(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 102893007 B
(45)授权公告日 2016.06.08

(21)申请号 201080064896.X
(22)申请日 2010.12.22
(30)优先权数据
0959624 2009.12.28 FR
(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2012.08.28
(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/FR2010/052868 2010.12.22
(87)PCT国际申请的公布数据
WO2011/080467 FR 2011.07.07
(73)专利权人 弗雷德里克·奥利维耶·泰弗诺
地址 法国巴黎
(72)发明人 弗雷德里克·奥利维耶·泰弗诺
(74)专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司 72001
代理人 陶梅
(51)Int.Cl.
F02G 1/04(2006.01)
F02G 5/02(2006.01)
审查员 刘玲

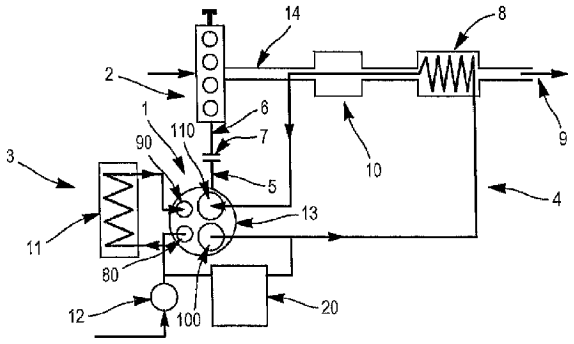
权利要求书2页 说明书11页 附图5页

(54)发明名称

带有外部热源的热力发动机、以及相关联的功率产生单元和运输装置

(57)摘要

本发明涉及一种热力发动机，该热力发动机包括用于压缩冷却的工作气体的装置、用于用外部热源来加热被压缩的工作气体的装置、用于使被压缩加热的工作气体膨胀的装置、用于用带有冷源的热交换器来冷却工作气体的装置，和用于之后使冷却的工作气体返回压缩装置的装置。



CN 102893007 B

1.一种热力发动机(1),所述热力发动机包括压缩装置、用于在热闭合路径(4)的热交换器(8)中加热被压缩的工作气体的外部热源、用于使在所述热闭合路径(4)的出气口处获得的被压缩加热的工作气体膨胀的膨胀装置,所述压缩装置包括用于压缩工作气体的至少一个活塞(13),所述热力发动机的特征在于,膨胀的工作气体然后通过冷闭合路径(3)被送到所述压缩装置处,所述冷闭合路径通过带有冷源的热交换器(11),其中所述膨胀装置中的膨胀由所述压缩装置的所述至少一个活塞(13)来实现,并且其中所述冷闭合路径(3)中的压力在稳定运行中高于大气压。

2.如权利要求1所述的热力发动机,其特征在于,所述至少一个活塞具有直线往复式运动。

3.如权利要求1所述的热力发动机,其特征在于,所述冷源是大气。

4.如权利要求1至3中任一项所述的热力发动机,其特征在于,所述热源包括内燃机(2)的排气(14),所述热闭合路径(4)经过在工作气体和来自于所述内燃机的排气之间交换热量的热交换器。

5.如权利要求1至3中任一项所述的热力发动机,其特征在于,所述热源包括内燃机(2)的排气净化催化剂(9)。

6.如权利要求4所述的热力发动机,其特征在于,热力发动机的动力轴(5)与内燃机的动力轴(6)连接。

7.如权利要求6所述的热力发动机,其特征在于,热力发动机的动力轴(5)与内燃机的动力轴(6)通过离合器(7)连接。

8.如权利要求1所述的热力发动机,其特征在于,所述冷闭合路径中的压力在稳定运行中为0.1至1 MPa(1至10 巴)之间。

9.如权利要求1所述的热力发动机,其特征在于,所述热力发动机包括压缩器(12),所述压缩器能够在所述冷闭合路径中注入工作气体。

10.如权利要求8或9所述的热力发动机,其特征在于,所述热力发动机在所述冷闭合路径中包括压力调节装置(80、90)。

11.如权利要求8或9所述的热力发动机,其特征在于,所述热力发动机包括罐子(20),所述罐子用于包含被压缩的工作气体储存物,所述被压缩的工作气体储存物能够有选择性地与所述冷闭合路径联通,以在启动所述热力发动机时发起所述冷闭合路径的压力上升。

12.如权利要求11所述的热力发动机,其特征在于,所述热闭合路径能够有选择性地与所述罐子(20)联通。

13.如权利要求1至3中任一项所述的热力发动机,其特征在于,所述热闭合路径的进气口和出气口配有流率调节装置(100、110),在通过加压工作气体的积累而进行能量回收的发动机制动操作的情况下,所述流率调节装置允许进入所述热闭合路径的气体量大于离开所述热闭合路径的气体量。

14.如权利要求13所述的热力发动机,其特征在于,在所述发动机制动操作期间,所述热源至少部分地停用。

15.如权利要求14所述的热力发动机,其特征在于,由于所述热源由内燃机的排气(14)构成,因此通过减少本身以发动机制动来运行的所述内燃机(2)的排气处可用的热量来停用所述热源。

16.如权利要求1所述的热力发动机，其特征在于，所述热闭合路径的进气口和出气口配有流率调节装置，所述流率调节装置允许所述热力发动机(1)产生的功率适于所述热源处可用的功率。

17.如权利要求13所述的热力发动机，其特征在于，所述流率调节装置为分配装置，所述分配装置包括阀门正时、时长、进气和/或排气开度中的至少一个调节。

18.如权利要求1至3中任一项所述的热力发动机，其特征在于，所述热力发动机在所述热闭合路径的进气口和出气口处包括阀门(120)，所述阀门具有头部(121)和杆(122)，所述杆配有压力平衡活塞(123)，所述头部的朝向所述杆的后表面(131)承受所述热闭合路径中的压力，所述平衡活塞具有朝向所述头部的表面(133)和背向所述头部的表面(134)，其中所述朝向所述头部的表面(133)承受所述热闭合路径中的压力，而所述背向所述头部的表面(134)则通过管道承受工作室(101)中的压力，所述管道联通所述工作室和平衡室(136)，所述头部的背向所述杆(122)的前表面(132)承受所述工作室中的压力。

19.一种机械功率产生单元，所述机械功率产生单元包括内燃机(2)和如权利要求1至18中任一项所述的热力发动机(1)。

20.一种机动车，所述机动车包括如权利要求19所述的机械功率产生单元作为动力源。

带有外部热源的热力发动机、以及相关联的功率产生单元和运输装置

技术领域

[0001] 本发明涉及带有外部热源的热力发动机，以及相关联的功率产生单元和运输装置。本发明还涉及回收排气热量，特别是用于任何类型的运输装置（尤其是地面、海洋或航空运输装置）上的应用，并还用于固定发动机的应用。

背景技术

[0002] 已知以外部热源来运行的热力发动机的各种实施例。但是，这些热力发动机具有低的效率和低的功率密度（按每单位质量和体积计算）。

[0003] 内燃机的热量损失是其低效率的主要原因。关于污染性排放的法律限制和环保意识促使人们利用热量损失。

[0004] 然而，在排气处排出的能量的形式是具有低压和相对中等的温度的气体。通过常见方式来将该排出的能量转换为机械能意味着沉重、庞大和昂贵的机械，这种沉重、庞大和昂贵的机械的有效性令人怀疑。尤其是对于重量、体积和发动机成本在其中起到重要作用的运输装置上的应用。

[0005] 根据相同发明人的FR2905728，已知一种带有外部热源的热力发动机，该热力发动机能够将内燃机排气的热量转换为机械能。从大气中取得的空气在气缸中被压缩，被传到热交换器中，然后被传回到气缸中，该空气在气缸中膨胀，产生机械能，然后被排到大气中，其中所述机械能由活塞来收集。热交换器布置在内燃机排气气流中，并起到蓄压器的作用。

发明内容

[0006] 本发明的一个目的在于提供一种带有外部热源的热力发动机，该热力发动机具有改善的效率和功率密度（按每单位质量和体积来计算）。

[0007] 本发明的第二个目的在于提供一种带有外部热源的热力发动机，该热力发动机的重量、体积和成本小。

[0008] 本发明的第三个目的在于提供一种热力发动机，该热力发动机能够使用在内燃过程结束时排出的能量，该热力发动机尤其适于运输装置上的应用。

[0009] 本发明提供一种热力发动机，该热力发动机包括用于压缩工作气体的压缩装置、用于在热闭合路径中加热被压缩的工作气体的外部热源、用于使被压缩加热的在热闭合路径的出气口处获得的工作气体膨胀的装置，该热力发动机的特征在于，膨胀的工作气体之后通过冷闭合路径被送到压缩装置处，其中所述冷闭合路径通过带有冷源的热交换器，所述冷源尤其是大气。

[0010] 在本发明的说明及下文中，在术语“热闭合路径”和“冷闭合路径”中的形容词“热”和“冷”具有相对的意义，只是表示在热力发动机运行时，热闭合路径一般比冷闭合路径更热。

[0011] 借助于本架构，能够直接将在膨胀结束时的残压重新用于供给进气，并因此能够

大大地减小发动机工作循环的压力-容积图中的负功排气-压缩循环。通过在膨胀结束时回收压力来优化热力发动机的效率。由于膨胀结束时的压力几乎完全被回收为压缩开始时的压力，该压力可以是相对高的而没有问题。因此，发动机以小的工作气体体积和相对大的在热闭合路径与冷闭合路径之间的压力差来工作。该架构允许限制发动机的重量、体积和成本。

[0012] 优选地，热力发动机的热源包括内燃机排气。因此，热闭合路径通过在工作气体和内燃机排气之间交换热量的热交换器。

[0013] 热力发动机因此能够使用在内燃过程结束时排出的热能。热力发动机尤其适于运输装置上的应用。

[0014] 热力发动机的热源也可以包括内燃机的排气净化催化剂。这允许在内燃机排出的热量以外使用化学能作为热源，该化学能借助于催化剂和残留物的燃烧被转换为热能。

[0015] 由热力发动机提供的机械功可以直接以机械形式来使用，尤其是用于为运输装置提供动力。所提供的机械功还可以用于驱动发电机，尤其是用于制造热-电混合动力运输装置。

[0016] 根据本发明的另一方面，热力发动机的动力轴与内燃机的动力轴连接，或甚至与传动轴连接。

[0017] 该布置的特别有利之处在于，该布置允许提供内燃机和热力发动机共用的功率传输元件。内燃机和热力发动机的联接构成热-热混合动力机。借助于热力发动机的做功，该混合动力机的效率比单独使用的内燃机的效率高。

[0018] 该布置还允许该内燃机在必要的时候驱动热力发动机，尤其是为了方便热力发动机的启动或是为了将热力发动机用作发动机制动器。

[0019] 大部分的内燃机都具有直线的往复式运动。本发明提出，热力发动机的压缩装置和膨胀装置每个都包括至少一个活塞，所述活塞特别地具有直线的往复式运动。因此，可以在热力发动机和内燃机之间实现大致相似的旋转速度。热力发动机的动力轴和内燃机的动力轴之间的连接的重量、体积和成本因此被减小。

[0020] 为了相同的目的，本发明提出，压缩装置和膨胀装置应由至少一个共用的活塞来实现。

[0021] 热力发动机的动力轴和内燃机的动力轴之间的连接优选地通过离合器来实现。该离合器允许将内燃机与热力发动机解除联接。因此，内燃机可以在没有热力发动机的情况下单独使用，这在热力发动机不能产生足够的扭矩时可以暂时是有意义的。

[0022] 在启动时，该内燃机的温度上升及因此的热力发动机的热源的温度上升逐渐发生。离合器允许热力发动机只以延迟的方式在内燃机或更一般地热源达到温度的时候被激活。

[0023] 只要内燃机还没有达到其工作温度，可用的最大功率就较小，磨损现象就更多，在排气处可用的热功率就低。解除联接减少了在启动时的内燃机磨损，并增大了可用的功率。

[0024] 当内燃机只用了短暂时间时，热力发动机没有足够的时间来产生比通过使用内燃机驱动将其启动所需的功更高的功。离合器的解除联接因此允许当在最优运行温度以外短暂地使用时不降低内燃机的效率。

[0025] 根据本发明的另一方面，在稳定运行中，热力发动机的冷闭合路径中的压力比大

气压力高，尤其大约为0.1至1 MPa(1至10 巴)。

[0026] 为了增大热力发动机中的工作气体重量并补偿可能的泄漏，本发明包括压缩器，该压缩器能够将工作气体注入到冷闭合路径中。

[0027] 优选地，热力发动机包括用于调节冷闭合路径中的压力的装置。

[0028] 根据本发明，可以考虑罐子，该罐子用于包含被压缩的工作气体储存物，该被压缩的工作气体储存物可以有选择地与冷闭合路径联通，以在热力发动机启动的时候发起冷闭合路径的压力上升。本发明的该特征的优点在于减小了启动热力发动机所需的外部能量供给，并缩短了该启动阶段的时间长度。

[0029] 热闭合路径可以有选择地与罐子联通，尤其是用于填充该罐子。该有选择的联通的控制考虑了热闭合路径中的压力，尤其是为了维持足够的压力。

[0030] 本发明还考虑，在填充罐子时通过流率调节装置来在热闭合路径中维持足够的压力，该流率调节装置允许气体量在进入热闭合路径时比在从热闭合路径离开时更大。流率调节装置配置给热闭合路径的至少一个进气口和一个出气口。

[0031] 流率调节装置还允许热力发动机的发动机制动操作。因此，该发动机制动进行时通过加压工作气体的积累来进行能量回收。发动机制动所存储的能量然后可以被热力发动机回收。除了有发动机制动之外，对于不承受连续负载的热力发动机，本发明的该特点的优点还在于优化了整体效率。

[0032] 当功率产生单元作为发动机制动器来工作时，热源至少部分地被停用。“至少部分地被停用”指的是由热源传输的热能的量与被激活的热源的运行相比减少了。因为热能供给更低，热闭合路径中的压力的增大也更小。因此，由于热闭合路径更低的温度，可以通过避免热闭合路径中的任何过压来存储更大的气体重量。这也有助于改善热力发动机的整体效率。

[0033] 当热力发动机的热源包括内燃机排气时，内燃机的燃料供给在发动机制动操作期间至少部分地被停用。因此，内燃机排气处可用的热量减少，这停用了热力发动机的热源。

[0034] 内燃机的发动机制动不允许回收能量。因此，当内燃机被用作发动机制动器时，所吸收的能量之后不能由内燃机来回收。因此损失了所吸收的能量。

[0035] 根据本发明的另一方面，可以通过以发动机制动运行由内燃机驱动的热力发动机来增加热源中的能量水平。因此，内燃机向热力发动机一方面提供允许积累加压工作气体的能量，另一方面则提供热闭合路径中的压力上升所必需的热量。因此，发动机制动允许加速热闭合路径压力的上升，尤其是在启动热力发动机的时候。

[0036] 本发明还考虑，热路径的进气口和出气口配有流率调节装置，该流率调节装置允许使热力发动机所产生的功率适于热源处可用的功率，尤其是在热源的温度变化时，特别是在热源包括内燃机的排气时。

[0037] 流率调节装置一般是分配装置，该分配装置包括阀门正时、时间长度、进气和/或出气开度中的至少一个设置。“阀门正时”指的是操作分配装置的正时，尤其是关于热力发动机的活塞位置。

[0038] 对于包括具有线性往复式运动的活塞的热力发动机，本发明考虑，该分配装置包括阀门。根据本发明的一个重要的方面，位于热闭合路径的进气口处的至少一个阀门和/或位于热闭合路径的出气口处的至少一个阀门包括配有压力平衡活塞的杆和头部。平衡活塞

具有面对头部的表面和背对头部的表面，其中所述面对头部的表面受到热闭合路径中的压力，而背对头部的表面则通过使工作室与平衡室联通的管道受到工作室内的压力。头部的背对杆的前表面受到工作室中的压力。头部的面向杆的后表面则受到热闭合路径中的压力。

[0039] 因此，平衡活塞在其两个表面上受到与头部所受到的压力差相反的压力差。因此避免了使用非常大的弹簧力来抵抗由热闭合路径的气体施加在头部的后表面上的压力以维持阀门闭合。施加在阀门上的应力因此被减小，这增加了阀门的工作寿命并使得阀门的控制更容易。

[0040] 此外，平衡活塞允许摆脱所谓的“反向”阀门致动，在“反向”阀门致动中，阀门不是通过在工作室中往前移动来打开，而是通过在管道中往后移动来打开。

[0041] 本发明所提供的热力发动机可以将内燃机的排气用作热源。该关联构成机械功率产生单元，该机械功率产生单元尤其可以被集成为机动车的动力源。

[0042] 组件的体积、重量和成本适于目前的要求，而混合动力机器的比燃料消耗(每单位功率和单位时间所消耗的燃料量)则特别地降低。

附图说明

[0043] 阅读以下关于非限制实施例的说明，本发明的其他优点和特征将变得显而易见。在这些附图中：

[0044] 图1示意地示出了根据本发明的机械功率产生单元；

[0045] 图2为示出了取决于热力发动机轴的角位置的工作室容积、工作室内压力和阀门开度的图；

[0046] 图3为阀门闭合时的分配装置的纵向截面图；

[0047] 图4为阀门打开时的分配装置的纵向截面图；

[0048] 图5至图9示出了压力-容积图，该压力-容积图示出了热力发动机的压力上升；和

[0049] 图10示意地示出热力发动机的截面视图。

具体实施方式

[0050] 图1中示出的机械功率产生单元包括热力发动机1和内燃机2。该热力发动机包括圆形活塞13，该圆形活塞具有往复式直线运动，并于动力轴5连接。

[0051] 在图1中俯视并在图10中以截面示出的圆形活塞13以密封和可以轴向平移运动的方式安装在气缸15中，该气缸具有轴线13a，该轴线与圆形活塞的轴线是共同的。在图1中未示出但常规地，圆形活塞13与和动力轴5集成在一起的曲轴16连接，以根据机械能的流向来将圆形活塞的往复式运动转换为曲轴的旋转运动或相反地将曲轴的旋转运动转换为圆形活塞的往复式运动。

[0052] 在远离曲轴的一侧，即在正排量机器的传统示意图中在圆形活塞上方，圆形活塞与工作室101相邻，其中所述工作室在气缸中被限定在圆形活塞和气缸盖102之间。气缸盖设有数量为4个的阀门80、90、100和110，这些阀门控制气缸盖中对应的开口，其功能将在下文中说明。当所有阀门都关闭的时候，工作室被密封地关闭，工作室的容积根据圆形活塞沿着其在气缸中的直线冲程的位置而变化。

[0053] 热力发动机的动力轴5和内燃机的动力轴6通过离合器7来连接，其中所述离合器可以有选择性地联接和解除联接。对于可以是空气的工作气体，热力发动机包括从排气阀门80控制的开口到进气阀门90控制的开口的冷闭合路径3，以及从压缩阀门100控制的开口到膨胀阀门110控制的开口的热闭合路径4。

[0054] 热闭合路径4通过热交换器8，该热交换器允许在工作气体和内燃机的排气9之间交换热量。热闭合路径还通过内燃机的排气净化催化剂10。热交换器是逆流的，即热闭合路径从排气出气口侧进入，并从排气进气口侧出来。热闭合路径然后通过更热的催化剂10。因此，当工作气体回到热力发动机的在气缸15中被限定在圆形活塞13和气缸盖102之间的工作室101中时，工作气体的温度为催化剂10的温度。整个热闭合路径大致是等压的，对应于工作室在膨胀阶段开始时的压力。

[0055] 冷闭合路径通过热交换器11，该热交换器允许在工作气体和作为冷源的大气之间交换热量。压缩器12允许工作气体注入到冷闭合路径中。

[0056] 在图1中的优选实施例中，圆形活塞13是用于在该圆形活塞的运动趋向于收缩工作室101容积的时候压缩工作气体的装置，并且还是用于在该圆形活塞的运动趋向于扩大工作室容积的时候使工作气体膨胀的装置。

[0057] 被压缩装置压缩的工作气体通过配有分配装置的进气口进入热闭合路径，其中所述分配装置包括压缩阀门100，并具有流率调节功能。热闭合路径的出气口也配有分配装置，该分配装置包括膨胀阀门110，并具有流率调节功能。根据本发明的流率调节装置允许调节工作气体进入和离开热闭合路径的量。为此，具有流率调节功能的分配装置包括以下项目中的至少一个调节：阀门正时、时间长度、闭合路径进气口和/或出气口的开度(通道截面)。

[0058] 当热源处的可用功率恒定的时候，如果在热闭合路径进气口和出气口之间流动的被压缩的工作气体流量增大，那么热闭合路径中的温度和压力就趋向于降低。相反地，如果在热闭合路径进气口和出气口之间流动的被压缩的工作气体流量减小，那么热闭合路径中的温度和压力就趋向于升高。

[0059] 如果在冷闭合路径进气口和出气口之间的膨胀的工作气体流量增大，那么冷闭合路径中的温度和压力就趋向于升高。如果在冷闭合路径进气口和出气口之间的膨胀的工作气体流量减小，那么冷闭合路径中的温度和压力就趋向于降低。流率调节装置允许热闭合路径和冷闭合路径中的温度和压力变化。

[0060] 当热源包括内燃机的排气14时，内燃机的旋转速度和/或负载的变化导致热源温度的变化。热源温度的变化趋向于导致热闭合路径中的温度和压力变化。热源处可用的功率与热源温度以一样的方向变化。

[0061] 热闭合路径进气口和出气口之间的工作气体流量和/或冷闭合路径进气口和出气口之间的工作气体流量的变化导致热力发动机产生的功率变化。流率调节装置特别地允许使热力发动机产生的功率适于热源处可用的功率。

[0062] 除了交换器和排气管以外，热闭合路径的管道例如是双层壁类型的，提供最大的热隔离。

[0063] 这里未示出，热闭合路径可以配有安全阀门。因此，在热闭合路径中过压的情况下，工作气体的一部分被释放到大气中，以降低压力并保护热力发动机。

[0064] 在热闭合路径的出气口处，被压缩加热的工作气体在膨胀装置中提供驱动功。由此部分地降温的膨胀的工作气体然后被送入冷闭合路径中，并通过具有冷源的热交换器3。被膨胀装置膨胀的工作气体通过进气口分配装置80进入冷闭合路径。冷闭合路径的出气口也配有出气口分配装置90。

[0065] 如在图1中所示，冷源优选地为大气。替代地和/或附加地，可以选择其它的冷源，尤其是对于固定的发动机，水路、热水生产设施，或者在车辆、用于加热乘客车厢的系统中。

[0066] 工作气体可以是各种性质的。工作气体的性质可能受到限制或约束尤其是法律方面的，并导致过高的花费。这就是为什么根据本发明，空气是优选的工作气体。在工作气体泄漏的情况下，本发明考虑将工作气体注入到冷闭合路径中。在稳定运行中，冷闭合路径中的压力比大气压高，尤其是大约为0.1至1MPa。通过压缩器12来执行工作气体的注入。未示出的用于调节冷闭合路径中压力的装置允许自动地确定要注入的工作气体的量。

[0067] 在冷闭合路径中注入工作气体导致冷闭合路径中的压力明显地升高。该压力的升高可以特别地用于加快热力发动机的启动。

[0068] 压力在启动热力发动机时的升高还可以由罐子20来实现，该罐子包含被压缩的工作气体储存物。该罐子被设计为其密封程度高于热闭合路径和冷闭合路径的密封程度。当热力发动机保持不工作时，罐子允许在数小时至数天的时期内保持压缩的气体储存物。

[0069] 通过有选择地让罐子与热闭合路径联通来将加压工作气体供应给罐子。由于该联通汲取来自于热闭合路径的能量，因此优选地在热闭合路径中的压力高并且热力发动机承受中等功率需求的时候进行该联通。该联通还可以在热闭合路径中过压的情况下在打开安全阀门之前进行。

[0070] 一旦储存物包含加压气体，该储存物就可以根据预定的管理模式来有选择地与热闭合路径和/或冷闭合路径联通。在一个优选的管理模式下，冷闭合路径特别地在具有冷源的交换器上游处被供给工作气体储存物。储存物与冷闭合路径的联通提高压缩装置进气口处的压力，并因此提高了热闭合路径中的压缩装置出气口处的压力。

[0071] 作为加压工作气体的能量储存物的回收不仅用于启动热力发动机，还可以在热力发动机需要额外功率的时候使用，例如当加速车辆的时候。相反地，对应于汲取能量的储存物填充可以在热力发动机处于低需求和/或热力发动机以发动机制动(frein moteur)来运行的时候进行。

[0072] 发动机制动通过用加压工作气体积累回收能量来实现。然后，发动机制动所储存的能量可以被热力发动机回收。借助于流率调节装置来实现发动机制动，其中所述流率调节装置允许导致进入热闭合路径的气体量比离开热闭合路径的气体量大。

[0073] 发动机制动趋向于提高热闭合路径中的压力。因此，该制动可以用于加速热力发动机的启动。如果热力发动机与机器联接，那么该机器就提供动力轴5所需的能量，而热源处可用的热量则趋向于增多。因此，这在机器处产生了额外的负载。

[0074] 在稳定运行中，热力发动机的发动机制动可以与内燃机的发动机制动关联，尤其是用于减缓配有此类机械功率产生单元的机动车。由内燃机的排气构成的热源因此通过内燃机排气处可用的热量的减少而部分地停用。

[0075] 当以发动机制动来运行时，内燃机不允许回收能量。这就是为什么本发明还考虑机械功率产生单元只可以由热力发动机提供发动机制动而内燃机则是至少部分停用的。当

需要更多制动时补充性地使用内燃机的发动机制动。

[0076] 可以在热力发动机中使用已知的用于使用阀门的机器的传统分配装置。但是，在根据本发明的热力发动机中，某些操作阶段中在阀门(尤其是与热闭合路径关联的阀门100和110)头部的后表面上的压力比这些阀门限定工作室的表面上的压力要高得多。因此，传统组装会需要很强的回复弹簧。这种解决方案导致机械应力，这些机械应力会改变分配装置的工作寿命和控制。这就是为什么本发明提供了在图3和图4中示出的改进了的分配装置。

[0077] 该分配装置包括阀门120，该阀门具有头部121和杆122，该杆配有压力平衡活塞123。图3示出了闭合的阀门。头部的背对杆的前表面132承受工作室101中的压力。头部的朝向杆的后表面131承受热闭合路径中的压力。平衡活塞具有朝向头部的表面133，该表面承受热闭合路径中的压力。平衡活塞还具有背向头部的表面134，该表面承受平衡室136中的压力，该平衡室通过管道135与工作室联通。因此，平衡室中的压力大致等于工作室中的压力。

[0078] 阀门的杆以可以滑动的方式被安装在气缸盖102中。与阀门杆同轴的回复弹簧103位于气缸盖和阀门弹簧垫圈104之间。垫圈与阀门杆集成在一起，使得弹簧在阀门上施加趋向于关闭阀门的力。当阀门头部压在与气缸盖集成在一起的阀门座106上时，阀门被视为关闭。压在垫圈上的凸轮105趋向于打开阀门并压缩弹簧。根据机动化领域已知的原理来致动凸轮，以允许以下项目中的至少一个流率调节：阀门正时、打开时间长度、阀门开度。阀门开度由阀门头部和阀门座之间的距离来限定。

[0079] 在图3的示例中，闭合的阀门将通道107与工作室101隔离，其中所述通道用于进入热闭合路径或离开热闭合路径。通常，该通道中的压力为40 巴(4 MPa)，而室中的压力为5至40 巴(0.5至4 MPa)。当室中的压力低于管道中的压力时，阀门头部受到趋向于打开阀门的压力差。但是，与阀门杆集成在一起的平衡活塞则受到趋向于关闭的、具有大致相同数值的压力差。因此，施加中等弹簧力的弹簧103就是足够的了。当凸轮压在垫圈104上时，低压力就足以打开阀门。一旦阀门打开，工作室和管道中的压力就相互平衡。如图4所示，在阀门头部的表面和平衡活塞的表面上施加相同的压力。阀门因此可以在回复弹簧的作用下自由地向闭合滑动。

[0080] 在图2中示出了随着热力发动机动力轴的角位置217变化的阀门开度、工作室容积211和工作室中的压力212。图2示出了热力发动机在稳定运行中的一个周期。角位置0°对应于进气阶段的开始。在进气时，用于离开冷闭合路径的阀门90是打开的，而容积211增大。冷闭合路径中包含的工作气体的体积比工作室的容积大得多。工作室进气处的压力等于冷闭合路径中的压力。该压力在进气阶段保持大致恒定。阀门90的闭合202是进气阶段的结束和压缩阶段的开始。

[0081] 在压缩时，所有的阀门都关闭，工作室容积减小并且压力增大。该室与热闭合路径的联通203在该室容积最小之前进行。该联通通过打开214阀门100来实现。在该阶段，室中的压力低于热闭合路径中的压力。因此，打开214造成工作室中压力突然增大。该室的容积继续减小，保证该室所包含的工作气体向热闭合路径的传输和压缩。当工作室达到其最小容积时，阀门100大致关闭。

[0082] 热闭合路径出气口处的阀门110的打开215允许被压缩加热的工作气体进入容积

增大的室。阀门110的关闭是被压缩加热的工作气体的膨胀阶段的开始204。在该膨胀时，室的容积增大，而室中的压力和温度则降低。当室的容积接近其最大值时，阀门80的打开216是工作气体进入冷闭合路径的出气阶段的开始205。阀门216的该打开开始于工作室中的压力突然但小幅度的降低，而工作室的容积则减小，导致气体被传输到冷闭合路径中。在传输时压力大致恒定。阀门80在工作室容积达到其最小值时的关闭206是该出气阶段的结束，并对应于新的进气阶段的开始。

[0083] 图2示出了热力发动机稳定运行的一个典型循环。这里未示出地，阀门可以以与所示很不相同的方式来打开或关闭，特别是在启动热力发动机的时候。

[0084] 但是，优选地，用于从热闭合路径离开的阀门的打开明显早于用于进入热闭合路径的阀门的关闭，以在阀门交迭(即阀门同时打开以优化气体动力学的短暂时期)时维持与室的联通。同样优选地，用于从冷闭合路径离开的阀门的打开明显早于用于进入冷闭合路径的阀门的关闭，以在阀门交迭时维持与室的联通。

[0085] 图5至图9示出了根据本发明的热力发动机的压力-容积图，其中所述热力发动机包括唯一一个工作室，该工作室提供压缩装置和膨胀装置。这些附图示出了热力发动机的启动，该启动伴有热闭合路径和冷闭合路径压力的上升。这里示出的启动按顺序实现，首先是在没有热传递的情况下在图5至图7中的热闭合路径的压力上升，然后是图8中的热源温度的上升，最后则是冷闭合路径压力的上升。横坐标的容积数值单位为立方厘米，纵坐标的压力数值单位为巴。

[0086] 在图5至图7的示例中示出的热闭合路径压力的上升进行时，冷闭合路径通过压缩器12与大气联通。图5示出了热力发动机的启动循环。

[0087] 等压地进行工作气体进入热力发动机的进气301，直至室达到其最大容积。然后，活塞运动的方向反转，而用于从冷闭合路径离开的阀门关闭，并进行绝热压缩302，直至用于进入热闭合路径的阀门打开303。但是，热闭合路径处于大气压力下。这就是为什么如图5所示，用于与热闭合路径联通的装置的打开造成室中压力的突然降低303。由于热闭合路径的容积比工作室的容积大得多，活塞之后的直至工作室最小容积的运动是在热闭合路径中大致等压地注入304新鲜的工作气体。

[0088] 然后，用于进入热路径的阀门关闭，而用于从热闭合路径离开的阀门打开。发生小幅度的等温膨胀305。由于用于进入和离开热闭合路径的阀门的交迭，工作气体的等温压缩304和等温膨胀305在图上看上去是重合的。用于离开热闭合路径的阀门，大致绝热地进行膨胀306。当热力发动机处于启动阶段而热闭合路径中的压力低时，膨胀结束时的压力低于大气压。

[0089] 冷闭合路径处于大气压下。用于进入冷闭合路径的阀门的打开造成室中压力的突然升高307。由于该室与冷闭合路径联通，所以大致等压地进行排气308。因此，在图中，排气308看上去与进气307重合。

[0090] 在如图5所示的启动时，发动机热动力循环以逆时针方向来描述。发动机受益于外部能量供给，以提供热闭合路径的压力上升。在该第一循环结束时，热闭合路径中的压力明显高于冷闭合路径中的压力。

[0091] 图6示出了启动后的第十循环。图6与图5的唯一不同之处在于热闭合路径中的压力增大了。图6的热动力循环的面积明显小于图5的循环的面积。在第十启动循环期间的发

动机能量供给因此比第一启动循环期间的低。

[0092] 图7示出了启动机器后的第五十循环。在关闭出气阀门时，热闭合路径中的压力达到3.5 巴。绝热压缩302和绝热膨胀306实际上是重合的。热动力循环的面积小，但总是以逆时针方向来描述。但热力发动机的能量消耗是很小的。

[0093] 在图7示出的循环之后激活热源。该传输允许热闭合路径中的压力增大。每个循环都在热闭合路径中引入被压缩的新鲜空气，促使压力上升。热闭合路径中的压力继续增大。图8示出了热力发动机在70个循环、即20个带有热传输的循环后的图。在绝热压缩302结束时，热闭合路径中的压力高于室中的压力。热闭合路径的进气阀门的打开导致室中压力突然上升309。在膨胀306结束时，室中的压力高于冷闭合路径中的压力。冷闭合路径的进气阀门的打开导致室中的压力突然减小310，热动力循环按顺时针方向进行，于是热力发动机做正功。

[0094] 在图8示出的循环之后，冷闭合路径中的压力上升，尤其是通过释放包含在罐子20中的工作气体。通过阀门90进入工作室101中的工作气体的压力增大。因此，压缩结束时的热闭合路径中的压力增大。图9示出了热力发动机在90个循环、即20个冷闭合路径压力高于大气压的循环之后的图。热闭合路径进气阀门的打开导致室中压力突然升高，直至40 巴的数值。冷闭合路径中的压力被设置为5 巴。

[0095] 在绝热压缩302结束时，热闭合路径中的压力高于室中的压力。热闭合路径的进气阀门的打开导致室中压力突然升高。在膨胀306结束时，室中的压力高于冷闭合路径中的压力。冷闭合路径进气阀门的打开导致室中压力的突然减小310。

[0096] 未示出地，根据另一方面或附加地，通过来自热源的热量传输来进行发动机的启动。

[0097] 根据本发明的机械功率产生单元可以按照以下方式来建模：

[0098] $P_D = M_{ECH} \times C_{ECH} \times (T_E - T_A)$

[0099] $P_U = P_D \times (T_E - T_S) / (T_E - T_A)$

[0100] 其中：

[0101] P_D为内燃机的排气处可用的热功率，

[0102] P_U为可以从内燃机的排气中提取的有用热功率，

[0103] M_{ECH}为排气质量流率，

[0104] E_{CH}为排气质量热容，

[0105] T_E为排气进入热交换器8时的、单位为开尔文的温度，

[0106] T_S为排气离开热交换器8时的、单位为开尔文的温度，

[0107] T_A为冷源的单位为开尔文的温度，其中所述冷源在这里为大气。

[0108] 对于900°C的排气进气口压力，可以估计以下效率：

[0109] $\eta_{REG} = P_U / P_D \approx 70\%$，

[0110] $\eta_C = P_P / P_E \approx 42\%$，

[0111] $\eta_G = P_U / P_D \times \eta_{ECH} = \eta_C \times \eta_C \times \eta_E = 42\% \times 70\% \times 94\% \approx 28\%$，

[0112] 其中：

[0113] η_{REG}为再生效率，

[0114] η_C为循环效率，

[0115] η_G为整体效率，

[0116] η_{ECH}为热交换器效率，

[0117] η_{EXT}为提取效率，

[0118] η_E为热交换器效率，

[0119] P_P为产生的功率，

[0120] P_E为可以从内燃机的排气中提取的有用的可操作功率。

[0121] 对于与排量为1.8L、以6000 rpm输出86kW并与排量为1.0L的热力发动机关联的汽油内燃机关联的热力发动机，在考虑热交换器的限制和分配装置的驱动的情况下，一般可以考虑以下数值：

[0122] 排气流率为340kg/h；

[0123] 热闭合路径中的工作气体流率为410kg/h；

[0124] 冷闭合路径中的工作气体流率为485kg/h；

[0125] 交换器进气口处的排气温度为900°C；

[0126] 交换器出气口处的排气温度为310°C；

[0127] 排气在恒定压力下的热容C_p = 1.25；

[0128] 工作气体在恒定压力下的热容为C_p = 1.12；

[0129] 热闭合路径压力为40 巴；

[0130] 冷闭合路径压力为5 巴；

[0131] 热闭合路径的进气口温度为280°C；

[0132] 热闭合路径的出气口温度为810°C；

[0133] 冷闭合路径的进气口温度为220°C；

[0134] 冷闭合路径的出气口温度为50°C；

[0135] 排气热功率为103kW；

[0136] 在热闭合路径的热交换器中排气向工作气体传递的热量为67kW；

[0137] 在冷闭合路径的热交换器中工作气体向大气传递的热量为24kW；

[0138] 通过冷却压缩装置而传递的热量为15kW；

[0139] 输出的机械功率为6000 rmp下的28kW；

[0140] 比扭矩为53 Nm/l；

[0141] 比功率灵敏度为6000 rpm下的30 kW/l；

[0142] 整体效率为28%。

[0143] 在该示例中，工作室经历非零的最小容积，该非零的最小容积防止该室中所有的工作气体内容物都通过热闭合路径和冷闭合路径。在室与热闭合路径联通时的室中压力高于与冷闭合路径联通时的室中压力。当工作室处于其最小值的时候留在工作室中的气体质量不等于压缩结束时和排气结束时的气体质量。这就是为什么在该示例中，热闭合路径中的流率往往明显地低于冷闭合路径中的流率。

[0144] 当然，本发明不限于上述示例，可以对这些示例进行各种改变而不超出本发明的范围。

[0145] 在一个未示出的变型中，热力发动机的动力轴5和机器的动力轴6通过机械连接件或齿轮来连接。

[0146] 在另一个未示出的变型中，热力发动机的动力轴5和机器的动力轴6之间的连接包括带有至少两个变速比的变速箱。

[0147] 当压缩装置和膨胀装置分立的时候，这些装置可以替代地或附加地由莫伊诺(Moineau)类型的线性发动机或其他或甚至涡轮发动机来实现，这些发动机特别地与热力发动机的动力轴机械地连接。

[0148] 在一个未示出的实施例中，冷闭合路径设有联通装置，该联通装置有选择性地允许冷闭合路径与大气联通。

[0149] 可以同时进行热力发动机的启动，即可以同时实现热源的温度上升和冷闭合路径与热闭合路径中的压力上升，特别是在启动热力发动机的时候。

[0150] 还可以考虑在启动热力发动机之前开始冷路径和热路径的压力上升，尤其是在罐子20的联通和压缩器12的作用下。该解决方案的优点在于允许更快地启动热力发动机，并更好地回收热源能量，从而允许实现等同于顺序启动的整体效率。

[0151] 在根据本发明的产生单元应用于机动车的情况下，可以一旦车门打开或一旦车辆开启就开始进行热力发动机的压力上升，或者按照用户预先确定的方式来进行热力发动机的压力上升。

[0152] 进气装置的控制和驱动可以使用内燃机领域的技术人员已知的系统。进气装置的驱动尤其可以通过所谓的“连控轨道”(“Desmodromique”)控制装置或所谓“无凸轮”电磁控制装置来实现。

[0153] 可以考虑罐子20中的工作气体储存物的其他管理模式。在本发明提供的一个替代的管理模式中，储存物首先与热闭合路径联通，趋向于增大热闭合路径中的压力。当达到平衡时，罐子与热闭合路径隔离，然后与冷闭合路径联通。

[0154] 在罐子20中的工作气体储存物的另一个管理模式中，储存物同时与热闭合路径和冷闭合路径联通，优选地与压缩器12的动作一起进行。该管理模式允许热力发动机以高于热闭合路径和冷闭合路径中的大气压的初始压力来启动。

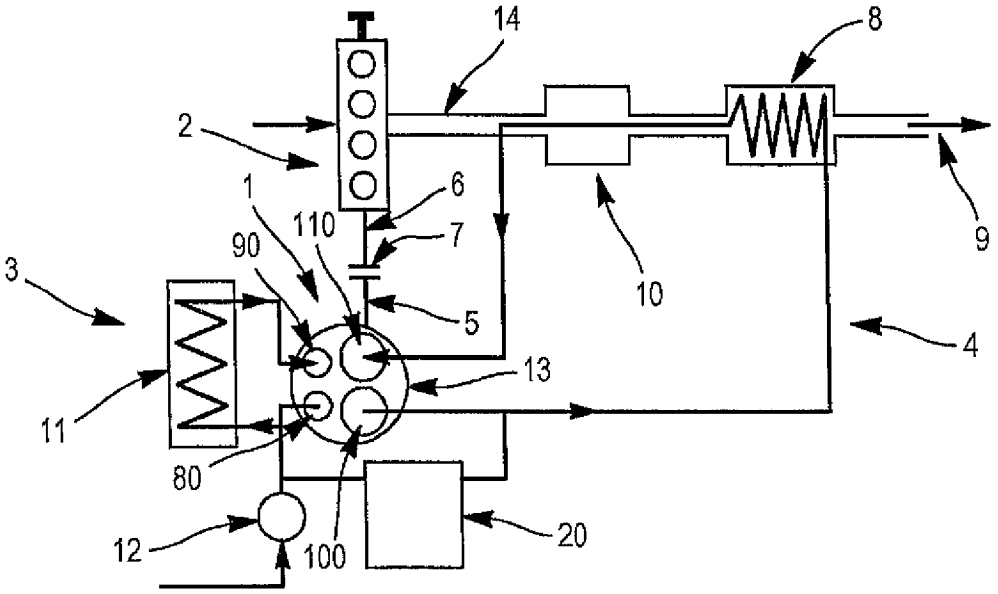

14
8
2
6
1
110
7
90
9
10
3
5
4
13
11
80
12
100
20

图 1

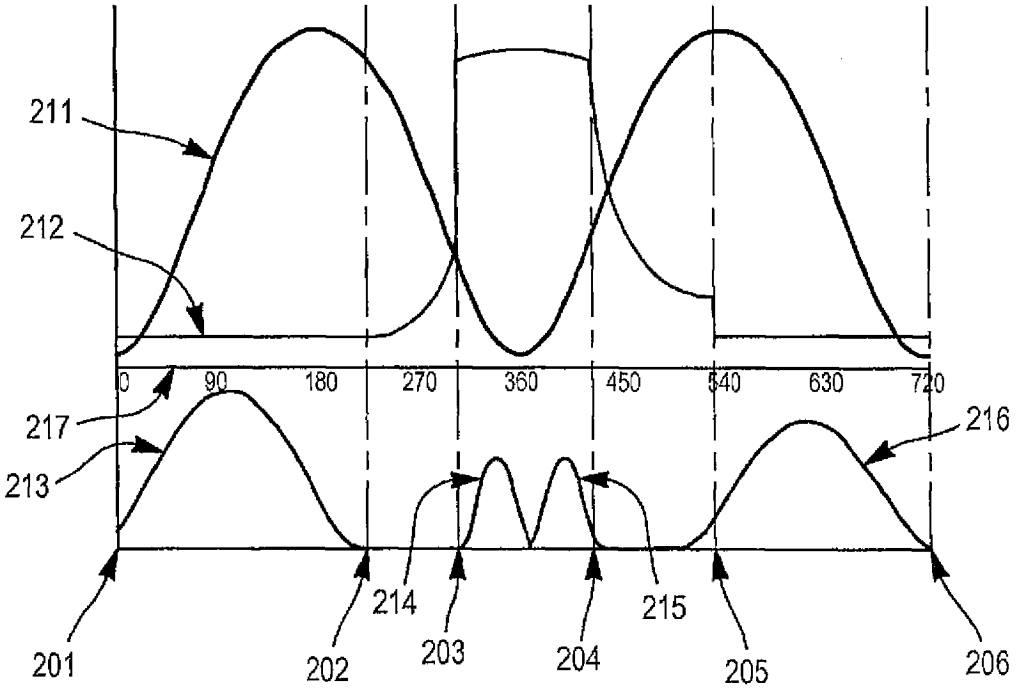

211
212
0
90
180
270
360
450
540
630
720
217
216
213
201
202
214
203
204
215
205
206

图 2

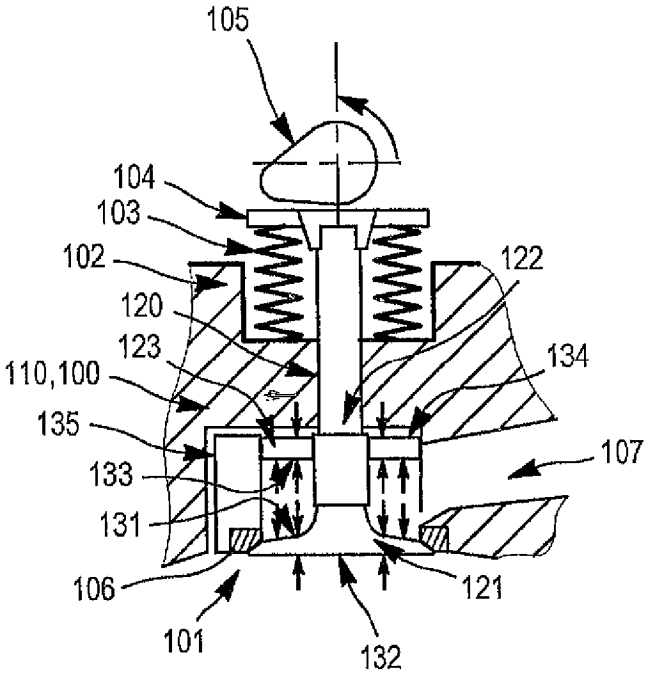

105
104
103
102
120
123
110,100
135
133
131
106
101
132
121
107
134
122

图 3

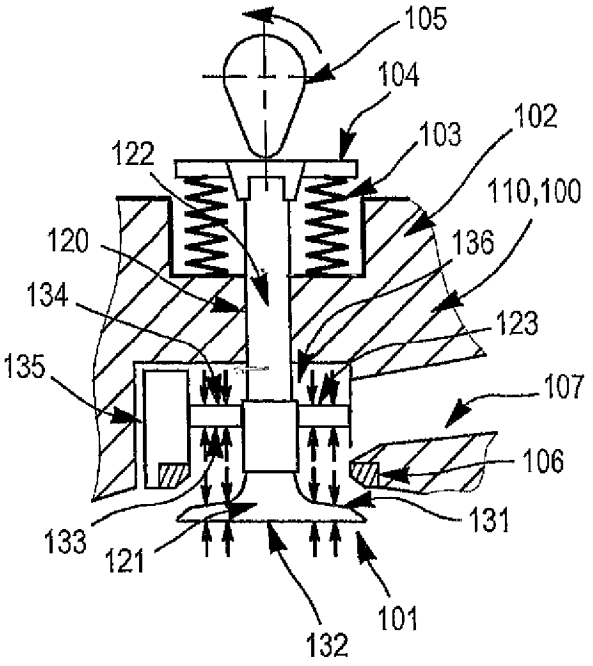

105
104
103
102
122
120
134
110,100
136
123
135
107
106
131
133
121
132
101

图 4

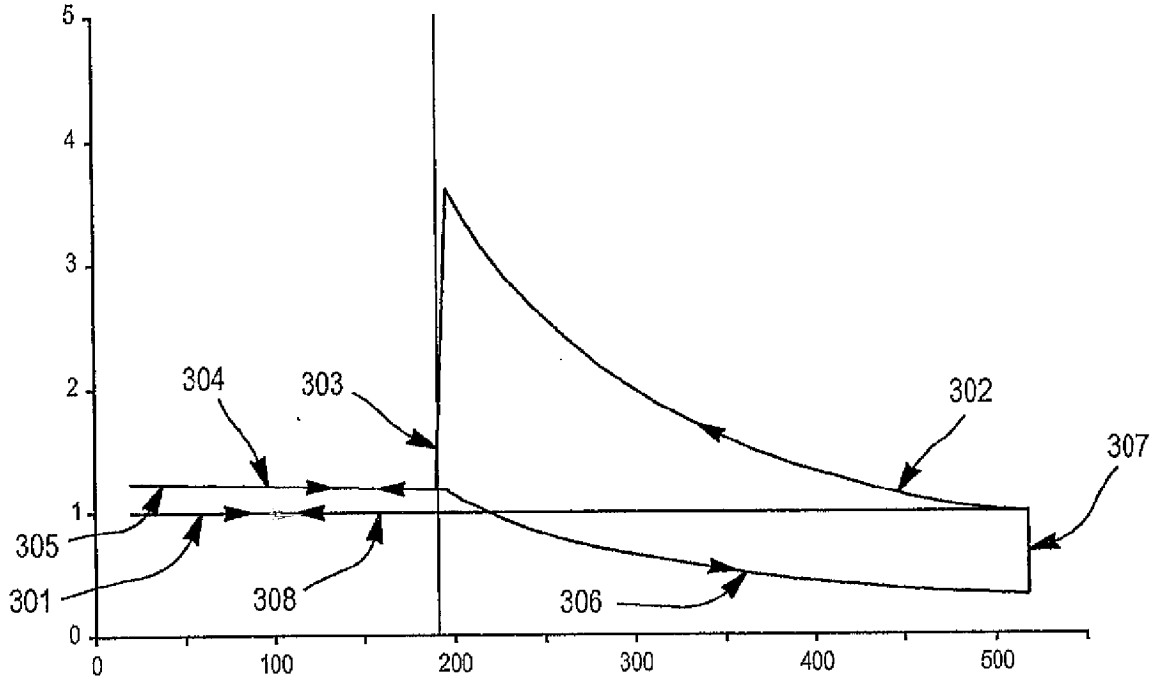

5
4
3
2
1
0
0
100
200
300
400
500
304
303
302
307
305
301
308
306

图 5

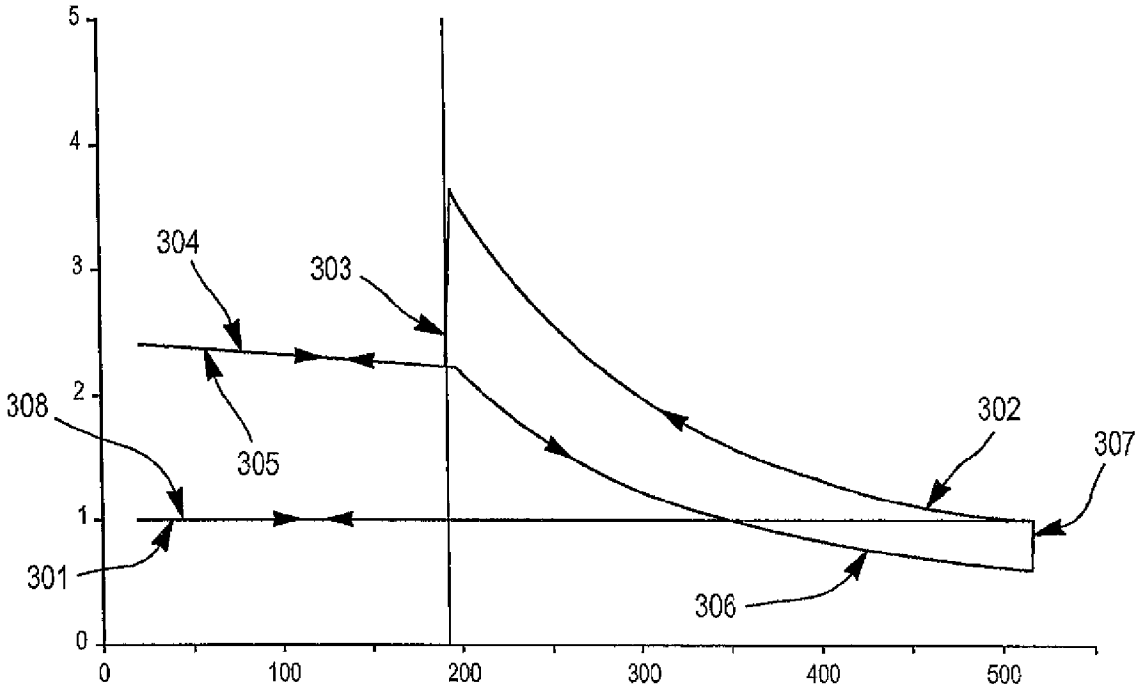

5
4
3
2
1
0
0
100
200
300
400
500
304
303
305
308
301
302
307
306

图 6

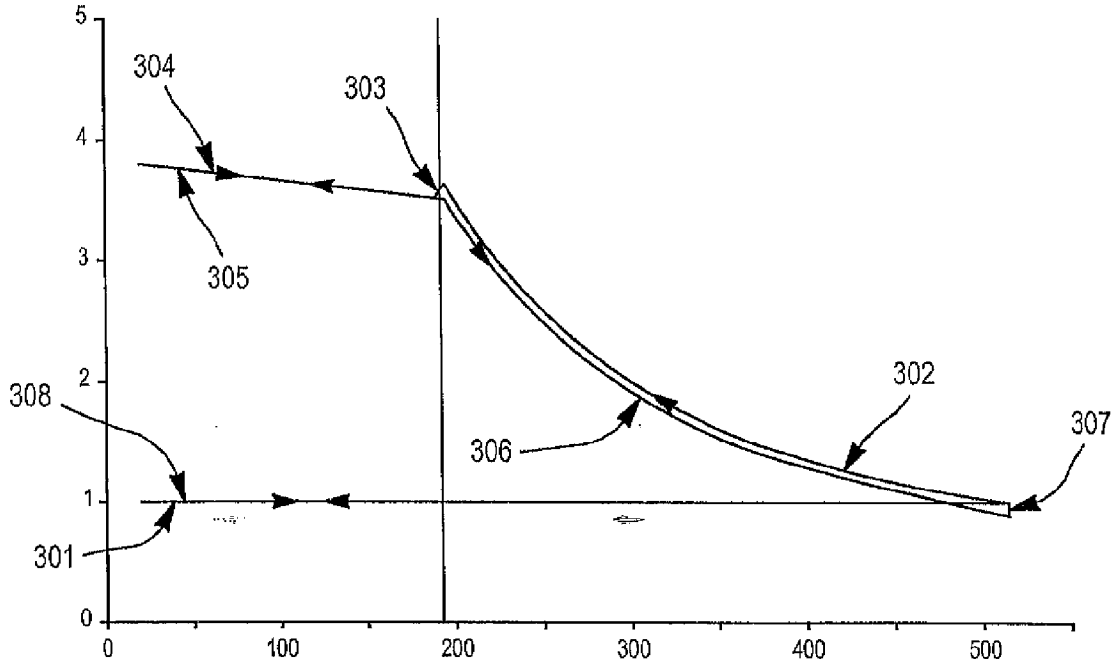

5
4
3
2
1
0
0
100
200
300
400
500
304
303
305
308
301
306
302
307

图 7

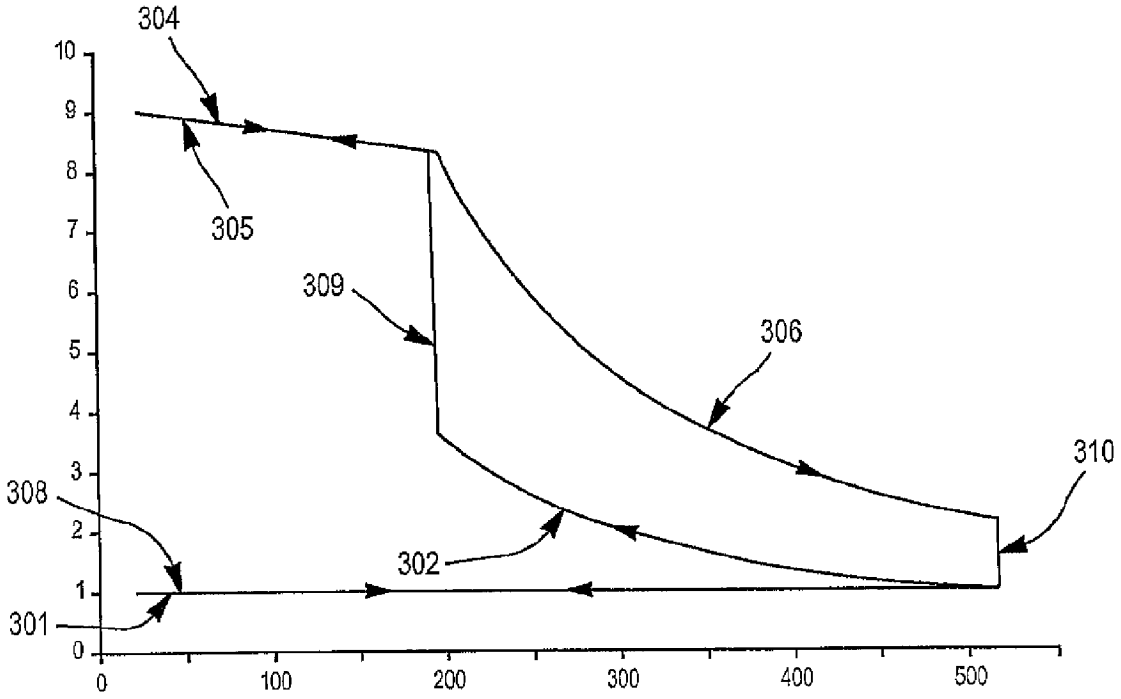

304
305
309
306
310
308
302
301
0
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
0
100
200
300
400
500

图 8

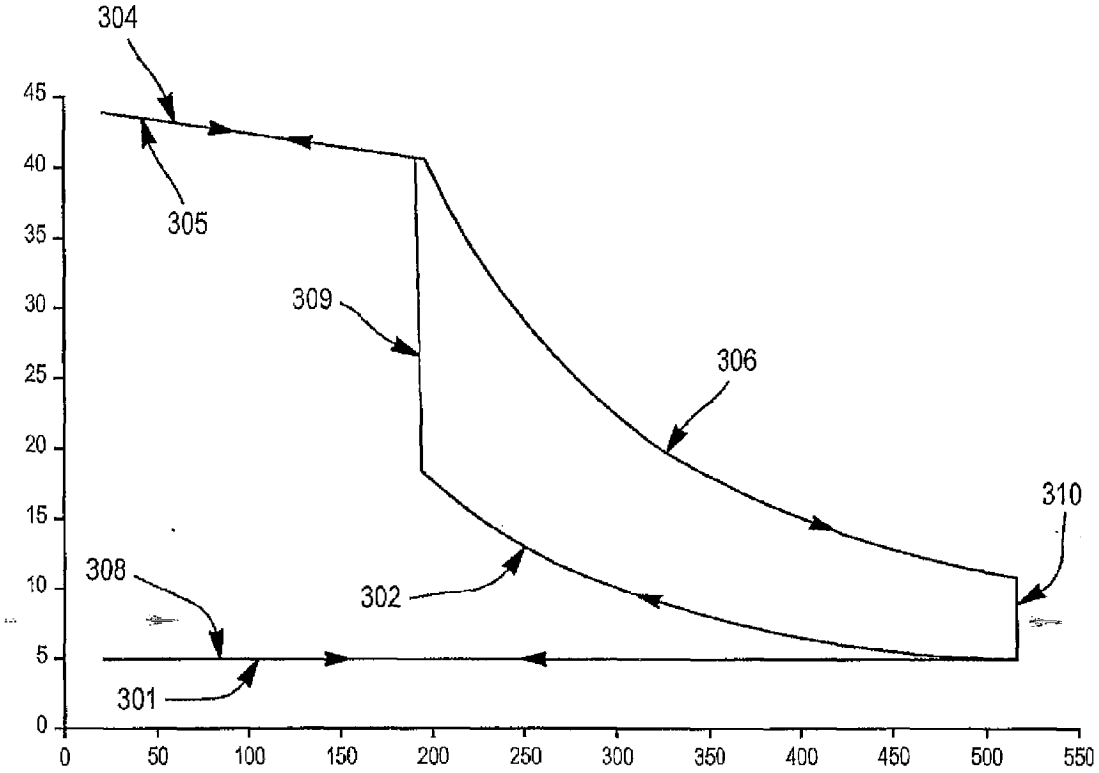

304
305
309
306
310
308
302
301
0
5
10
15
20
25
30
35
40
45
0
50
100
150
200
250
300
350
400
450
500
550

图 9

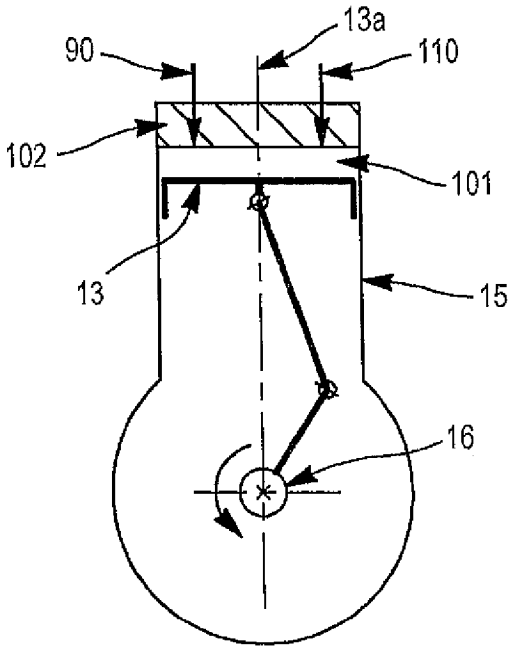


图 10