



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200480021201.4

[45] 授权公告日 2008 年 7 月 9 日

[11] 授权公告号 CN 100400819C

[22] 申请日 2004. 7. 21

[21] 申请号 200480021201. 4

[30] 优先权

[32] 2003. 7. 23 [33] US [31] 60/489,893

[32] 2004. 7. 20 [33] US [31] 10/895,216

[86] 国际申请 PCT/US2004/023802 2004. 7. 21

[87] 国际公布 WO2005/010329 英 2005. 2. 3

[85] 进入国家阶段日期 2006. 1. 23

[73] 专利权人 史古德利集团有限责任公司

地址 美国马萨诸塞

[72] 发明人 萨尔瓦托雷·C·斯库德里

大卫·P·布拉扬

[56] 参考文献

CN1332827A 2002. 1. 23

US6058901A 2000. 5. 9

US6543225B2 2003. 4. 8

US6606970B2 2003. 8. 19

CN1263983A 2000. 8. 23

审查员 董喜俊

[74] 专利代理机构 中科专利商标代理有限责任公司

代理人 孙纪泉

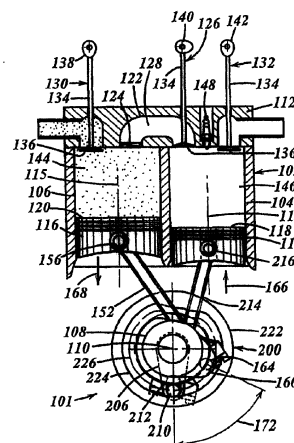
权利要求书 4 页 说明书 22 页 附图 18 页

[54] 发明名称

停顿活塞运动的分隔周期发动机

[57] 摘要

一种发动机包括具有曲轴行程的曲轴，该曲轴绕曲轴线旋转。压缩活塞可滑动地容设在压缩缸中，并可操作地连接曲轴，以使压缩活塞在曲轴的单个旋转过程中通过四冲程循环中的进气冲程和压缩冲程产生往复运动。膨胀活塞可滑动地容设在膨胀缸中。连杆枢接于膨胀活塞。机械联动装置将曲轴行程绕连杆/曲轴行程轴旋转地连接于连杆，以使膨胀活塞在曲轴的相同旋转过程中通过四冲程循环的膨胀冲程和排气冲程产生往复运动。通过连杆/曲轴行程轴线绕曲轴轴线运动的机械联动装置建立路径。在该路径的任何点上的连杆/曲轴行程轴线和曲轴轴线之间的距离限定了有效的曲轴半径。该路径包括从第一有效曲柄行程半径到第二有效曲柄行程半径的第一过渡区，连杆/曲轴行程轴线在膨胀缸中的至少一部分燃烧活动过程中穿过该第一过渡区。



1. 一种发动机，包括：

具有曲柄行程的曲轴，该曲轴绕曲轴轴线旋转；

压缩活塞，滑动地容设在压缩缸中，并可操作地连接曲轴，以使压缩活塞在曲轴的单个旋转过程中通过四冲程循环中的进气冲程和压缩冲程产生往复运动；

膨胀活塞，可滑动地容设在膨胀缸中；

连杆，枢接于膨胀活塞；

其特征在于，还包括：

机械联动装置，将曲柄行程绕连杆 / 曲柄行程轴线旋转地连接于连杆，以使膨胀活塞在曲轴的相同旋转过程中通过四冲程循环的膨胀冲程和排气冲程产生往复运动；

路径，通过连杆 / 曲柄行程轴线绕曲轴线运动的机械联动装置建立，在该路径的任何点上的连杆 / 曲柄行程轴线和曲轴轴线之间的距离限定了有效的曲柄行程半径，该路径包括从第一有效曲柄行程半径到第二有效曲柄行程半径的第一过渡区，连杆 / 曲柄行程轴线在膨胀缸中的至少一部分燃烧活动过程中穿过该第一过渡区。

2. 如权利要求 1 所述的发动机，其中：在所述连杆 / 曲柄行程轴线通过至少一部分第一过渡区移动时膨胀活塞的速度减低。

3. 如权利要求 2 所述的发动机，其中：在所述连杆 / 曲柄行程轴线开始进入第一过渡区时膨胀活塞的速度减低，而在连杆 / 曲柄行程轴退出第一过渡区时膨胀活塞的速度升高。

4. 如权利要求 1 所述的发动机，其中：所述第一有效曲柄行程半径小于第二有效曲柄行程半径。

5. 如权利要求 1 所述的发动机，其中：所述第一过渡区开始于穿过上止点预定数量的曲柄角度数 CA。

6. 如权利要求 1 所述的发动机，其中：所述路径包括从第二有效曲柄行程半径到第一有效曲柄行程半径的第二过渡区。

7. 如权利要求 1 所述的发动机，其中：所述机械联动装置包括：

曲柄销，固定于连杆上，曲柄销具有连杆 / 曲柄行程轴线作为其中心线；和

槽，其设置在滑动地俘获曲柄销的曲柄行程中，该槽的大小要能允许曲柄销相对于曲轴轴线产生径向运动。

8. 如权利要求 7 所述的发动机，其中：所述机械联动装置包括：

导板，其固定于发动机的静止部分上，该导板包括曲柄销伸入其内的曲柄销轨道，曲柄销轨道可移动地俘获曲柄销，以使连杆 / 曲柄行程轴线通过该路径进行引导。

9. 如权利要求 8 所述的发动机，其中：所述机械联动装置包括：

一对从曲轴的一对相对的曲轴颈延伸的曲柄行程，每个曲柄行程具有一个设在其中的槽；和

曲柄销，其可被槽滑动地俘获，以使曲柄销平行于但是偏移曲轴进行定位。

10. 如权利要求 9 所述的发动机，其中：机械联动装置包括：

一对相对的导板，每个导板具有曲柄销轨道，以能移动地俘获曲柄销和通过该路径引导连杆 / 曲柄行程轴线。

11. 一种发动机，它包括：

具有曲柄行程的曲轴，该曲轴绕曲轴线旋转；

压缩活塞，滑动地容设在压缩缸中，并可操作地连接曲轴，以使压缩活塞在曲轴的单个旋转过程中通过四冲程循环中的进气冲程和压缩冲程产生往复运动；

膨胀活塞，可滑动地容设在膨胀缸中；

连杆，枢接于膨胀活塞；

其特征在于，还包括：

机械联动装置，将曲柄行程绕连杆 / 曲柄行程轴旋转地连接于连杆，以使膨胀活塞在曲轴的相同旋转过程中通过四冲程循环的膨胀冲程和排气冲程产生往复运动；

路径，通过连杆 / 曲柄行程轴线绕曲轴轴线运动的机械联动装置建立，在该路径的任何点上的连杆 / 曲柄行程轴和曲轴心之间的距离限定了有效的曲柄行程半径，该路径包括第一过渡区，该第一过渡区开始于

穿过上止点的预定数量的度数 CA ，第一过渡区从第一有效曲柄行程半径过渡到较大的第二有效曲柄行程半径，连杆 / 曲柄行程轴线在膨胀缸中的至少一部分燃烧活动过程中穿过该第一过渡区。

12. 如权利要求 11 所述的发动机，其中在所述连杆 / 曲柄行程轴线通过至少一部分第一过渡区移动时膨胀活塞的速度减低。

13. 如权利要求 11 所述的发动机，其中：在所述连杆 / 曲柄行程轴线开始进入第一过渡区时膨胀活塞的速度减低，而在连杆 / 曲柄行程轴线退出第一过渡区时膨胀活塞的速度升高。

14. 如权利要求 11 所述的发动机，其中：该路径包括从第二有效曲柄行程半径到第一有效曲柄行程半径的第二过渡区。

15. 如权利要求 11 所述的发动机，其中：所述机械联动装置包括：

曲柄销，其固定于连杆上，曲柄销具有连杆 / 曲柄行程轴线作为其中心线；和

槽，其设置在滑动地俘获曲柄销的曲柄行程中，该槽的大小要能允许曲柄销相对于曲轴轴线产生径向运动；和

导板，其固定于发动机的静止部分上，该导板包括曲柄销伸入其内的曲柄销轨道，曲柄销轨道可移动地俘获曲柄销以使连杆 / 曲柄行程轴线通过该路径进行引导。

16. 如权利要求 15 所述的发动机，其中：所述机械联动装置包括：

一对从曲轴的一对相对的曲轴颈延伸的曲柄行程，每个曲柄行程具有一个设在其中的槽；和

曲柄销，可被槽可滑动地俘获，以使曲柄销平行于但是偏移曲轴进行定位；和

一对相对的导板，每个导板具有曲柄销轨道，以可移动地俘获曲柄销和通过该路径引导连杆 / 曲柄行程轴线。

17. 一种发动机，包括：

具有曲柄行程的曲轴，曲轴绕曲轴线旋转；

压缩活塞，滑动地容设在压缩缸中，并可操作地连接曲轴，以使压缩活塞在曲轴的单个旋转过程中通过四冲程循环中的进气冲程和压缩冲程产生往复运动；

膨胀活塞，可滑动地容设在膨胀缸中；

连杆，枢接于膨胀活塞；

其特征在于，还包括：

设在所述曲轴中的槽，

曲柄销，将曲柄行程绕连杆 / 曲柄行程轴线旋转地连接于连杆，以使膨胀活塞在曲轴的相同旋转过程中通过四冲程循环的膨胀冲程和排气冲程产生往复运动，曲柄销被曲柄行程中的槽可滑动地俘获，以能允许曲柄销相对于曲轴产生径向运动；和

导板，固定于发动机的静止部分上，该导板包括曲柄销伸入其内的曲柄销轨道，曲柄销轨道可移动地俘获曲柄销以使连杆 / 曲柄行程轴线通过该路径绕曲轴线进行引导。

18. 如权利要求 17 所述的发动机，其中：在该路径的任何点上的连杆 / 曲柄行程轴线和曲轴轴线之间的距离限定了有效的曲柄行程半径，该路径包括从第一有效曲柄行程半径到第二有效曲柄行程半径的第一过渡区。

19. 如权利要求 18 所述的发动机，其中：所述第一有效曲柄行程半径小于第二有效曲柄行程半径。

20. 如权利要求 19 所述的发动机，其中：所述第一过渡区开始于穿过上止点的预定数量的曲柄角度数 CA。

停顿活塞运动的分隔周期发动机

相关申请的交叉参考

本申请要求 2003 年 7 月 23 日提出的美国临时申请 No.60/489,893、名称为“分隔周期发动机的凸轮角活塞运动”的优先权，其全部内容在此作引用参考。

发明领域

本发明涉及一种内燃机。更具体地说，本发明涉及一种具有一对活塞的分隔周期发动机，其中一个活塞用于吸入和压缩冲程，另一个活塞用于膨胀（或驱动）和排放冲程，四个冲程中的每个冲程在一个曲轴回转中完成。用于将膨胀活塞与曲轴相可操作地连接的机械联动在一部分燃烧周期的过程中，相对于使连杆通过固定销连接枢轴连接于曲轴的相同活塞的向下运动，提供一段非常缓慢的活塞向下运动。

背景技术

内燃机是这样任何一组设备，其中燃烧反应物，例如氧化剂和燃料，和燃烧产物用作发动机的工作流体。内燃机的基本组成在本领域内是人所周知的，它包括发动机组、气缸盖、气缸、活塞、阀门、曲轴和凸轮轴。气缸盖、气缸和活塞顶部通常形成燃烧室，燃料和氧化剂（例如，空气）进入该燃烧室，在该燃烧室中发生燃烧。这样的发动机从在未反应的工作流体，例如氧化剂—燃料混合物的燃烧过程中释放的热中获取能量。该过程在发动机内部发生，是该设备的热力循环的一部分。在所有内燃机中，从热中产生有用功，燃烧的气体产物直接作用于发动机的移动表面，如活塞顶或活塞头上。通常，活塞的往复运动通过连杆转换为曲轴的旋转运动。

内燃（IC）机可分为火花点火（SI）和压缩点火（CI）发动机。SI

发动机，即，典型的汽油发动机使用火花点火空气 / 燃料混合物，而压缩的热点火 CI 发动机，即，典型的柴油发动机中的空气 / 燃料混合物。

最常用的内燃机是四冲程循环发动机，其基本设计理念 100 多年来没有改变。这是因为其在地面运输和其它工业中作为原动机具有结构简单和优越的性能。在四冲程循环发动机中，从单活塞的四个独立的活塞移动（冲程）中的燃烧过程中获得（recovered）功率。因此，四冲程循环发动机在此定义为一种对每个膨胀（或动力）冲程，即，将功率发送给曲轴的每个冲程，需要多个活塞中的一个活塞的四个完全冲程的发动机。

参考图 1—4，用 10 表示现有技术常用的四冲程循环内燃机的典型实施例。发动机 10 包括发动机组 12，气缸 14 延伸通过该发动机组 12。气缸 14 的大小要能够容设在其内往复运动的活塞 16。固定于气缸 14 顶部上的是气缸盖 18，气缸盖 18 包括进气阀 20 和排气阀 22。气缸盖 18 的底部、气缸 14 和活塞 16 的顶（或头 24）形成燃烧室 26。在进气冲程（图 1）中，空气 / 燃料混合物通过进气通道 28 和进气阀 20 进入燃烧室 26，其中混合物通过火花塞 30 点火。后来燃烧产物在排气冲程（图 4）中通过排气阀 22 和排气通道 32 排出。连杆 34 在其顶部远端枢轴固定于活塞 16 上。曲轴 38 包括称为曲轴弯程 40 的机械偏移部，它枢轴连接于连杆 34 的底部远端 42 上。连杆 34 对活塞 16 和曲轴曲柄（crankshaft throw）40 的机械连接用于将活塞 16 的往复运动（用箭头 44 表示）转换为曲轴 38 的旋转运动（用箭头 46 表示）。曲轴 38 机械地连接（未图示）进气凸轮轴 48 和排气凸轮轴 50，它们分别精确地控制进气阀 20 和排气阀 22 的开、闭。气缸 14 设有中心线（活塞—气缸轴）52，它也是活塞 16 往复移动的中心线。曲轴 38 具有旋转中心（曲轴轴心）54。

参考图 1，在进气阀 20 打开时，在进气冲程中活塞 16 首先下降（如箭头 44 方向所示）。预定质量的燃料（例如，汽油蒸汽）和空气的可燃混合物通过因此形成的部分真空进入燃烧室 26。活塞 16 继续下降直到它到达其下止点（BDC），即，活塞离气缸盖 18 的最远点。

参考图 2，在进气阀 20 和排气阀 22 关闭时，在压缩冲程中混合物随着活塞 16 的上升（如箭头 44 的方向所示）而被压缩。由于冲程的端

部接近上止点（TDC），即，活塞 16 最接近于气缸盖 18 的点，在本实施例中混合物的容积就被压缩为其最初容积的八分之一（因为 8:1 的压缩比率）。在活塞接近于 TDC 时，电火花就穿过火花塞（30）间隙而产生，启动燃烧。

参考图 3，两个阀门 20 和 22 还处于关闭状态时，动力冲程就随后而来。由于燃烧其它的膨胀挤压活塞 16 的顶部 24，活塞 16 就被向下驱动（如箭头 44 所示）至下止点（BDC）。在常用的发动机 10 中的燃烧开始通常会在活塞 16 到达 TDC 前以就稍许产生，以提高效率。在活塞 16 到达 TDC 时，在气缸盖 18 的底部和活塞 16 的顶部 24 之间会产生一个显著的余隙容积。

参考图 4，在排气冲程中，上升的活塞 16 通过打开的出气（或排气）阀 22 推动废气的燃烧物。然后该循环重复进行。对于现有技术来说，四个冲程循环发动机 10，每个活塞 16 的四冲程，即，进气、压缩、膨胀和排气，和曲轴 38 的两次旋转需要完成一个循环，即，提供一工作行程。

问题是，典型的四冲程发动机 10 的全部热动力效率大约仅为三分之一（ $1/3$ ）。即，燃料能量的大约 $1/3$ 作为有用功发送给曲轴， $1/3$ 丧失在废热中， $1/3$ 从排气中丧失。

参考图 5，上述常用四冲程发动机的另一种方案是分隔周期四冲程发动机。在美国专利 No.6, 543, 225 中公开了 Scuderi 于 2001 年 7 月 20 日提出的一种分隔周期发动机，其发明名称为“分隔四冲程内燃机”，其全部内容在此作参考引用。

分隔周期发动机概念的典型实施例通常用 70 进行显示。分隔周期发动机 70 用一个压缩缸 72 和一个膨胀缸 74 的组合代替常用四冲程发动机的两个相邻汽缸。一旦每个曲轴 76 旋转，这两个汽缸 72、74 就执行其相应的功能。充气通过典型的提升式阀门 78 进入压缩缸 72。压缩缸活塞 73 通过交换通道 80 挤压充气和驱动该充气，交换通道 80 用作膨胀缸 74 的进气口。进气口的止回阀 82 用于防止交换通道 80 的回流。交换通道 80 的出气口中的阀门 84 可使受挤压的进气流入膨胀缸 74 中。火花塞 86 在进气进入膨胀缸 74 后不久就被点火，所产生的燃烧驱动膨胀缸活

塞 75 下移。废气通过提升阀 88 从膨胀缸中排出。

对于分隔周期发动机原理来说，压缩和膨胀缸的几何发动机参数（即，气缸筒，冲程、连杆长度、压缩比等）通常相互是独立的。例如，每个气缸的曲柄行程 90、92 可具有不同的半径，并且发生在压缩缸活塞 73 的上止点（TDC）前用膨胀缸活塞 75 的上止点进行相互远离配合。这种独立性能够使分隔周期发动机可能比先前所述的多个典型四冲程发动机实现更高的效率。

但是，在分隔发动机中有许多几何参数和参数的组合。因此，这些参数的进一步优化是必须的以使发动机的性能和效率最大化。

发明内容

本发明通过提供一种具有机械连接的分隔周期发动机而对现有技术呈现出优点和可替换方案，机械联动装置用于将膨胀活塞和曲轴相连接以能相对于具有连杆的相同活塞的向下移动提供一段非常缓慢活塞向下移动或停顿动作的时间，连杆通过固定的销接枢接于曲轴。这种停顿移动在燃烧过程中导致较高的膨胀缸峰值压力而不会增加膨胀缸膨胀比或压缩缸的峰值压力。因此，期望停顿（dwell）型分隔周期发动机来提供改善的热效率增益。

这些和其它优点通过提供一种发动机来在本发明的典型实施例中得到实现，该发动机包括具有曲轴行程的曲轴，该曲轴绕曲轴线旋转。压缩活塞可滑动地容设在压缩缸中，并可操作地连接曲轴，以使压缩活塞在曲轴的单个旋转过程中通过四冲程循环中的进气冲程和压缩冲程产生往复运动。膨胀活塞可滑动地容设在膨胀缸中。连杆枢接于膨胀活塞。机械联动装置将曲轴行程绕连杆 / 曲轴行程轴旋转地连接于连杆以使膨胀活塞在曲轴的相同旋转过程中通过四冲程循环的膨胀冲程和排气冲程产生往复运动。通过连杆 / 曲轴行程轴线绕曲轴轴线运动的机械连接建立路径。在该路径的任何点上的连杆 / 曲轴行程轴线和曲轴轴线之间的距离限定了有效的曲轴半径。该路径包括从第一有效曲柄行程半径到第二有效曲柄行程半径的第一过渡区，连杆 / 曲轴行程轴在膨胀缸中的至少一部分燃烧活动过程中穿过该第一过渡区。

在本发明的一个可选典型实施例中，该路径起始于穿过上止点的预定度数 CA ，第一有效曲轴半径小于第二有效曲轴半径。

本发明的另一个可选典型实施例提供一种发动机，它包括具有曲轴行程的曲轴，该曲轴行程在其中设有槽，曲轴绕曲轴轴线旋转。压缩活塞滑动地容设在压缩缸中，并可操作地连接曲轴，以使压缩活塞在曲轴的单个旋转过程中通过四冲程循环中的进气冲程和压缩冲程产生往复运动。膨胀活塞可滑动地容设在膨胀缸中。连杆枢接于膨胀活塞。曲柄销绕连杆 / 曲轴行程轴线将曲轴行程旋转连接于连杆以允许膨胀活塞在曲轴的相同旋转过程中通过四冲程循环的膨胀冲程和排气冲程产生往复运动。曲柄销被曲轴行程中的槽滑动地接收以能允许曲柄销相对于曲轴产生径向移动。导板固定于发动机的固定部上。该导板包括曲柄销伸入其内的曲柄销径道。曲柄销径道移动地接收曲柄销以使连杆 / 曲轴行程轴线通过绕曲轴的路径进行引导。

附图说明

图 1 是在进气冲程期间现有技术的常用四冲程内燃机的大致视图；

图 2 是压缩冲程期间图 1 所示的现有技术中发动机的大致视图；

图 3 是膨胀冲程期间图 1 所示的现有技术中发动机的大致视图；

图 4 是排气冲程期间图 1 所示的现有技术中发动机的大致视图；

图 5 是现有技术分隔周期四冲程内燃机的大致视图；

图 6A 是在进气冲程期间根据本发明的基线型分隔周期四冲程内燃机的典型实施例的大致视图；

图 6B 是在进气冲程期间根据本发明的停顿型分隔周期四冲程内燃机的典型实施例的大致视图；

图 7A 是图 6B 中停顿 (dwell) 型发动机将膨胀活塞的连杆 / 曲柄行程联动装置连接的正视放大图；

图 7A 是图 6B 中停顿型发动机将膨胀活塞的连杆 / 曲柄行程联动装置连接的侧视放大图；图 8 是在压缩行程的部分压缩过程中图 6B 的停顿型分隔周期发动机的大致视图；

图 9 是在压缩行程的全压缩过程中图 6B 的停顿型分隔周期发动机的

大致视图；

图 10 是在燃烧活动开始过程中图 6B 的停顿型分隔周期发动机的大致视图；

图 11 是在膨胀行程过程中图 6B 的停顿型分隔周期发动机的大致视图；

图 12 是在排气行程过程中图 6B 的停顿型分隔周期发动机的大致视图；

图 13 是图 6B 的停顿型发动机的曲柄销移动的大致视图；

图 14 是图 6A 基线型发动机和图 6B 停顿型发动机的曲柄销移动的曲线图；

图 15 是图 6A 基线型发动机和图 6B 停顿型发动机的膨胀活塞移动的曲线图；

图 16 是图 6A 基线型发动机和图 6B 停顿型发动机的膨胀活塞速度的曲线图；

图 17A 是图 6A 基线型发动机的压力与容积的图；

图 17B 是图 6B 停顿型发动机的压力与容积的图；和

图 18 是图 6A 基线型发动机和图 6B 停顿型发动机的膨胀缸与曲柄角的图。

具体实施方式

I. 综述

Scuderi 集团委托德克萨斯州 (Texas) 圣安东尼奥 (San Antonio) 的西南研究院® (SwRI®) 执行配对计算机化研究。第一项研究涉及建构一种表示各种分隔周期发动机实施例的计算机化模型，该计算机化模型与每循环具有相同俘获质量的常用内燃机的计算机化模型相比较。第一项研究的最终报告(2003年6月24日提出的 SwRI®项目 No.03,05932, 名称为“分隔周期四冲程发动机概念的评估”)其全部内容在此作为引用参考。第一项研究导致了 Branyon 等人于 2004 年 6 月 9 日提出的美国专利申请 No.10 / 864748, 发明名称为“分隔周期四冲程发动机”, 其全部内容在此作引用参考。第一项研究确定了具体的参数(例如, 压缩比,

膨胀比，转换阀持续时间，相位角和转换阀活动与燃烧活动之间的重叠），应用在合适的结构中时，这些参数可对分隔周期发动机的效率产生重要影响。

第二项计算机化研究将具有通过第一项研究优化的参数的分隔周期发动机的模型，即基线型，与具有相同优化参数的分隔周期发动机加独立的活塞移动（即，停顿型）相比较。该停顿型用于表示可通过机械设备，如在本专利中表示的那些设备，获得的简单化移动。停顿型表示对基线型的 4.4% 指示热效率增益。（该研究中没有考虑摩擦效果）。第二项研究的最终报告（SwRI ®项目 No.03, 05932, 2003 年 7 月 11 日提出的名称为“分隔周期四冲程发动机概念的停顿活塞移动的评估，相位 801），其全部内容在此作参考应用，并形成本发明的基础。

（在该报告中，根据“百分数”（或%）所述的效率增益表明一个值的三角百分类型，或者通过原效率划分的效率变化。根据“百分点”（或点）所述的效率增益表示以该量值在热效率中的实际变化，或者从一种结构到另一种结构简化热效率中的变化。对于 30% 的基本热效率来说，33% 热效率的增加将是 3 个点或者增加 10%。）

基线型和停顿型之间的基本热力差是处在活塞移动中，不再局限于滑块曲柄机构的移动中。这种移动是用来表示那种可通过膨胀活塞的连杆和曲柄行程之间的连接可实现的移动。在基线型中，这种移动表示通过标准的固定曲柄销枢接于连杆（即，连杆 / 曲柄行程连接）的曲柄行程，其中曲柄行程半径（即，连杆 / 曲柄行程轴和曲轴心之间的距离）基本是不变的。停顿型的移动需要连杆和曲柄行程之间的不同连接以能获得独特的移动外形。换句话说，曲柄销将会用机械联动装置替代，在曲柄行程通过上止点（TDC）转动预定数量的曲柄角度后，该机械联动装置能够使有效的曲柄行程半径从第一较小半径转变为第二较大半径。停顿型中的活塞移动在一部分燃烧周期（即，燃烧活动）过程中相对于基线型中膨胀活塞的向下移动提供一段非常缓慢的膨胀活塞向下移动。

通过使活塞移动缓慢下来，在燃烧过程中给予缸压更多的时间来增大。这就产生了更高的动力缸峰值压力而不会增加动力缸膨胀比或压缩缸峰值压力。因此，停顿型分隔周期发动机的总热效率被显著地提高了，

例如，大致为 4%。

II. 术语汇编

本文下面提供的所使用的术语首字母缩写词和定义仅供参考：

空气 / 燃料比：进气中空气与燃料的比例。

下止点 (BDC)：活塞离气缸盖的最远位置，产生了循环的最大燃烧室容积。

曲柄角 (CA)：曲柄行程的旋转角，通常是指与缸膛准直时曲柄行程的位置。

曲柄销 (或连杆轴颈)：绕连杆固定于其上面的曲轴中心线轨道运行的部分曲轴。在停顿型中，它实际上可能是一部分连杆而不是曲轴。

曲轴颈：是一部分在轴承上转动的旋转曲轴。

曲轴行程基线型：曲轴的臂和曲柄销，曲柄销支撑连杆的底端。

曲轴行程 (或曲轴臂) - 停顿型：在停顿型中，由于臂和曲柄销是分离的部件，因此这里是指表示臂的曲轴行程。

燃烧期：在本文中定义为从燃烧活动开始的 10% 和 90% 之间的曲柄角间隔。

燃烧活动：燃烧燃料的过程，通常是在发动机的膨胀室中。

压缩比：BDC 中压缩缸容积与 TDC 中压缩缸容积之比。

转换阀关闭 (XVC)

转换阀打开 (XVO)

汽缸偏移：是指镗孔的中心线和曲轴轴心之间的线性距离。

工作容量：定义为活塞从 BDC 移位到 TDC 的容量。从算术上讲，如果冲程定义为从 BDC 到 TDC 的距离，那么工作容量就等于 $\pi / 4 * \text{镗孔}^2 * \text{冲程}$ 。

有效的曲柄行程半径：曲柄行程的旋转轴（连杆 / 曲柄轴）和曲轴轴线之间的瞬时距离。在基线型发动机 100 中，膨胀活塞的有效曲柄行程半径基本上是不变的，在停顿型发动机中，膨胀活塞的有效曲柄行程半径是可变的。

排气阀关闭 (EVC)

排气阀打开 (EVO)

膨胀比：如果没有膨胀缸就是压缩比的等效术语。它是在 BDC 的汽缸容量与在 TDC 的汽缸容量的比值。

指示功率：在考虑摩擦损耗前，发送给活塞头的功率输出。

指示平均有效压力 (IMEP)：在 p - dv 曲线内部中面积的积分，还等于工作容量划分的指示发动机转矩。事实上，所有指示转矩和功率值都是该参数的导数。该值还表示通过膨胀冲程的恒定压力级，膨胀冲程将提供相同的发动机输出作为实际压力曲线。虽然在没有明确规定时，但是可以规定为净指示 (NIMEP) 或总指示 (GIMEP)，NIMEP 是假设的。

指示热效率 (ITE)：指示功率输出与燃料能输入速率的比值。

指示转矩：在考虑摩擦损耗前，发送给活塞头的转矩输出。

进气阀闭合 (IVC)

进气阀打开 (IVO)

峰值缸压 (PCP)：在发动机循环过程中燃烧室内实现的最大压力。

火花点火 (SI)：是指燃烧室中通过电火花进行点火的燃烧活动的发动机。

上止点 (TDC)：全部循环过程中离活塞到达汽缸头的最近位置，在此提供了最低的燃烧室容量。

TDC 定相 (这里也称为压缩和膨胀缸之间的相位角 (见图 6 的 172 项))：是两个汽缸曲轴行程之间的度数旋转偏移。零度偏移是指曲轴行程是共线的，而 180° 偏移是指它们处于曲轴的相对侧 (即，一个曲柄销在顶端，另一个在底端)。

阀门开放期 (或阀门动作开放期)：阀门打开和阀门关闭之间的曲柄角间隔。

阀门动作：打开和关闭阀门来执行任务的过程。

III. 由第二计算机化研究产生的停顿型分隔周期发动机的具体实施方式

参考图 6A 和 6B，根据本发明的基线型和停顿型分隔周期发动机的具体实施例通常分别用 100 和 101 表示。这两个发动机 100 和 101 包括具有膨胀 (或动力) 缸 104 和在其中延伸的压缩缸 106 的发动机组 102。曲轴 108 被枢接以能绕曲轴轴心 110 (垂直于纸平面延伸) 旋转。

发动机组 102 是发动机 100 和 101 的主要结构部件，从曲轴 108 到具有缸头 112 的接点向上延伸。发动机组 102 用作发动机 100 和 101 的结构框架，通常装载有安装垫片，发动机通过安装垫片支撑在底座（未图示）上。发动机组 102 通常是具有合适加工面和螺纹孔的铸件，这些加工面和螺纹孔用于固定发动机 100 和 101 的缸头 112 和其它部件。

汽缸 104 和 106 是大致为圆形截面的开口，延伸穿过发动机组 102 的顶部。汽缸 104 和 106 的直径与镗孔一样是公知的。汽缸 104 和 106 的内壁经过镗孔和磨孔以能形成平滑的精确轴承面，其大小适于分别容设第一膨胀（动力）活塞 114 和第二压缩活塞 116。

膨胀活塞 114 沿着第一膨胀活塞缸轴 113 往复运动，压缩活塞 116 沿着第二压缩活塞缸轴线 115 往复运动。在这些实施例中，膨胀和压缩汽缸 104 和 106 相对于曲轴轴心 110 产生偏移。即，第一和第二活塞缸轴 113 和 115 穿过曲轴轴心 110 的相对侧而不与曲轴轴心 110 相交。但是，本领域技术人员将会认识到没有偏移活塞缸轴的分隔周期发动机也在本发明的保护范围内。

活塞 114 和 116 通常是圆柱形的铸件或铁、钢或铝合金的锻件。动力和压缩活塞 114 和 116 的上闭端（即，顶端），分别是第一和第二冠状物。活塞 114 和 116 的外表面通常经过加工以能紧密配合缸体镗孔，并通常经过开槽以能容设活塞环（未图示），活塞环用于密封活塞和汽缸壁之间的缝隙。

汽缸头 112 包括内联膨胀和压缩缸 104 和 106 的气体跨接通道 122。跨接通道包括设置在最接近压缩缸 106 的跨接通道 122 端部的进气止回阀 124。提升阀型，排气转换阀 126 也设置在最接近膨胀缸 104 的跨接通道 122 的相对端部。止回阀 124 和转换阀 126 在它们之间限定了压力室 128。止回阀 124 允许压缩气体从压缩缸 106 流向压力室 128 的一条路径。虽然止回和提升型阀分别被描述为进气止回和排气转换阀 124 和 126，但是任何适于该应用的阀门设计都可以代替使用，例如，进气阀 124 也可以是提升型的。

缸头 112 还包括设置在压缩缸 106 顶部上的提升型进气阀 130，和设置在膨胀缸 104 顶部上的提升型排气阀 132。提升阀 126、130 和 132 通

常在装配后用于阻挡阀门开口的一端设有具有盘形 136 的金属轴（或杆）134。提升阀 130、126 和 132 的轴 134 的另一端分别与凸轮轴 138、140 和 142 机械连接。凸轮轴 138、140 和 142 通常是具有椭圆形凸角的圆杆，其中椭圆形凸角位于发动机组 102 或缸头 112 中。

凸轮轴 138、140 和 142 通常通过齿轮、皮带或链接（未图示）与曲轴 108 机械连接。在曲轴 108 迫使凸轮轴 138、140 和 142 旋转时，凸轮轴 138、140 和 142 上的凸角就会使阀门 130、126 和 132 在发动机循环中通过精确的移动而打开和关闭。

压缩活塞 116 的冠状物 120，压缩缸 106 的壁和缸头 112 形成压缩缸 106 的压缩室 144。膨胀活塞 114 的冠状物 118，膨胀活塞 104 的壁和缸头 112 形成膨胀缸 104 的独立燃烧室 146。火花塞 148 设置在膨胀缸 104 上的缸头 112 中，并通过控制设备（未图示）进行控制，该控制设备精确地定时调节燃烧室 146 中压缩气体混合物的点火。

基线型发动机 100 和停顿型发动机 101 的构成在膨胀活塞的移动中热动力学上是不同的。这种移动是用于表示那种通过这里所讨论的膨胀活塞的连杆和曲柄行程之间连接可实现的移动。因此，每个发动机 100 和 101 的连杆 / 曲柄行程将分别进行讨论。

参考图 6A，基线型分隔周期发动机 100 包括第一和第二压缩连杆 150 和 152，它们通过活塞销 154 和 156 在其顶端分别枢轴地固定于动力和压缩活塞 114 和 116 上。曲轴 108 包括一对称为第一膨胀和第二膨胀曲柄行程 158 和 160 的机械偏移部，它们通过曲柄销 162 和 164 分别枢轴地固定于连杆 150、152 的底部相对端。活塞 114、116 和曲柄行程 158、160 的连杆 150 和 152 的机械联动装置用于将活塞的往复运动（如膨胀活塞 114 的方向箭头 166 和压缩活塞 116 的方向箭头 168 所示）转换为曲轴 108 的旋转运动（如方向箭头 170 所示）。

值得注意的是：与停顿发动机 101 不同，在基线型发动机 100 中的压缩活塞 116 和膨胀活塞 114 的曲柄行程半径，即曲柄销 162、164 和曲轴轴心 110 之间的中心到中心的距离基本上保持不变。因此，在基线型发动机 100 中曲柄销 162 和 164 绕曲轴轴心 110 移动的路径实质上是环形的。

参考图 6B，在停顿型分隔周期发动机 101 中的压缩活塞 116 与曲轴 108 的连杆 / 曲柄行程连接与基线型发动机 100 中的相同。因此，在两个发动机 100 和 101 中对于相同的部件用相同的参考标号表示。即，停顿型发动机 101 包括压缩连杆 152，通过压缩活塞销 156 在其顶端枢轴地固定于压缩活塞 116 上。曲轴 108 设有压缩曲柄行程 160，通过压缩曲柄销 164 枢轴地固定于压缩连杆 152 的底部相对端上。因此，在停顿型发动机 101 中曲柄销 164 绕曲轴轴心 110 移动的路径实质上是环形的。

参考图 7A 和 7B，在停顿型发动机 101 中的膨胀活塞 114 与曲轴 108 的连杆 / 曲柄行程联动装置的放大正视图和侧视图通常用 200 表示。联动装置 200 包括一对相对的主曲轴颈 202，由曲轴 108 的分段组成，曲轴的主轴颈与曲轴轴心（或中心线）110 准直。固定于每个主轴颈 202 的内端上的是曲柄行程（或臂部）206，通常是从主轴颈 202 径向突出的长方形板状附件。连杆轴颈（或曲柄销）210 被滑动地俘获在一对位于曲柄臂（或行程）206 中的径向槽 212 之间，以使曲柄销 210 平行于主轴颈 202、204 定位，但是径向偏离曲轴轴心 110。槽 212 的大小要能允许曲柄销 210 相对于曲轴轴心 110 产生径向移动。

膨胀连杆 214 通过膨胀活塞销 216 在其顶端枢轴地固定于膨胀活塞 114 上。膨胀连杆 214 的底部相对端（或连杆头）枢轴地安装于曲柄销 210 上。另一种可选方案是，曲柄销 210 和膨胀连杆 214 可作为单个部件进行整体安装。

在与基线型发动机 100 进行显著对比时，由于曲轴 108 转动，停顿型发动机 101 的曲柄销 210 可自由地沿着曲柄行程 206 中的径向槽 212 移动，通过这样做，能够从曲轴轴心 110 改变曲柄销 210 的有效曲柄行程半径（双箭头 218 所示）。本实施例中的有效曲柄行程半径 218 是曲轴的旋转轴线 110 和曲柄销中心 220 的位置之间的瞬时距离。在基线型发动机 100 中，膨胀活塞 114 的有效曲柄行程半径基本是不变的，在停顿型发动机 101 中，膨胀活塞 114 的有效曲柄行程半径 218 是可变的。

即使有效曲柄行程半径 218 通过在曲柄行程 206 中的槽 212 设定为可变的，本领域的技术人员将会认识到也可用其他方式来改变半径 218。例如，径向槽可设置在连杆 214 中，而曲柄销 210 可紧固于曲柄行程 206

上。

槽 212 中曲柄销 210 的位置通过一对导板 222 进行控制，这对导板 222 固定于发动机 101 的静止发动机结构（未图示）上。导板 222 通常是圆形板，从曲柄行程 206 轴向外伸。导板 222 相对于曲轴 108 定位为大致是径向平面，在其中部包括一个孔，孔的大小足以穿过曲轴 108 和相关的硬件（未图示）。

引导曲柄销 210 的曲柄销轨道 224 设置在导板 222 中，曲柄销 210 通过曲柄行程 206 突进导板 222。轨道 224 限定了预定的路径（用箭头 226 表示），该路径是曲柄销 210 在绕曲轴轴心 110 旋转时必经之路。

正如这里更详细地解释那样（参见分节 VI. “通道活塞移动概念”），与基线型分隔周期发动机 100 中膨胀活塞相比，在燃烧期过程中，机械连接 200 提供一段膨胀活塞非常缓慢下移或“通道”的移动。这种通道移动产生了更高的缸压而不会增加膨胀缸膨胀比或压缩缸峰值压力。因此，停顿型发动机 101 相对于基线型发动机 100 展示了大约为 4% 的热效率增益。

IV. 基线型和停顿型发动机工作

除了膨胀活塞 114 的连杆。曲柄行程连接 200 外，基线型发动机 100 和停顿型发动机 101 的工作基本上相同。因此，两个发动机 100 和 101 的工作仅参考停顿型发动机 101 进行说明。

图 6B 表示膨胀活塞 114 已经到达其下止点（BDC）位置和已经开始上升（用箭头 166 表示）进入其排气冲程。压缩活塞 116 通过其进气冲程下降（箭头 168 所示），滞后于膨胀活塞 114。

在工作过程中，膨胀活塞 114 超前压缩活塞 116 一个相位角 172，该相位角通过曲柄角旋转的度数进行限定，在膨胀活塞 114 已经到达其上止点位置后，曲轴 108 必须旋转以便压缩活塞 116 到达其相应的上止点位置。正如第一计算机化研究（见分节 I. “综述”）中确定，相位角 172 通常设定为大约 20 度。而且，相位角最好小于或等于 50 度，更佳的是小于或等于 30 度，最佳的是小于或等于 25 度。

进气阀 130 打开以允许预定量的燃料和空气的可燃混合物进入压缩室 144 中，并被收集在其中（即，收集物质在图 6B 中用圆点表示）。排

气阀 132 也被打开以能允许活塞 114 迫使燃烧的剩余物排出燃烧室 146。

转换通道 122 的止回阀 124 和转换阀 126 被关闭以防止在两个燃烧室 144 和 146 之间的可燃燃料和剩余燃烧物进行转换。此外，在排气和进气冲程中，止回阀 124 和转换阀 126 密封压力室 128 以能基本上维持从先前压缩和动力冲程中收集于此的任何气体的压力。

参考图 8，所收集物质的部分压缩在进行中。即进气阀 130 被关闭，压缩活塞 116 上升（箭头 168 所示）到其上止点（TDC）位置以能压缩空气 / 燃料混合物。同时，排气阀 132 打开，膨胀活塞 114 也上升（箭头 166 所示）以能排出剩余的燃料物。

参考图 9，所收集的物质（圆点）进一步进行压缩，开始通过止回阀 124 进入转换通道 122。膨胀活塞 114 已经到达其上止点（TDC）位置，并准备下降到其膨胀冲程（如箭头 166 所示），而压缩活塞 116 通过其压缩冲程还在下降（箭头 168 所示）。此时，止回阀 124 部分打开。转换排气阀 126，进气阀 130 和排气阀 132 全部关闭。

在活塞 114 处于 BDC 时的膨胀缸容量（即，燃烧室 146）与活塞处于 TDC 时的膨胀缸容量的比在此定义为膨胀比。正如在第一计算机化研究（参见分节 I, 名称为“综述”）中确定那样，为了维持有益的效率级，膨胀比通常设定为大约 120: 1。而且，膨胀比最好等于或大于 20: 1，更佳的是等于或大于 40: 1，最佳的是等于或大于 80: 1。

参考图 10，显示的是开始燃烧所收集的物质（圆点部分）。曲轴 108 已经旋转附加的预定度数穿过膨胀活塞 114 的 TDC 位置而到达其点火位置。此时，火花塞 148 进行点火，开始燃烧。压缩活塞 116 正完成其压缩冲程，靠近其 TDC 位置。在旋转过程中，压缩缸 116 中的压缩气体达到迫使止回阀 124 充分打开的阈值压力，而凸轮 140 也定时地打开转换阀 126。因此，在膨胀活塞 114 下降和压缩活塞 116 上升时，大致相同质量的压缩气体从压缩缸 106 的压缩室 144 转换到膨胀缸 104 的燃烧室 146 中。

较有益的是转换阀 126 的阀门开放期，即，转换阀打开（XVO）和转换阀关闭（XVC）之间的曲轴角间隔（CA）与进气阀 130 和排气阀 132 的阀门开放期相比是非常小的。阀门 130 和 132 的典型阀门开放期通常

超过 160 度 CA。正如在第一计算机化研究中确定那样，为了维持有益的效率级，转换阀门开放期通常设定在大约 25 度 CA。而且，转换阀开放期最好等于或小于 69 度 CA，更佳的是等于或小于 59 度 CA，最佳的是等于或小于 35 度 CA。

此外，正如还在第一计算机化研究中确定那样，如果转换阀开放期和燃烧期重叠预定的最小燃烧期的百分数，那么燃烧期实质上是下降的（即收集物质的燃烧率实质上在提高）。更具体地说，在转换阀关闭前，转换阀 150 应该最好为至少 5% 的全部燃烧活动（即，从燃烧的 0% 点到 100% 点）维持打开，更佳的是 10% 的全部燃烧活动，最佳的是 15% 的全部燃烧活动。转换阀 126 在空气 / 燃料混合物燃烧时间（即，燃烧活动）过程中保持打开的时间越长，燃烧率和效率级的提高就会越多，正如在第一计算机化研究中说明那样，假设有关避免火燃传播进入转换通道和 / 或由于在转换阀关闭前由于膨胀缸中压力显著增加从膨胀缸的物质损失返回到转换通道的其它预防措施已经采取。

在活塞 116 处于 BDC 时的压缩缸容量与活塞处于 TDC 时的压缩缸容量的比值在此定义为压缩比。再次，正如在第一计算机化研究中确定那样，为了维持有益的效率级，压缩比通常设定为大约 100: 1，而且，压缩比最好等于或大于 20: 1，更佳的是等于或大于 40: 1，最佳的是等于或大于 80: 1。

参考图 11，显示的是收集物质的膨胀冲程。在空气 / 燃料混合物燃烧时，热气体驱动膨胀活塞下移。同时，在压缩缸中已经开始进气过程。

参考图 12，显示的是收集物质的排气冲程。在膨胀缸到达 BDC 和再次上升时，燃烧气体排出打开阀 132 以便开始另一个循环。

虽然上述实施例显示膨胀和压缩活塞 114 和 116 分别通过连杆 214 和 150 直接与曲轴 180 相连接，但是在本发明的保护范围内其他方式也可用于将活塞 114 和 116 与曲轴 108 相连接。例如，第二曲轴可用于将活塞 114 和 116 与第一曲轴 108 机械连接。

虽然本实施例描述了火花点火（SI）发动机，但是本领域的技术人员将会认识到压缩点火（CI）发动机也处于这种类型发动机的范围中。此外，本领域的技术人员将会认识到根据本发明的分隔周期发动机能够

用于除了汽油外的各种燃料，例如，柴油、氢气和天然气。

V.用于第二计算机化研究中的停顿型和基线型分隔周期发动机参数

通过使用美国伊利诺斯州韦斯特蒙特（Westmont, IL）的伽马技术有限公司（Gamma Technologies, Inc）拥有的称为 GT-Power 的商业可用软件包执行第一和第二计算机化研究。GT-Power 是一个通常用于进行发动机仿真工业上的第一代计算流体—求解程序。

第二计算机化研究的主要目的是估算单个膨胀活塞“通道”移动（或运动），与没有通道移动的基线型分隔周期发动机 100 相比，对停顿型分隔周期发动机 101 的性能的效果。在此的具体实施例中，通道移动通过机械联动装置 200 产生，该机械联动装置 200 加在膨胀活塞 114 的连杆 / 曲轴组件上，即连杆 / 曲轴行程联动装置上。与基线型分隔周期发动机 100 的膨胀活塞相比，在燃烧期过程中，机械连接 200 提供一段膨胀活塞非常缓慢的向下移动或“通道”。通过使用用于表示这样的机构可提供的移动的独立活塞运动轮廓，在不会增加膨胀缸膨胀比或压缩缸峰值压力的情况下产生了更高的气缸峰值压力，以及更高的热效率级。

为了保证基线型和停顿型发动机 100 和 101 之间的有效对比，注意选择两个发动机的参数。表 1 表示用于基线型和停顿型发动机 100、101 比较的压缩参数（注意对停顿概念的压缩缸没有作出变化）。表 2 表示基线型发动机 100 中膨胀缸使用的参数。见表 4，是在停顿型发动机 101 膨胀缸中使用的参数。

表 1 分隔周期基线和停顿型发动机参数（压缩缸）

<u>参数</u>	<u>值</u>
镗孔	4.410 英寸（112.0mm）
冲程	4.230 英寸（102.2mm）
连杆长度	9.6 英寸（243.8mm）
曲柄行程半径	2.000 英寸（50.8mm）
置换容量	61.447 英寸 ³ （1.007L）
余隙容量	0.621 英寸 ³ （0.010L）
压缩比	100: 1
气缸偏移	1.6 英寸（25.4mm）

TDC 定相	20 度 CA
发动机速度	1400rpm

表 2 分隔周期基线型发动机参数（膨胀缸）

<u>参数</u>	<u>值</u>
镗孔	4.000 英寸 (101.6mm)
冲程	5.557 英寸 (141.1mm)
连杆长度	9.25 英寸 (235.0mm)
曲柄行程半径	2.75 英寸 (69.85mm)
置换容量	69.831 英寸 ³ (1.144L)
余隙容量	0.587 英寸 ³ (0.010L)
膨胀比	120: 1
气缸偏移	1.15 英寸 (29.2mm)
空气: 燃料比	18: 1

表 3 总结了有关膨胀活塞 TDC 的阀动作和燃烧参数，除了进气阀动作外，涉及压缩活塞的 TDC。这些参数用于基线型和停顿型发动机 100 和 101 中。

表 3. 分隔周期基线和停顿型发动机进气和燃烧参数

<u>参数</u>	<u>值</u>
进气阀打开 (IVO)	2 度 ATDC
进气阀关闭 (IVC)	170 度 ATDC
峰值进气阀提升	0.412 英寸 (10.47mm)
排气阀打开 (EVO)	134.2 度 ATDC
排气阀关闭 (EVC)	2 度 BTDC
峰值排气阀提升	0.362 英寸 (9.18mm)
转换阀打开 (XVO)	5 度 BTDC
转换阀关闭 (XVC)	22 度 ATDC
峰值转换阀提升	0.089 英寸 (2.27mm)
50% 燃烧点 (燃烧活动)	32 度 ATDC
燃烧期 (10—90%)	22 度 CA

VI. 停顿活塞移动概念

参考图 13，显示的是绕曲轴轴心 110 旋转的曲柄销 210 所经过路径 226 的放大视图。路径 226 通过机械联动装置 200 的曲柄销轨道 224 来限定，曲柄销轨道 224 引导停顿型发动机 101 的曲柄销 210（最好见图 7A 和 B）。

路径 226 包括第一过渡区 228，将曲柄销 210 从具有第一内有效曲柄行程半径 232 的内圆 230 移动至具有第二外有效曲柄行程半径 236 的外圆 234。过渡区 228 开始一个在上止点后的预定数量的度数 CA，并在至少一部分燃烧活动过程中和膨胀活塞 114 的下移冲程过程中产生。然后路径 226 保持在膨胀活塞 114 的其余下移冲程和绝大多数上移冲程的外圆 234 上。然后路径 226 包括第二过渡区 238，将曲柄销 210 从外圆 234 移动至靠近膨胀活塞 114 的上移冲程端部的内圆 230。用于第二计算机化研究的基本停顿型发动机 101 膨胀活塞曲柄销 210 移动设定如下：

1. 从活塞 TDC 直到 TDC 后的 24 度 CA，曲柄销 210 将在内圆 230 上。
2. 从 TDC 后的 24 度 CA 到 TDC 后的 54 度，曲柄销 210 将穿过第一过渡区 228，与从内有效曲柄行程半径 232 到外有效曲柄行程半径 236 的曲柄角成线性比例。
3. 从 TDC 后的 54 度 CA 经过其余下移冲程和绝大多数上移冲程直到 TDC 前的 54 度，曲柄销 210 将保持在外圆 234 上。
4. 从 TDC 前的 54 度 CA 到 TDC 前的 24 度，曲柄销 210 将穿过第二过渡区 238，与从外有效曲柄行程半径 236 到内有效曲柄行程半径 232 的曲柄角成线性比例。
5. 从 TDC 前的 24 度 CA 直到 TDC 后的 24 度 CA，曲柄销 210 将在内圆 230 上。

虽然上述路径 226 用于第二计算机化研究中，但是本领域的技术人员将会认识到各种分隔周期发动机的不同连杆 / 曲柄行程联动装置能被设计成提供任何数量的其它形状路径和停顿膨胀活塞移动。

为了维持与基线型发动机 100 相同的冲程和相关活塞位置，同时沿

着路径 226，内有效曲柄行程半径 232 就从 2.75 英寸的基线（如表 2 所示）下降到 2.50 英寸，外有效曲柄行程半径 236 就从 2.75 英寸增加到 3.00 英寸。此外，连杆长度从 9.25 英寸（表 2）增加到 9.50 英寸。表 4 总结了停顿型发动机 101 中膨胀缸 104 使用的参数。

表 4. 分隔周期停顿型发动机参数（膨胀缸）

参数	值
镗孔	4.000 英寸 (101.6mm)
冲程	5.557 英寸 (141.1mm)
连杆长度	9.50 英寸 (235.0mm)
内曲柄行程半径	2.50 英寸 (63.5mm)
外曲柄行程半径	3.00 英寸 (76.2mm)
置换容量	69.831 英寸 ³ (1.144L)
余隙容量	0.587 英寸 ³ (0.010L)
膨胀比	120: 1
气缸偏移	1.15 英寸 (29.2mm)
空气: 燃料比	18: 1

参考图 14，显示的是与基线型发动机 100 的曲柄行程移动相比的停顿型发动机 101 的最终得出的膨胀活塞曲柄细 210 移动。曲线 240 表示停顿发动机曲柄销移动，而曲线 242 表示基线型发动机曲柄销移动。

参考图 15，显示的是与基线型发动机的膨胀活塞移动相比的停顿型发动机 101 的最终得出的膨胀活塞移动。曲线 244 表示停顿发动机膨胀活塞移动，曲线 246 表示基线型发动机膨胀活塞移动。

参考图 16，显示的是与基线型发动机的膨胀活塞速度相比的停顿型发动机 101 的最终得出的膨胀活塞速度。曲线 248 表示停顿发动机膨胀活塞速度，曲线 250 表示基线型发动机膨胀活塞速度。

比较曲线 248 和 250 时，能够明白基线型膨胀活塞（基线活塞）和停顿型膨胀活塞（停顿活塞）在 TDC 点 251 和 BDC 点 252 必定以零速度移动。基线和停顿活塞从 TDC 开始以大约相同的速度下移（负号表示下移速度，正号表示上移速度）。但是，在缓停顿塞开始进入停顿曲线 253

的第一过渡区（大约 24 度 ATDC）时，停顿活塞的下移速度迅速下降，正如停顿曲线第一过渡区 253 的绝大多数垂直部 254 所示。这是因为在停顿曲柄销 210 开始沿着曲柄行程槽 212 从内有效曲柄行程半径 232 径向移动至内有效曲柄行程半径 236 时，停顿活塞的下移实质上比较缓慢。而且，在整个过渡区 253 过程中，停顿活塞的下移速度实质上比基线活塞的下移速度慢。

由于第一过渡区 253 经过定时以能与至少一部分燃烧活动相一致，在第一过渡区 253 的过程中停顿活塞的较慢下移相对于燃烧室容量的增加提供了燃烧传播和建立压力更多的时间。结果是，在停顿型发动机 101 中比基线型发动机 100 中，能够达到较高的膨胀缸峰值压力，膨胀缸压力维持更长的时间。因此，停顿型发动机 101 相对于基线型发动机 100 在效率方面有着显著的增益，例如，大约为 4%。

在第一过渡区 253 的端部（大约 54 度 ATDC），曲柄销 210 已经到达槽 212 的外径端，从内有效曲柄行程半径 232 到外有效曲柄行程半径 236 的过渡必定是完整的。此时，停顿活塞经历一个迅速加速过程（如几乎垂直线 255 所示），于是其下移速度迅速达到并超过基线活塞。

对于具有外有效曲柄行程半径 236 的曲柄销的路径 226 那部分来说，停顿活塞速度必将保持大于基线活塞速度。但是，在停顿活塞开始进入停顿曲线 256 的第二过渡区（大约 24 度 BTDC）时，停顿活塞上移速度迅速下降到基线活塞速度以下，正如第二过渡区 256 的几乎垂直部 257 所示。这是因为在停顿曲柄销 210 开始沿着曲柄行程槽 212 从外有效曲柄行程半径 236 到内有效曲柄行程半径 234 迅速移动时，停顿活塞的上移实质上是缓慢的。

在第二过渡区 256 的端部（大约 54 度 BTDC），曲柄销 210 已经到达槽 21 的内径端，从外有效曲柄行程半径 236 到内有效曲柄行程半径 234 的过渡必定是完整的。此时，停顿活塞再次经历一个迅速加速过程（如几乎垂直线 258 所示），于是其上移速度几乎达到基线活塞。然后停顿和基线活塞在达到 TDC 开始又一个循环时，它们的上移速度减慢为零。

VII. 总结结果

通过停顿活塞移动，在燃烧活动过程中相对于燃烧室容量的增大，

给出更多的时间来增大缸压。这就产生了更高的膨胀缸峰值压力而不会增加膨胀缸膨胀比或者压缩缸峰值压力。因此，停顿型分隔周期发动机 101 的总热效率显著地提高了，例如，相对于基线分隔周期发动机 100 提高大约为 4%。

表 5 总结了基线型发动机 100 和停顿型发动机 101 的工作性能的结果。停顿型发动机 101 的指示热效 (ITE) 在基线型发动机 100 的上面预计提高 1.7 点。即，与停顿型发动机 101 的预测 40.5%ITE 相比，基线型发动机 100 具有预测的 38.8%ITE。这就表示相对于基线型发动机预测增加 4.4% (即， $1.7 / 38.8\% * 100 = 4.4\%$)。

表 5 预测基线型和停顿型发动机性能的总结

参数	基线型	停顿型
指示转矩 (ft-lb)	94.0	96.6
指示功率 (hp)	25.1	25.8
净 IMEP (psi)	54.4	55.5
ITE(点)	38.8	40.5
峰值缸压, 压缩缸 (psi)	897	940
峰值缸压, 膨胀缸 (psi)	868	915

参考图 17A 和 B，显示的是缸压的变化对停顿活塞移动与基线活塞移动产生的容量的关系。图 17A 的曲线 262 和 264 分别表示基线压缩和膨胀活塞移动。图 17B 的曲线 266 和 268 分别表示停顿压缩和膨胀活塞移动。注意基线压缩 (曲线 262) 和停顿压缩 (曲线 266) 曲线实质上是相同的。

参考图 18，基线型发动机 100 和停顿型发动机 101 的膨胀缸压力对曲柄角的关系分别显示在曲线 270 和 272 上。正如曲线 270 和 272 所示，停顿型发动机 101 比基线型发动机 100 能够获得更高的峰值膨胀缸压力，并在较大曲柄角范围之上维持这些压力。这有助于停顿型发动机的预测效率提高。

要说明的是：曲线 270 和 272 是用一个比先前测试更快的燃烧率 (火焰速度) 绘出的。即，曲线 270 和 272 是使用 16 度 CA 燃烧期绘制的，

而第二计算机化研究的先前性能计算和曲线使用了 22 度 CA 燃烧期绘制的。这样做的原因，是因为预测分隔周期发动机潜在地可能获得这些更快的火焰速度。而且，没有显示基线型发动机 100 和停顿型发动机 101 之间的比较结果在更快的火焰速度时更少有效的。

虽然这里已经显示和描述了各种实施例，但是在不脱离本发明的精神和保护范围的情况下可对其作出各种修改和替换。因此，应该明白：本发明已经通过说明显示进行了描述，并没有受到限制。

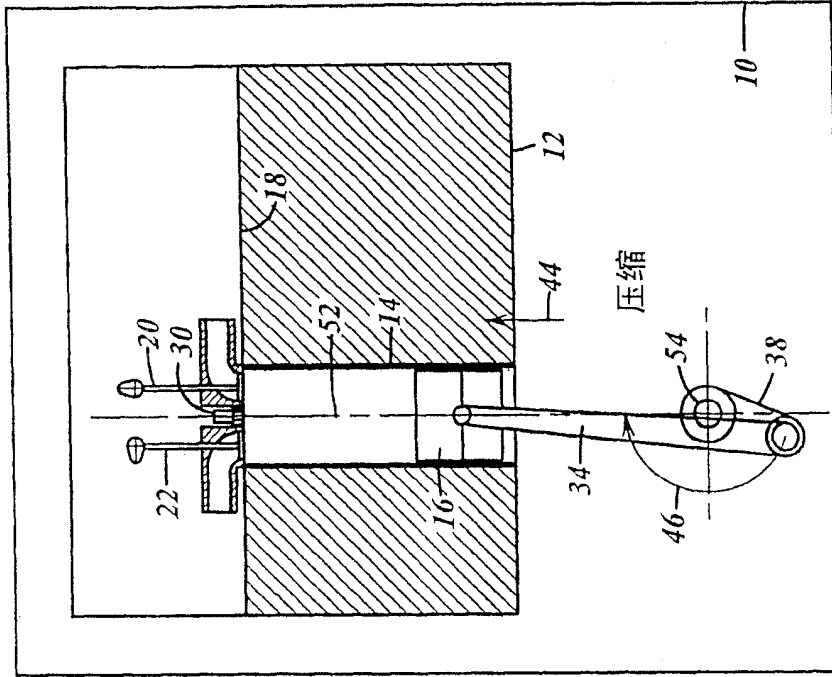


图 2

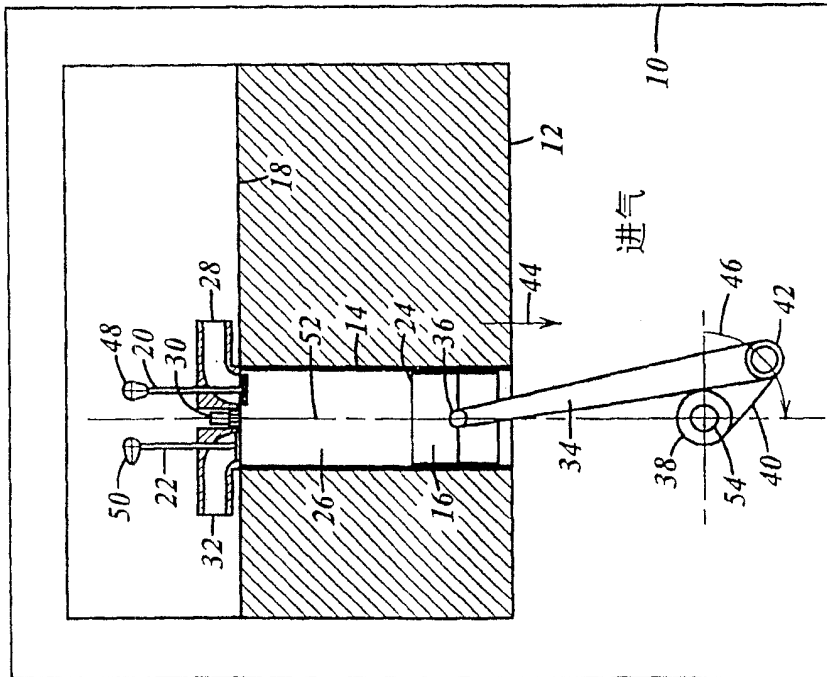


图 1

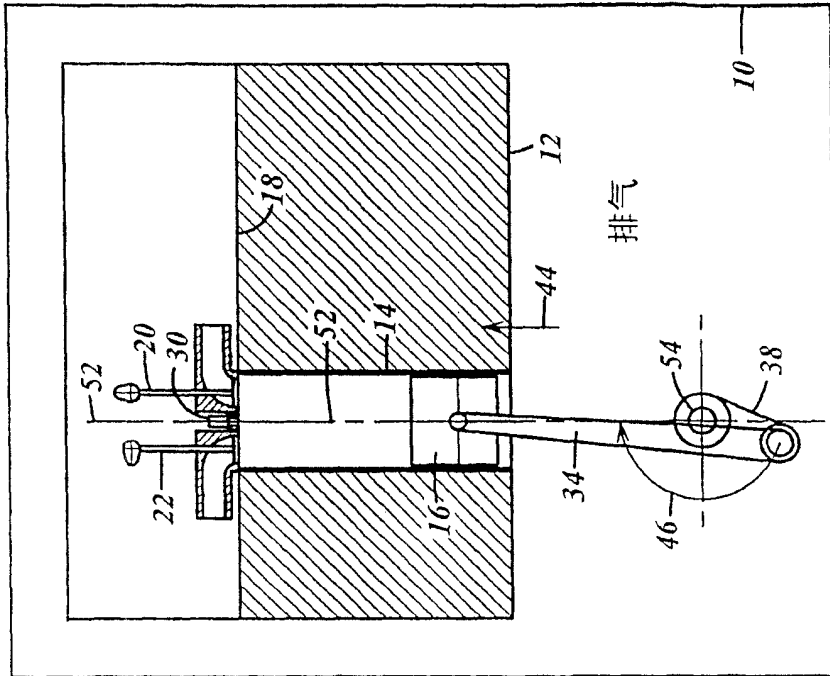


图 4

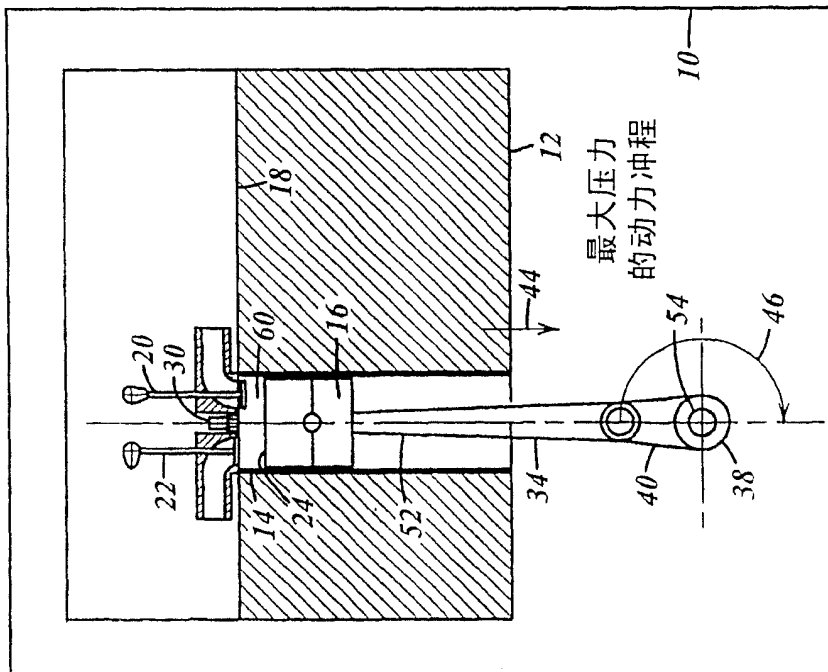


图 3

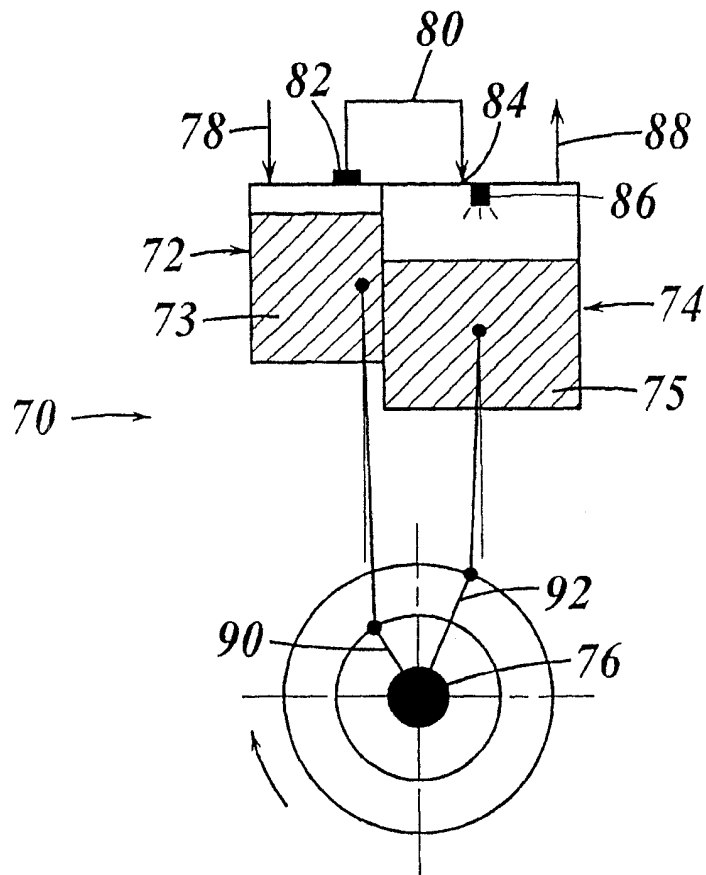


图 5

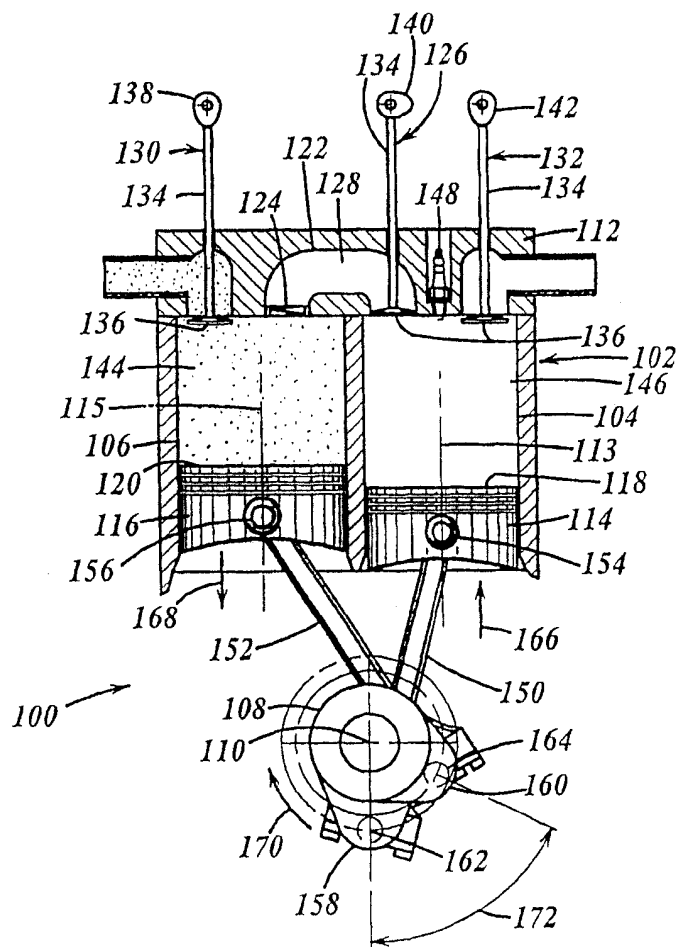


图 6A

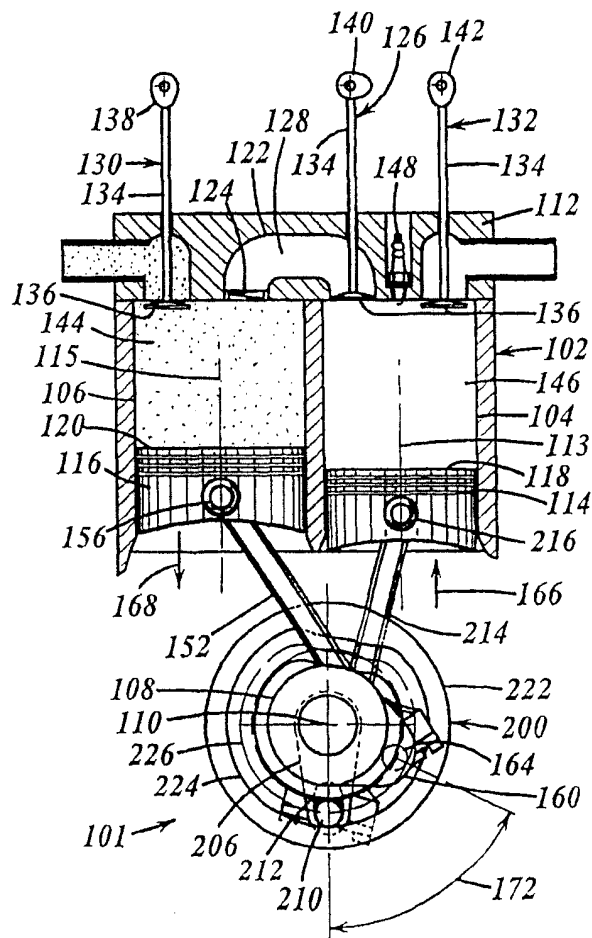


图 6B

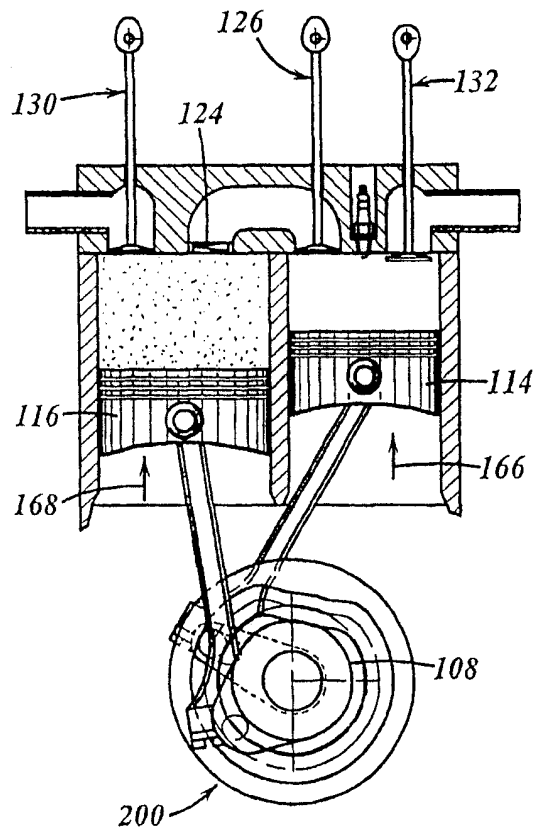


图 8

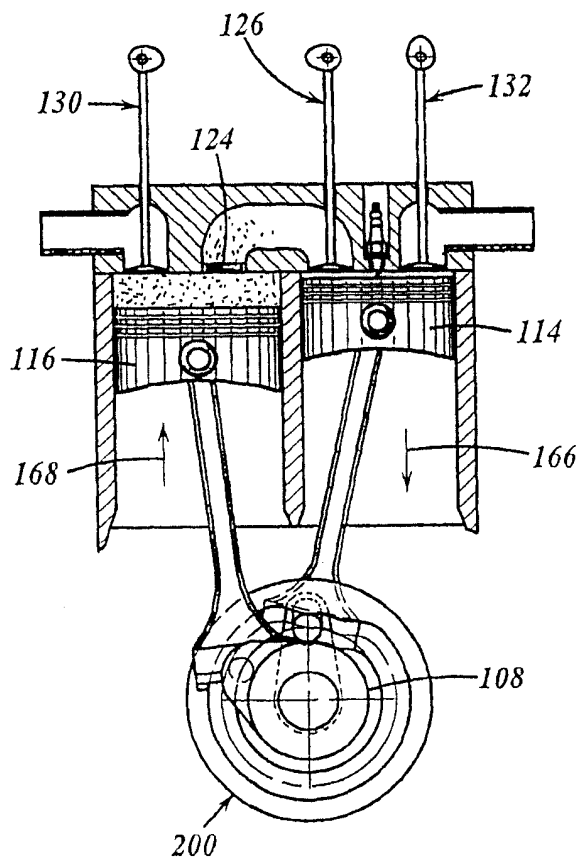


图 9

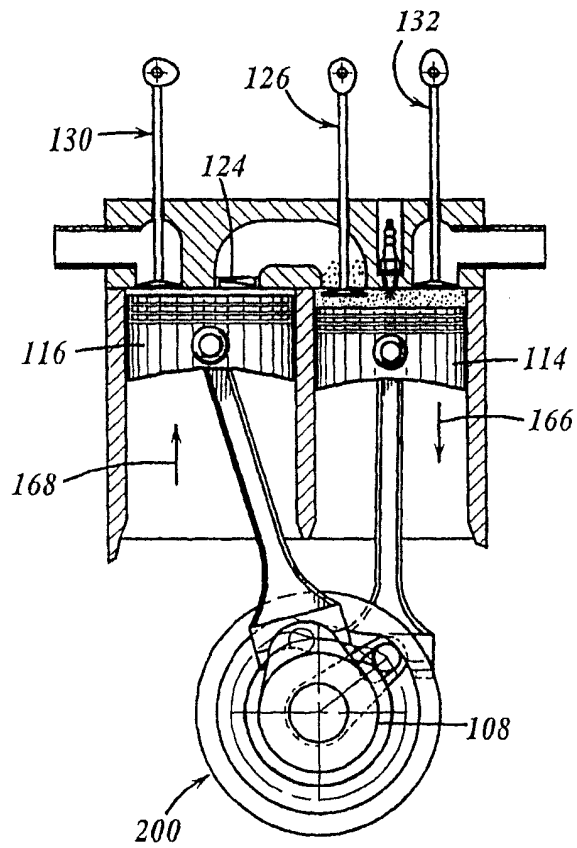


图 10

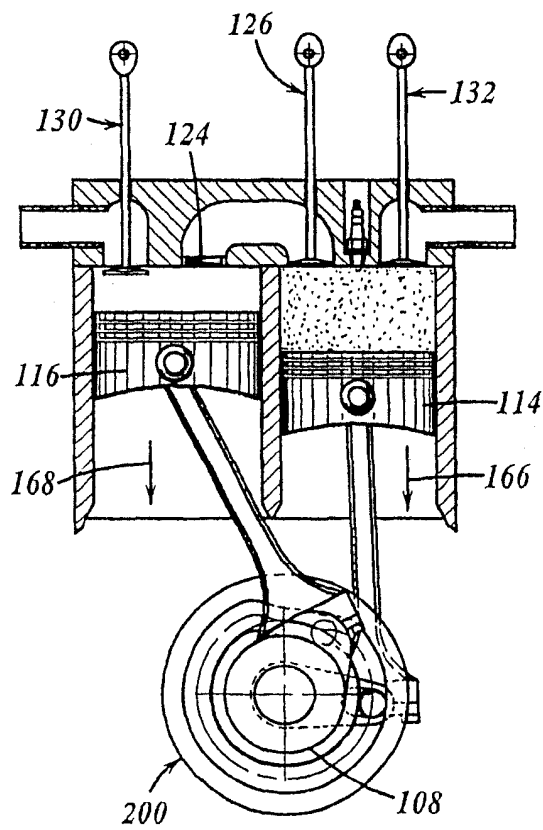


图 11

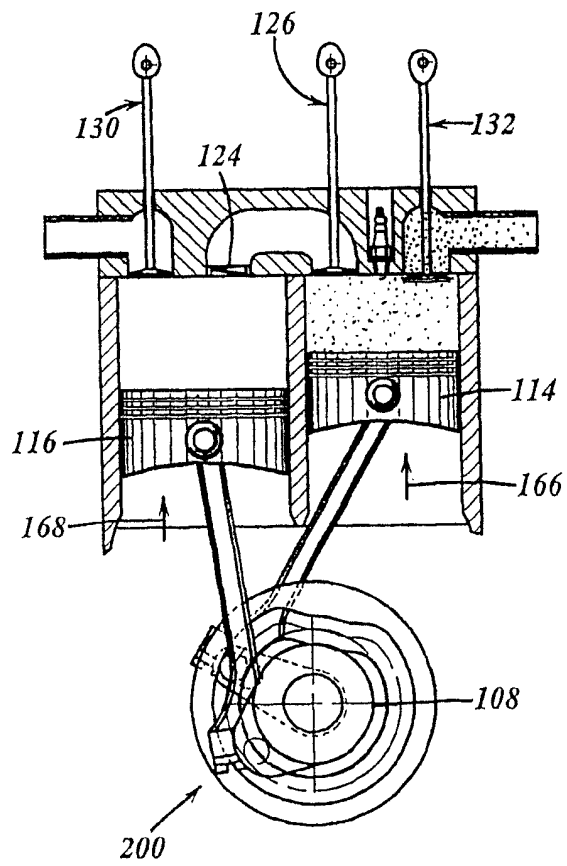


图 12

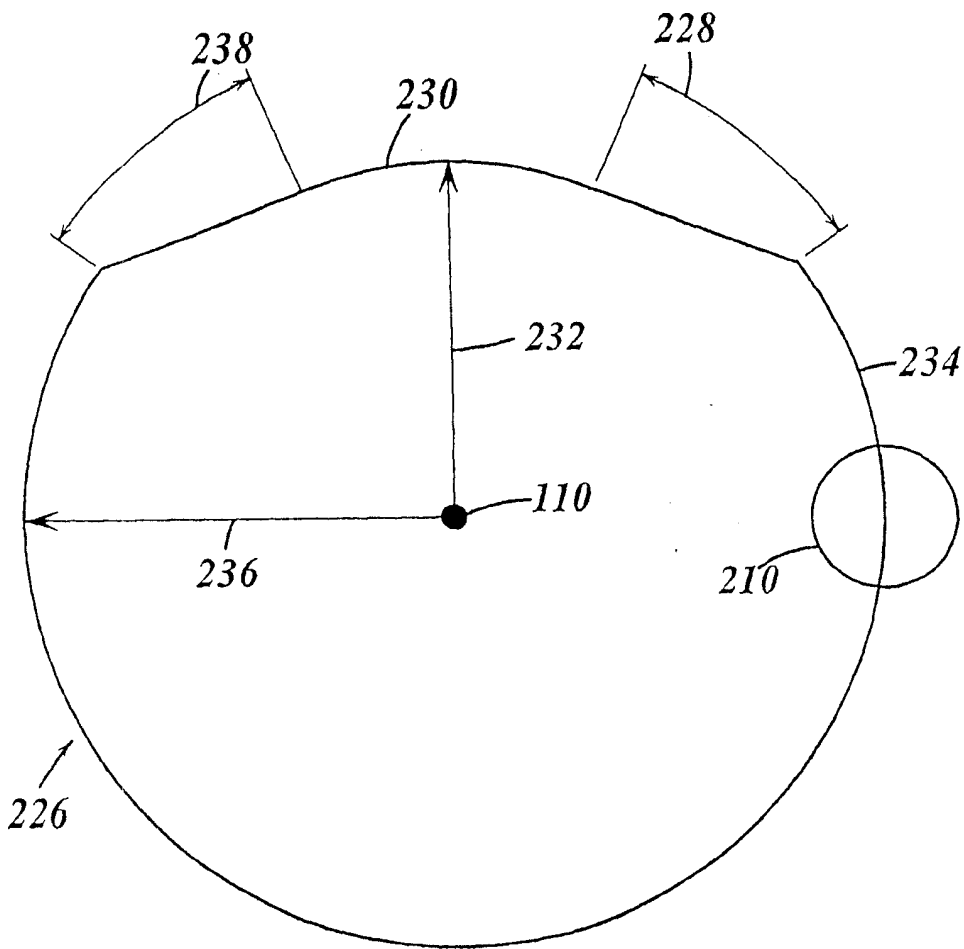


图 13

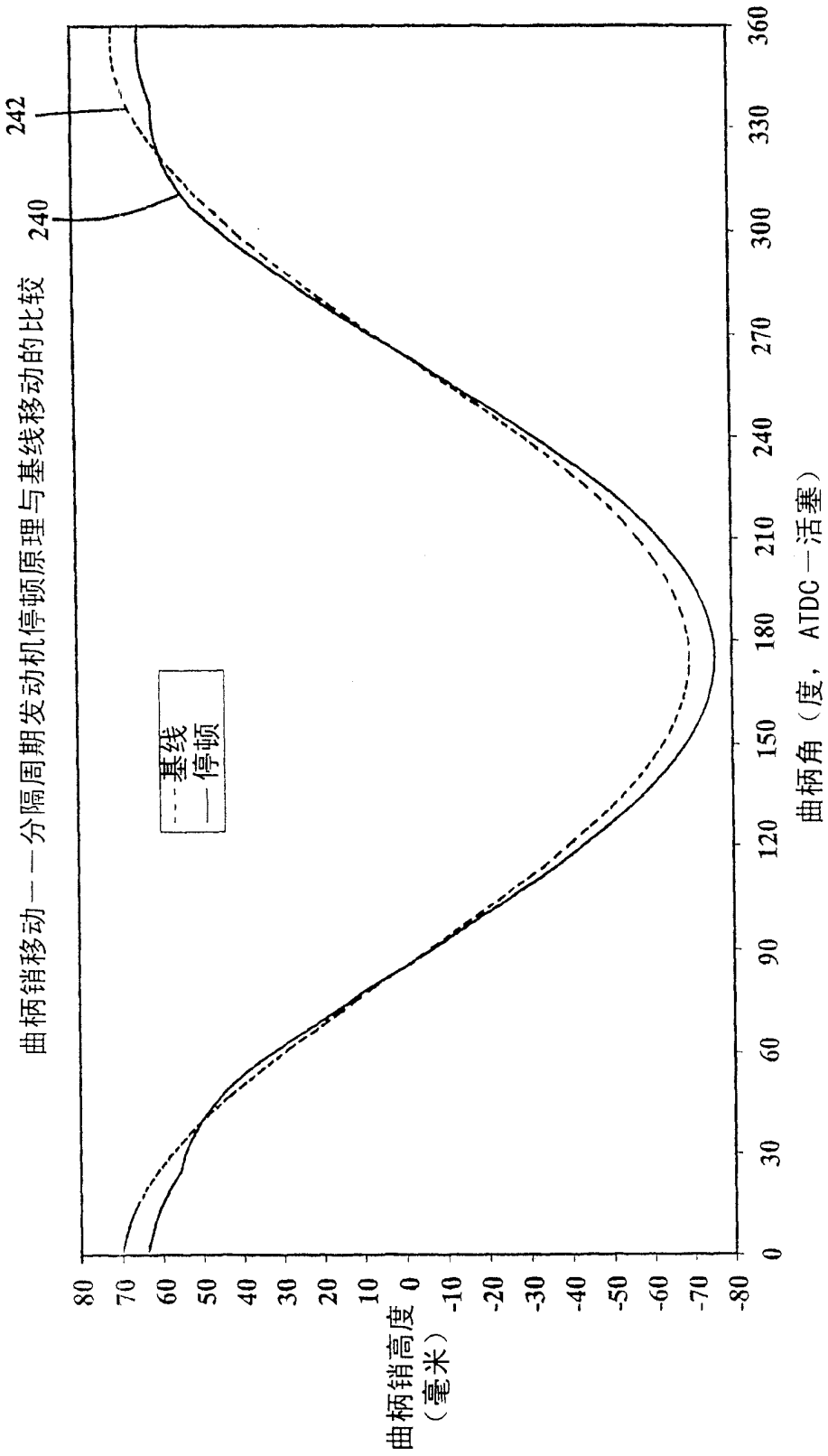


图 14

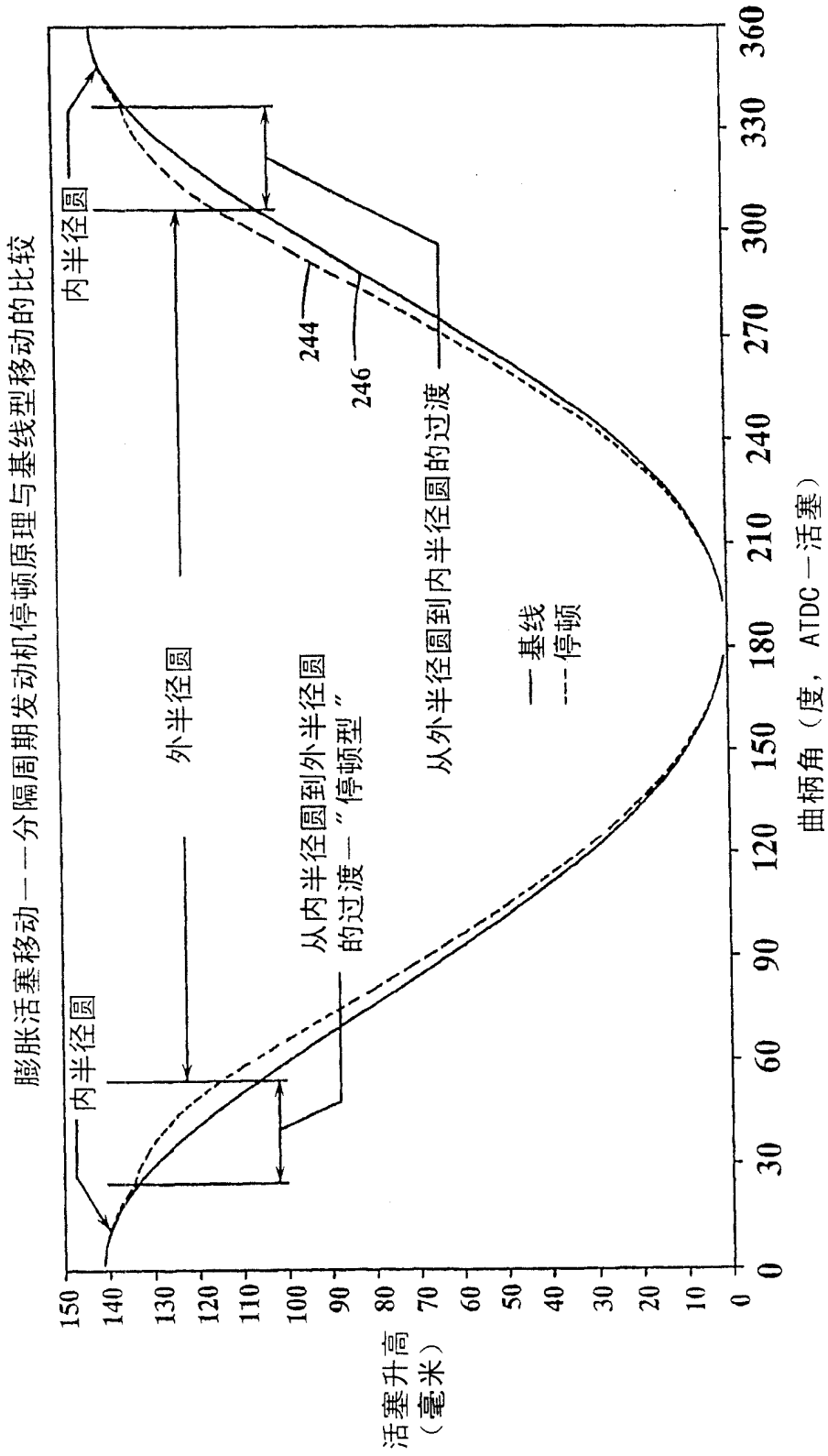


图 15

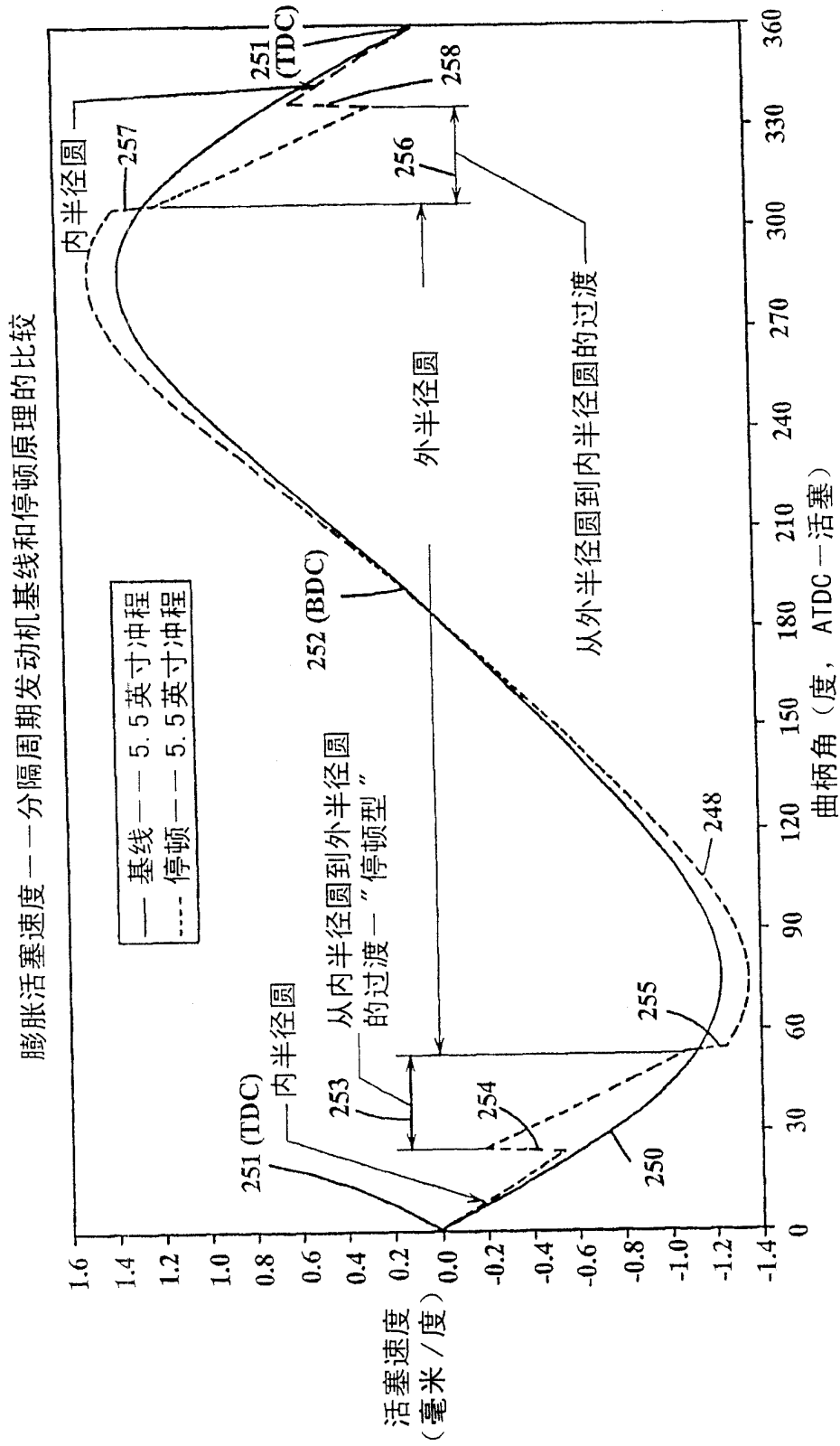


图 16

PV图——停顿活塞移动与基线的比较
22度, 10—90%的燃烧持续期间

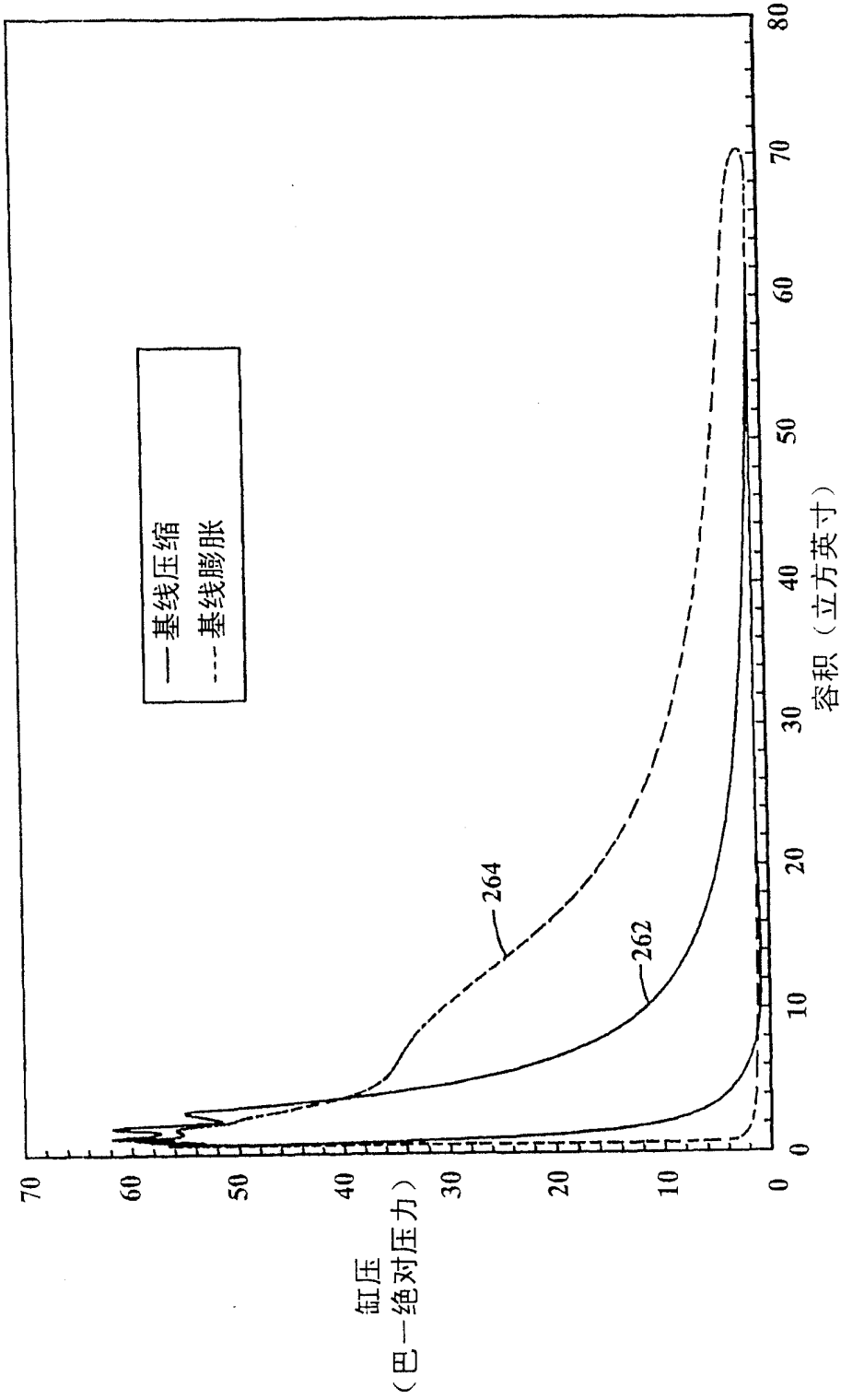


图 17A

PV图——停顿活塞移动与基线的比较
22度, 10—90%的燃烧持续期间

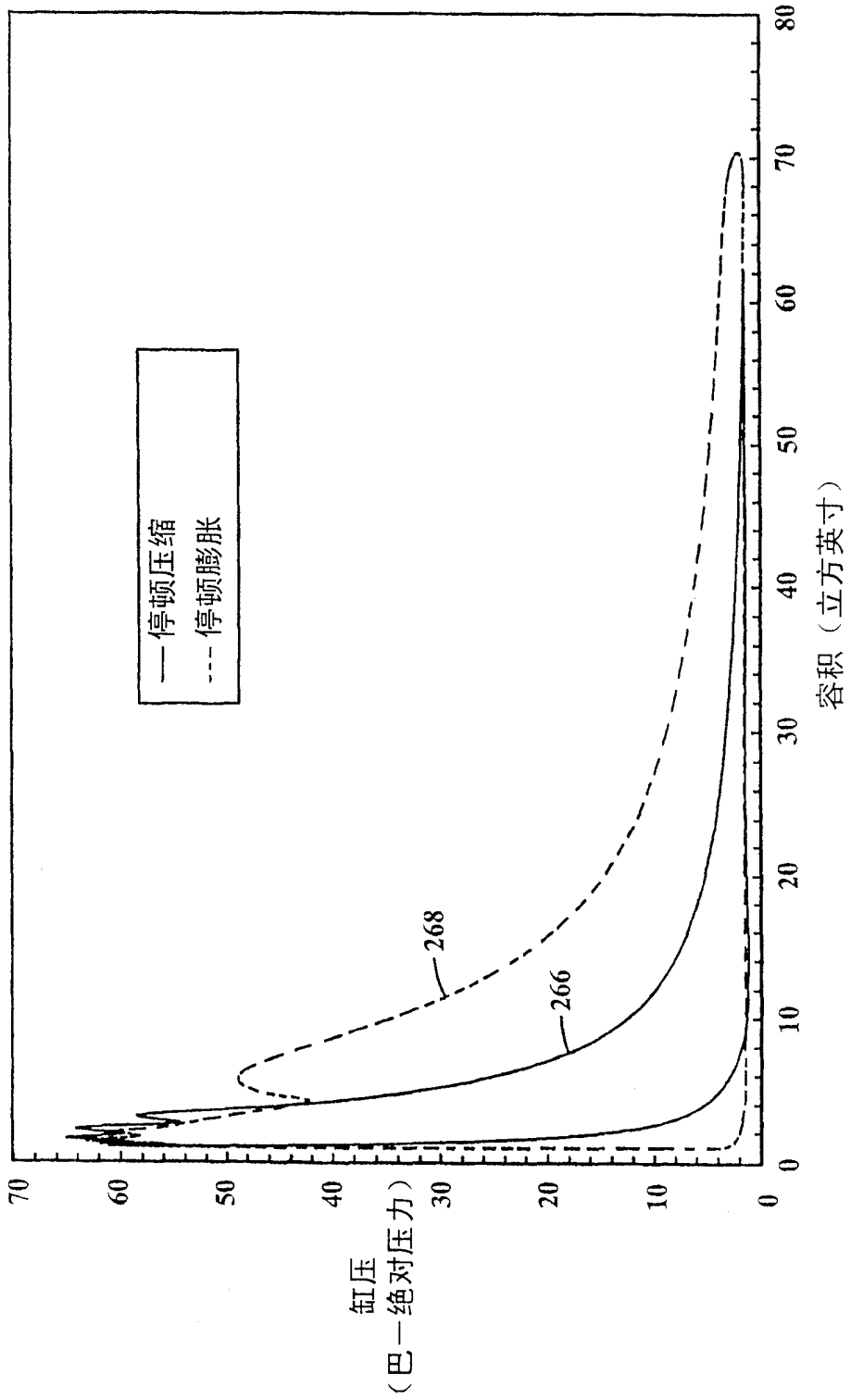


图 17B

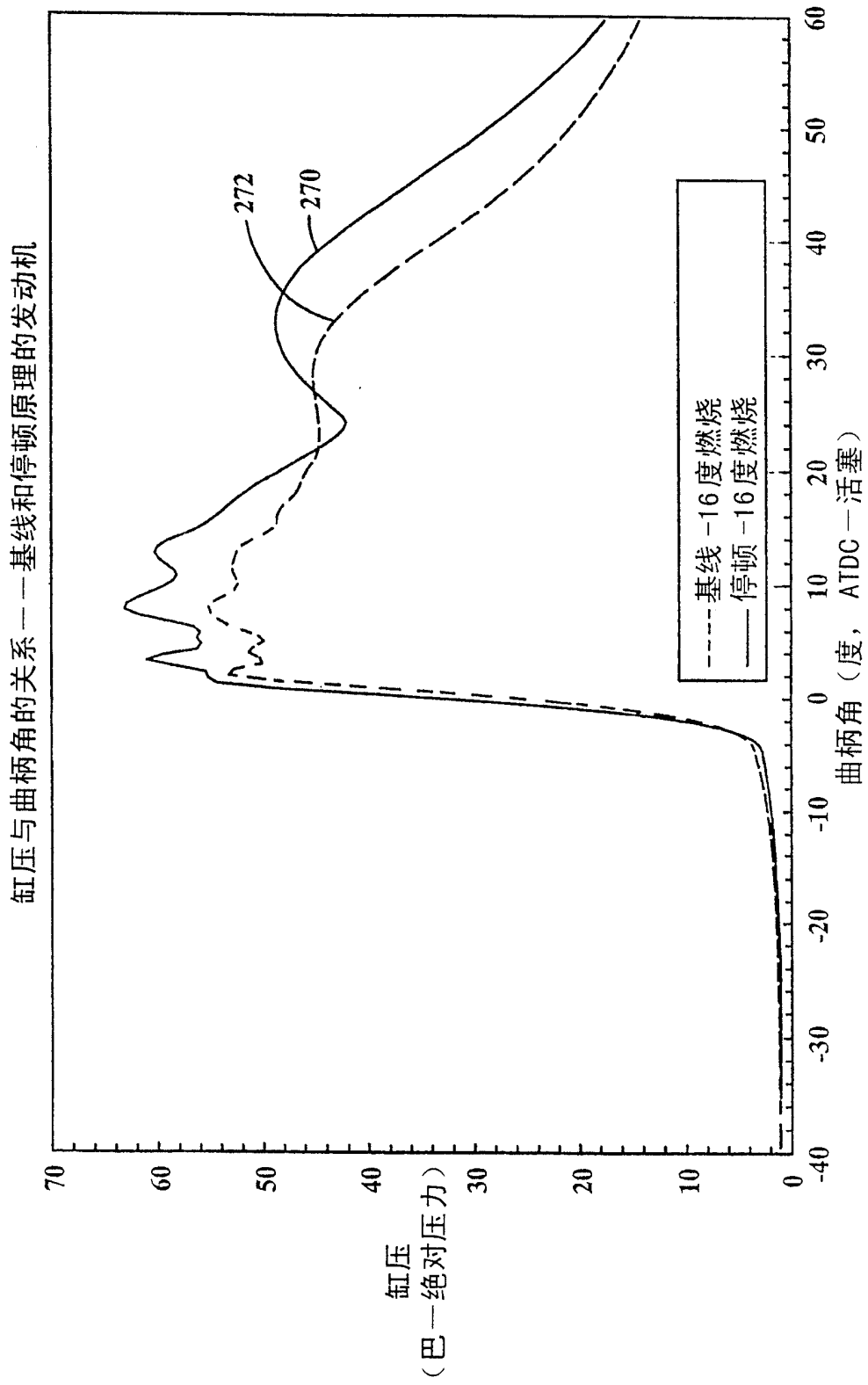


图 18