的阀快大约 4 至 6 倍)。也就是,摇杆轴杠杆 300 和 HLA 组件 600 的主要运动 (例如补偿由于较慢的现象 (例如热膨胀、磨损、HLA 油泄漏等) 造成的阀间隙的变化的运动) 将处于比阀系 152 的致动元件的主要运动低得多的频率。因此,摇杆轴杠杆 300 的质量将不受阀系 152 的高频运动要求的限制。因此,摇杆轴杠杆 300 可以制成非常硬且体积大的。另外,摇杆轴杠杆 300 的杠杆比可以做成是非常大得,即 3 或更大的杠杆比,优选地 5 或更大的杠杆比,且最优选地是 7 或更大的杠杆比。

[0106] 应当注意,摇杆轴杠杆 300 和 HLA 组件 600 将遭受由阀系的高频移动引起的某种高频的振动。然而,由这一振动引起的位移得幅度将明显小于阀系中的部件的位移的幅度,



典型地小一数量级。摇杆轴杠杆 300 和 HLA 组件 600 在它们的间隙调节功能上的主要运动得频率将实质上小于阀系 152 的致动元件的致动运动的频率。

[0107] 虽然此处描述的阀间隙调节系统 160 与均分循环发动机的向外打开的阀一起操作,但是它可以应用至任何阀的操作。更优选地,它可以应用至快速作用阀,具有大约 3ms 的致动持续时间和 180 度的曲柄角或更小。

[0108] 虽然通过参考特定的实施例描述了本发明,但是应当理解可以在所描述的创造性的概念的精神和范围内进行诸多变化。例如,此处描述的阀间隙调节系统不限于凸轮驱动的系统。因此,意图是本发明不限于所述的实施例,但是它具有由下述的权利要求的语言限定的全部范围。

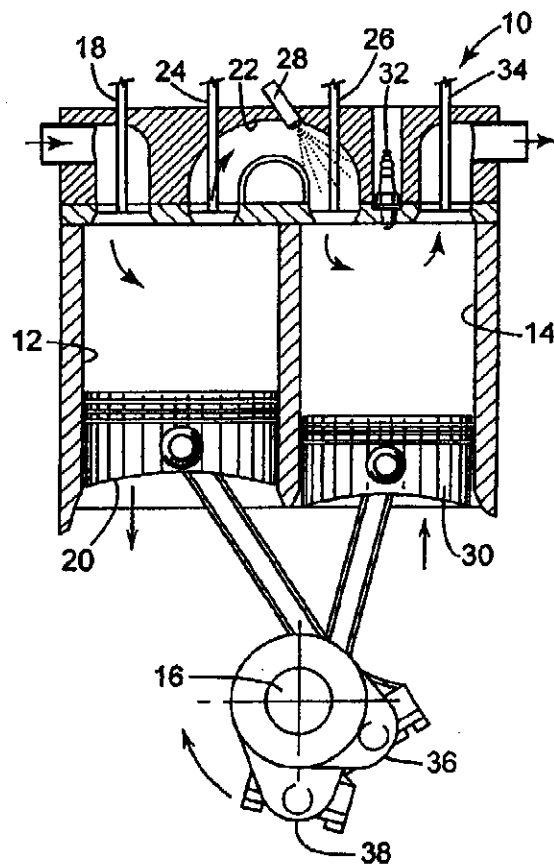


图1(现有技术)

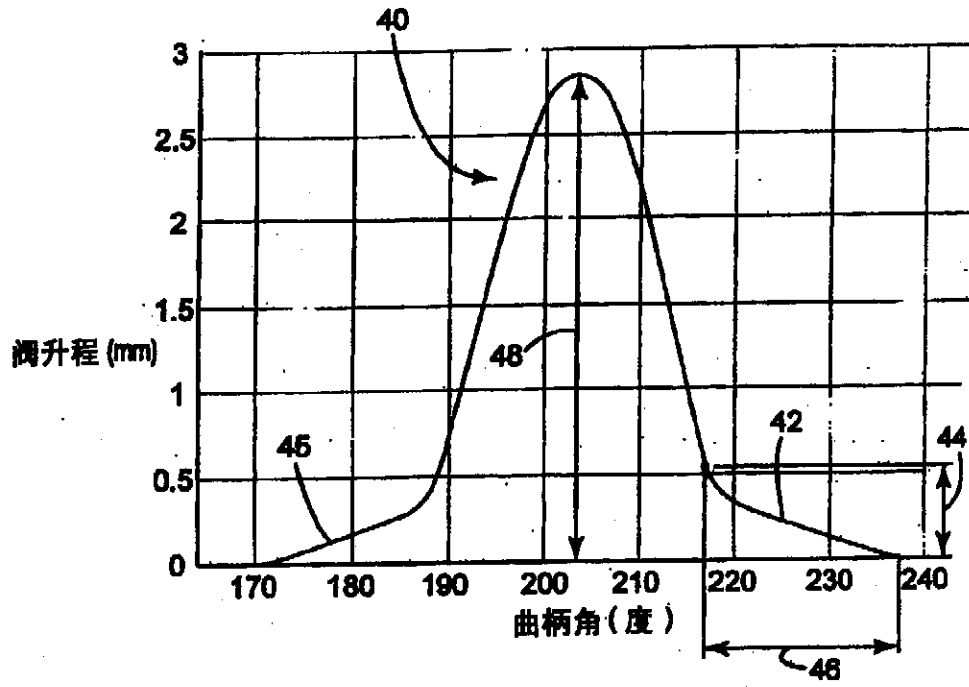


图 2(现有技术)

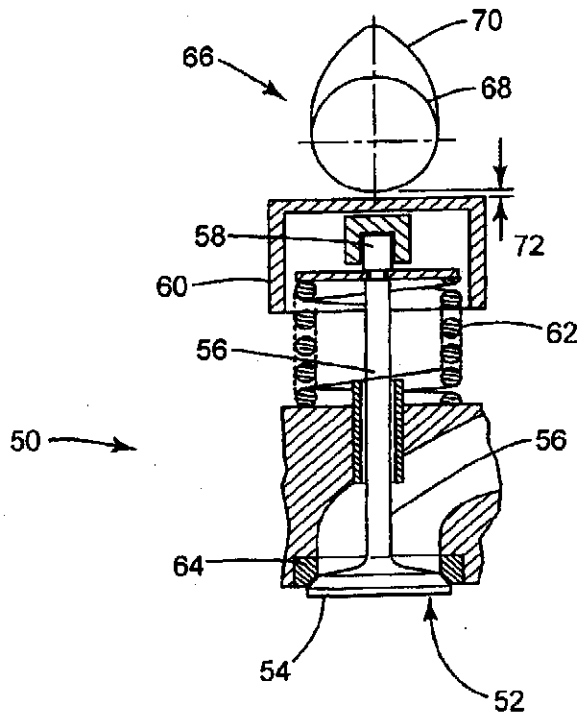


图 3(现有技术)

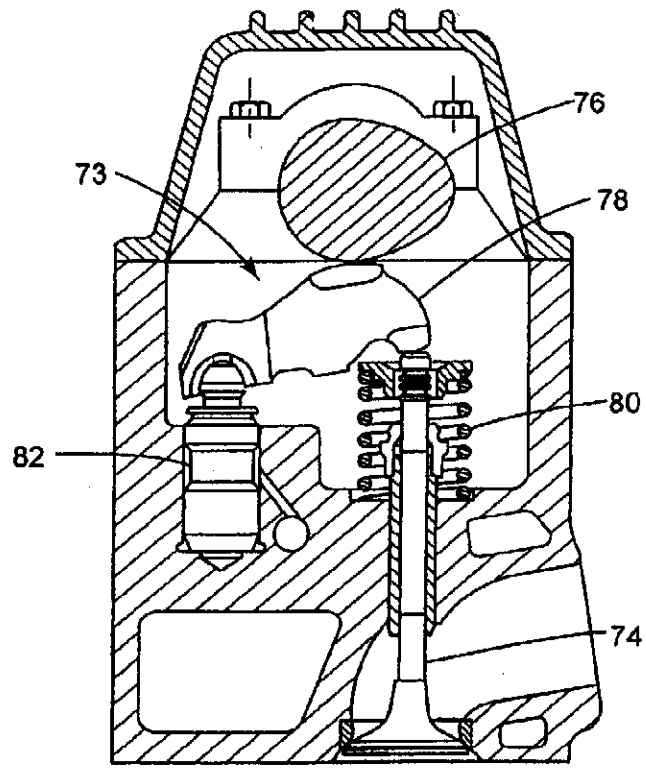


图 4(现有技术)

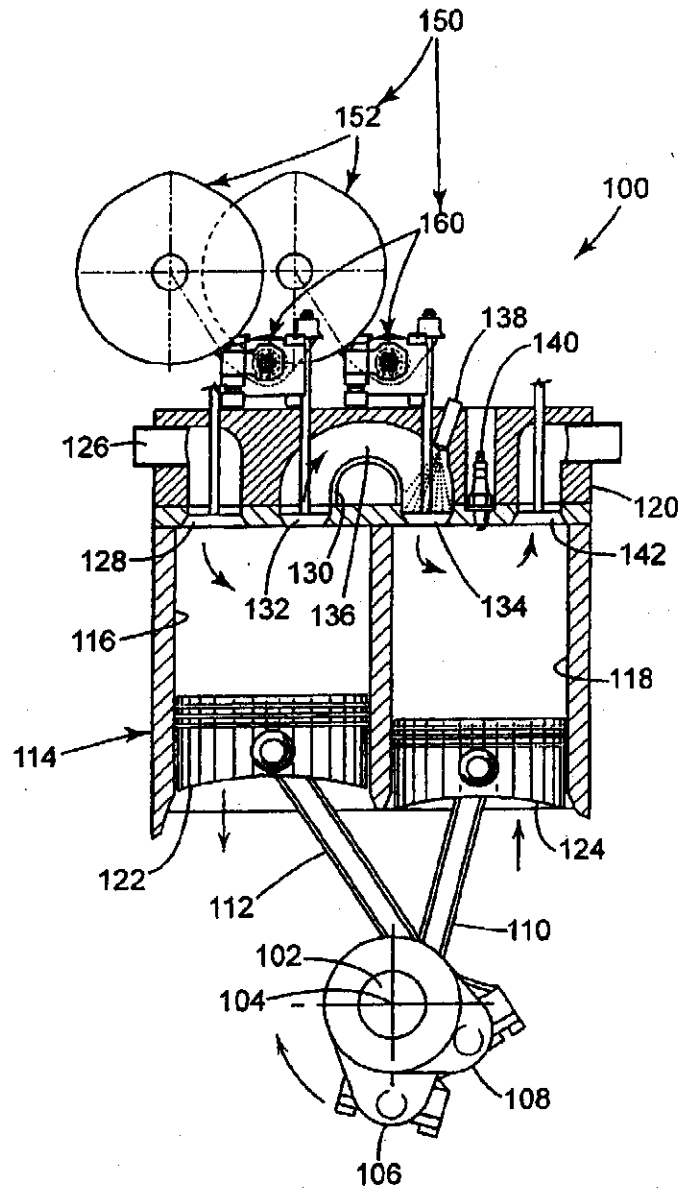


图 5

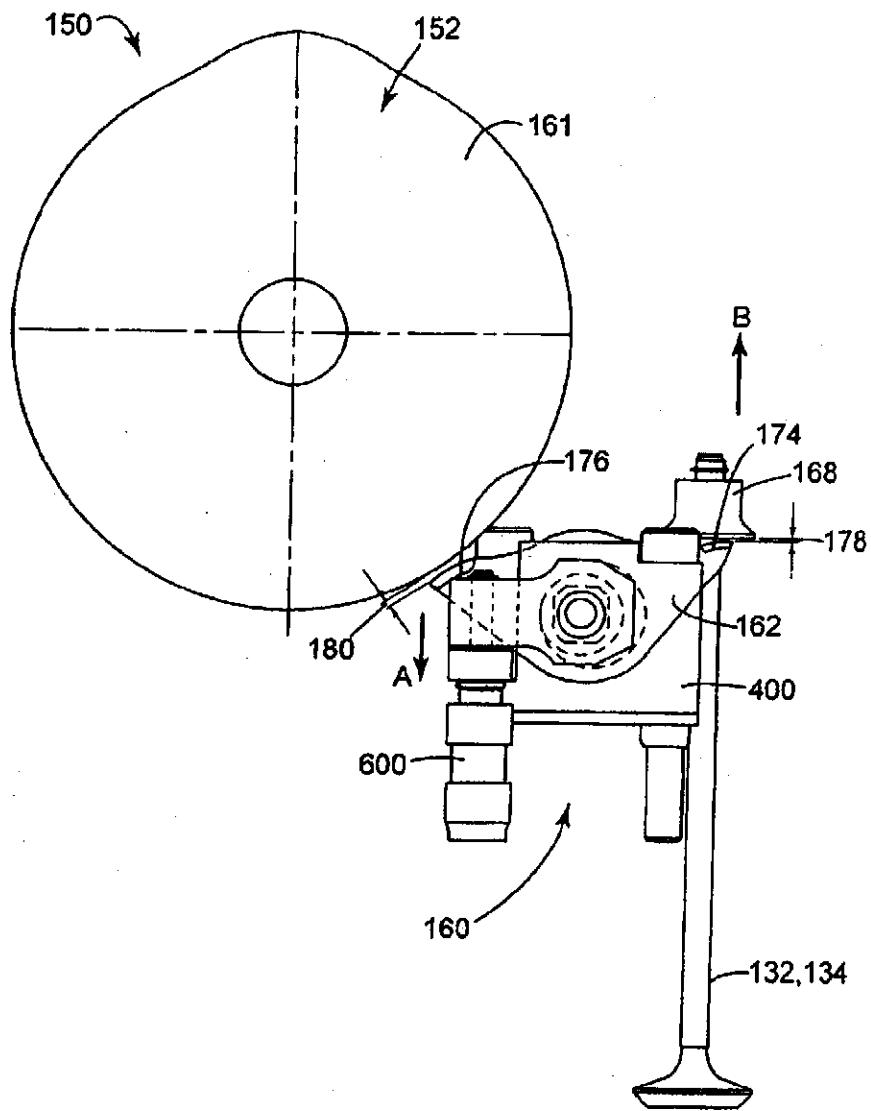


图 6

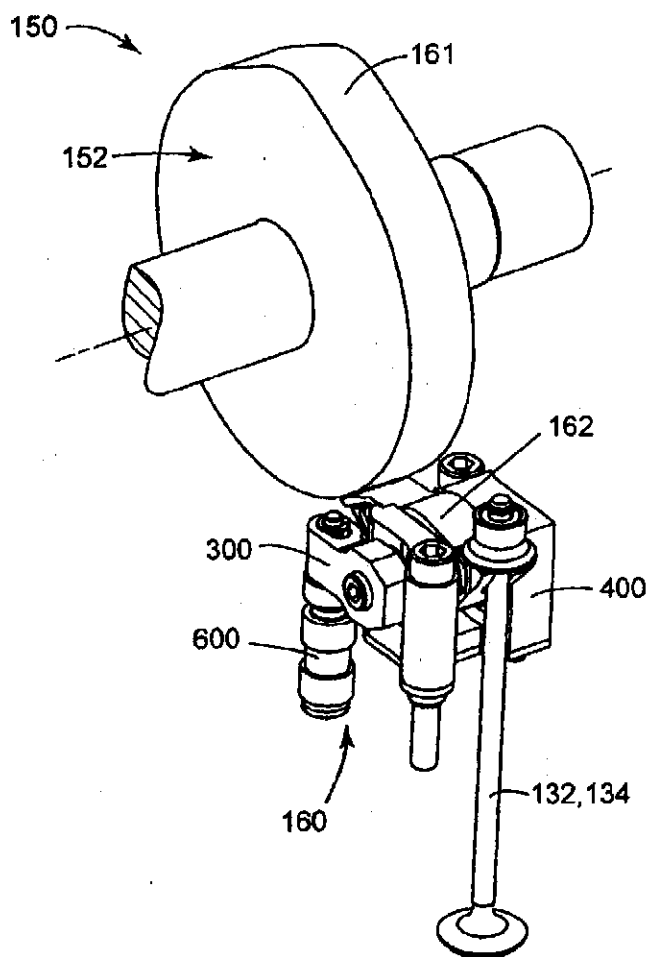


图 7

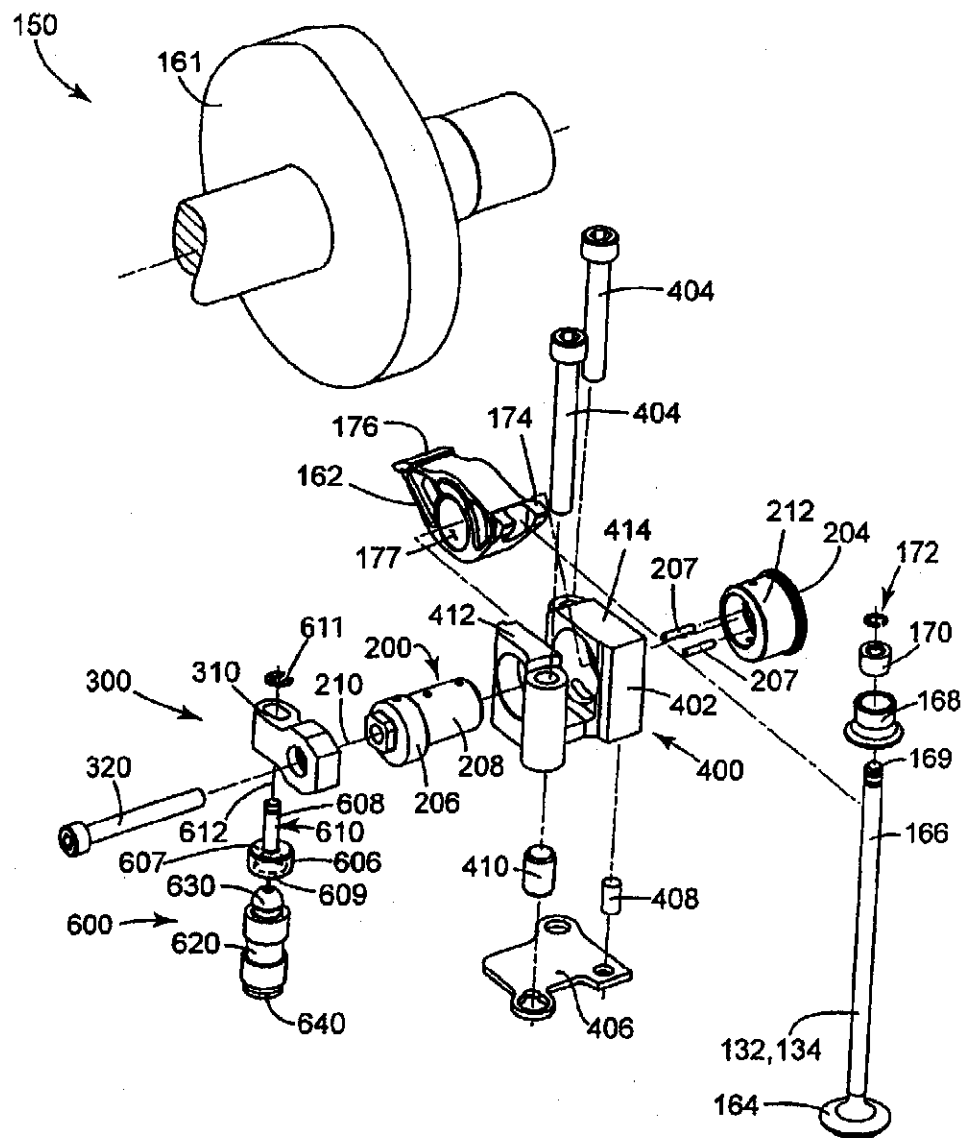


图 8



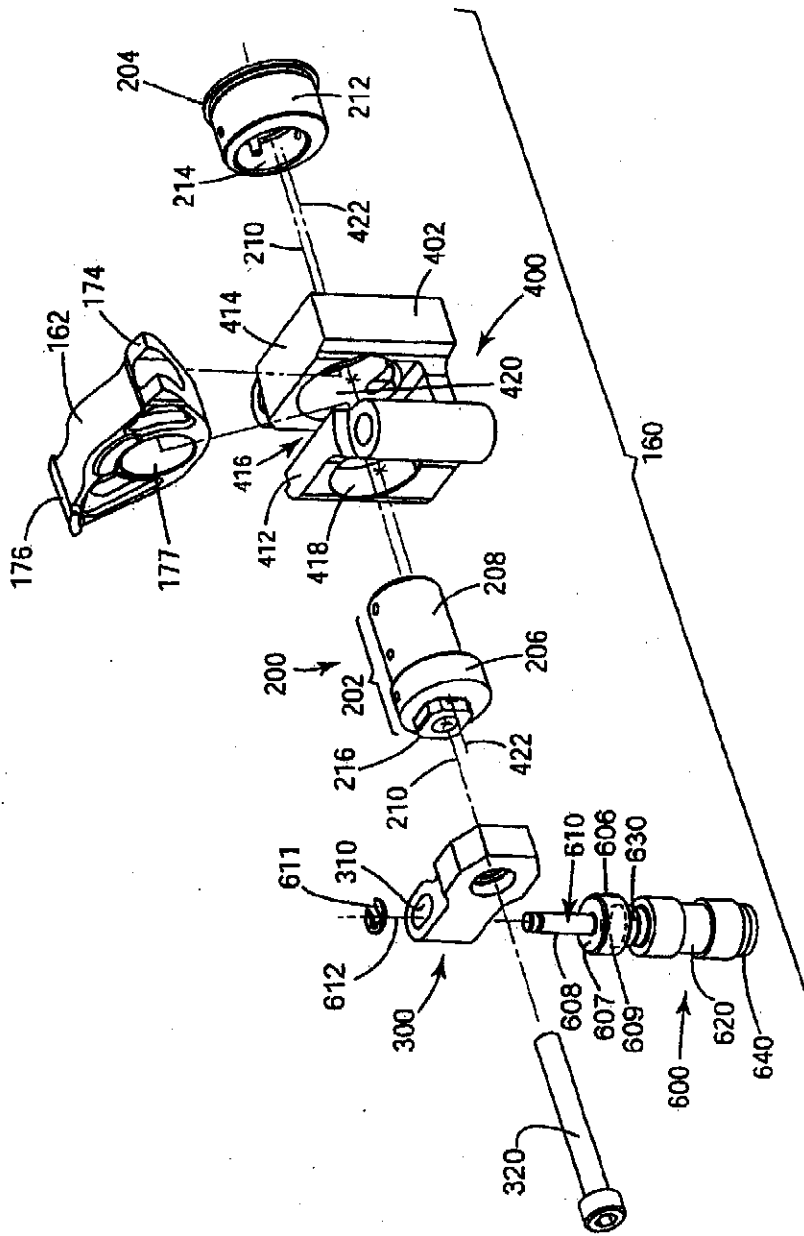


图 9

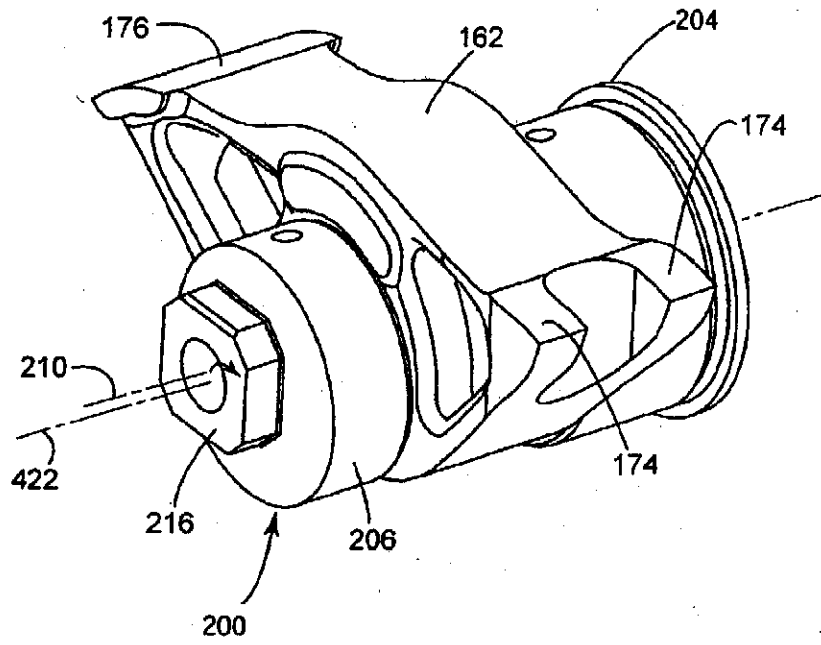


图 10

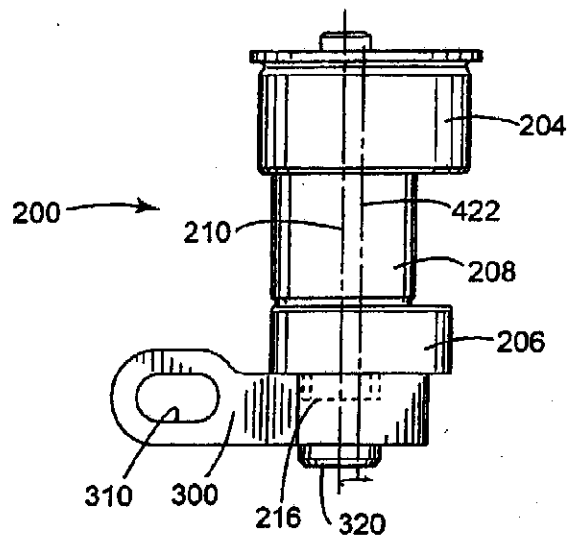


图 11

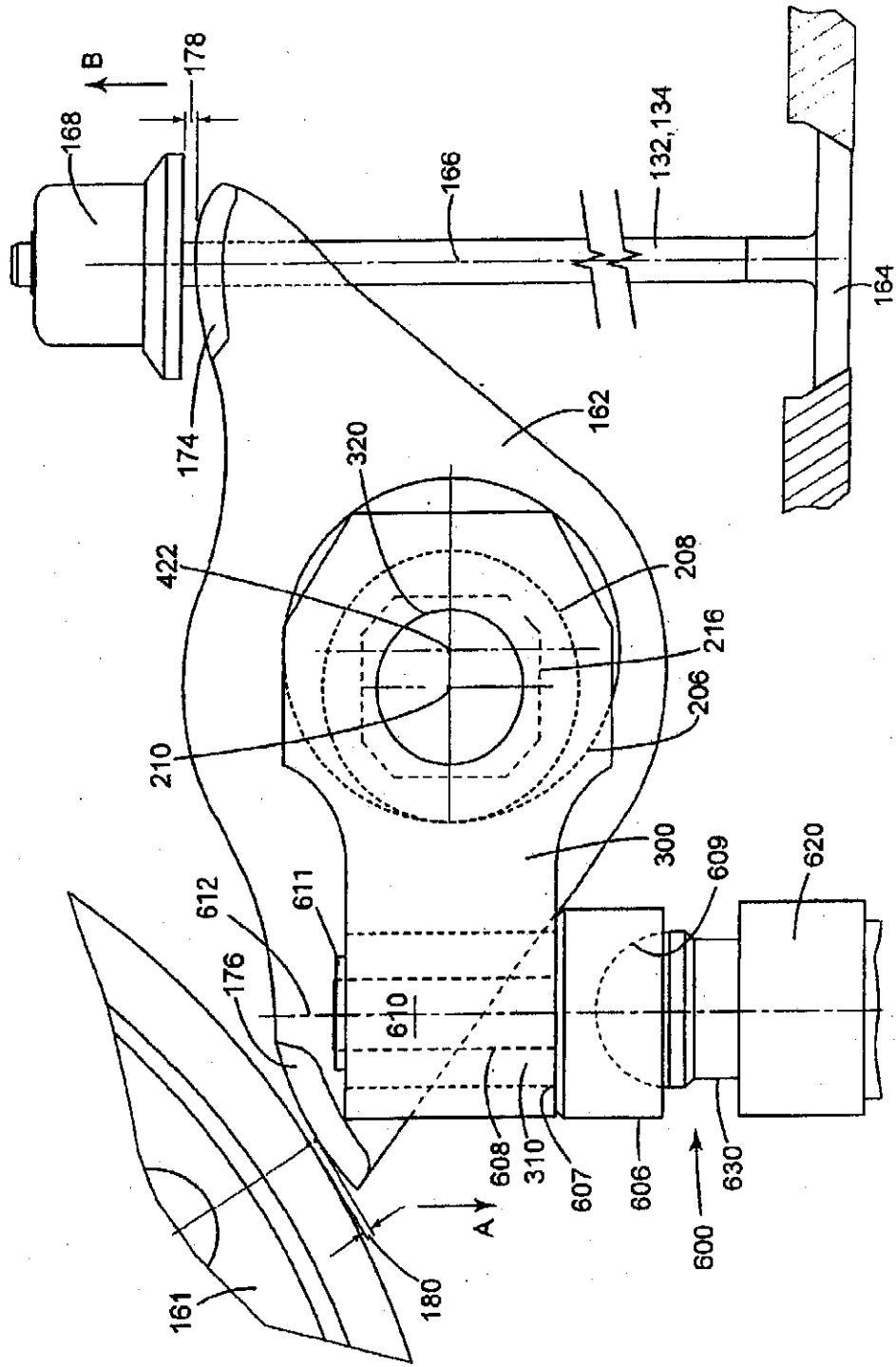


图 12

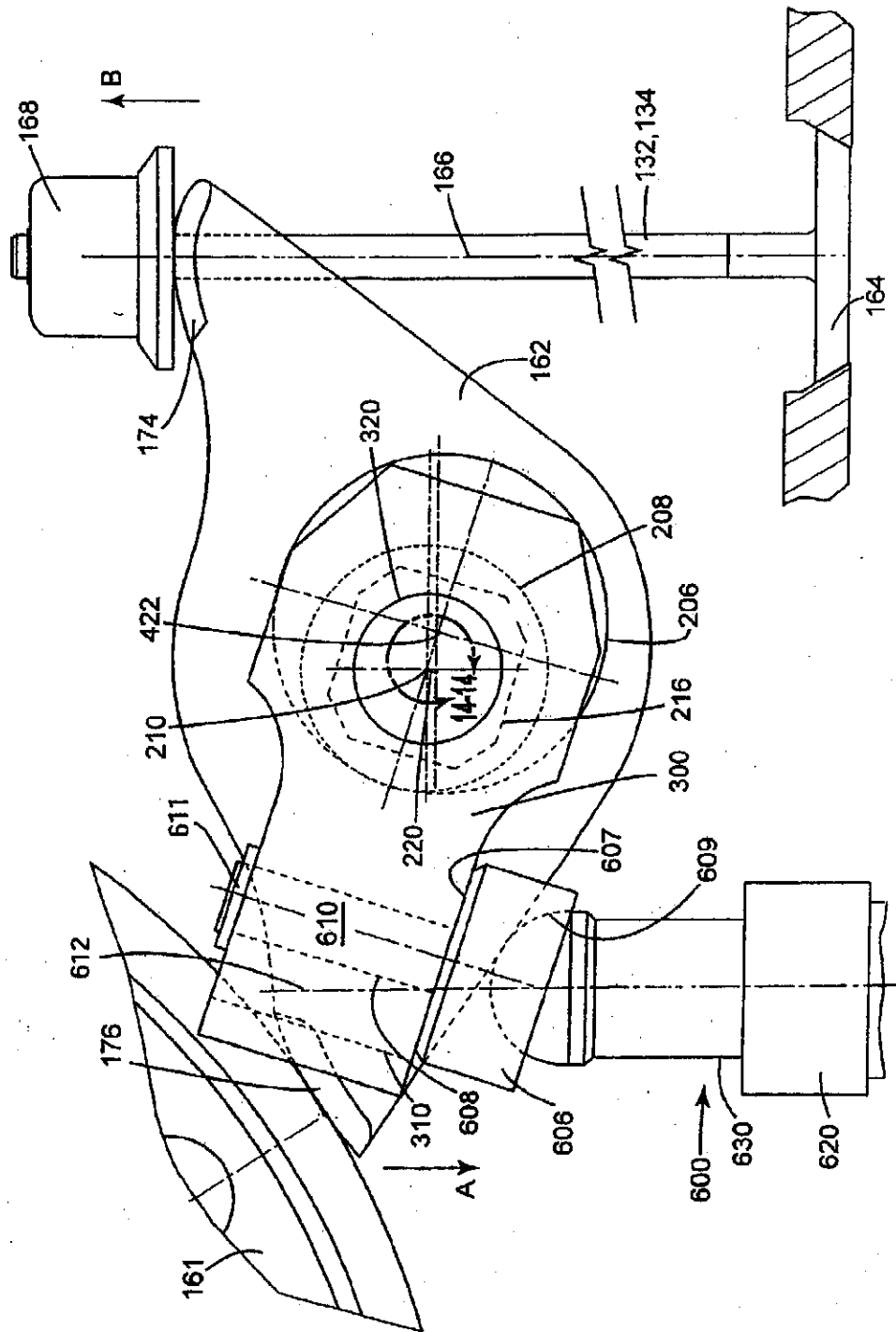


图 13

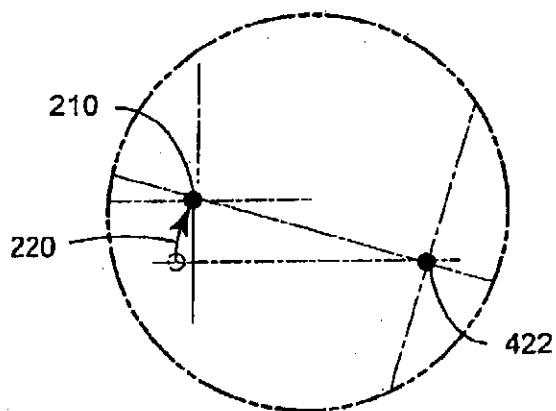


图 14