



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 104797816 B

(45)授权公告日 2017. 11. 21

(21)申请号 201380060258.4

(22)申请日 2013.09.17

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 104797816 A

(43)申请公布日 2015.07.22

(30)优先权数据
61/702,918 2012.09.19 US

(85)PCT国际申请进入国家阶段日
2015.05.19

(86)PCT国际申请的申请数据
PCT/CA2013/000794 2013.09.17

(87)PCT国际申请的公布数据
W02014/043790 EN 2014.03.27

(73)专利权人 埃塔里姆有限公司
地址 加拿大英属哥伦比亚省

(72)发明人 托马斯·沃尔特·斯坦纳
布里亚克·梅达尔·德沙尔东
克斯真·托德·崞特瑞
罗纳德·格雷戈里·克洛普弗

(74)专利代理机构 北京同立钧成知识产权代理有限公司 11205
代理人 马爽 臧建明

(51)Int.Cl.
F03G 7/06(2006.01)

(56)对比文件
US 5901556 A, 1999.05.11, 全文.
US 6032464 A, 2000.03.07, 全文.
CN 103562535 A, 2014.02.05, 全文.
CN 102483010 A, 2012.05.30, 全文.
US 4114380 A, 1978.09.19, 全文.

审查员 张人天

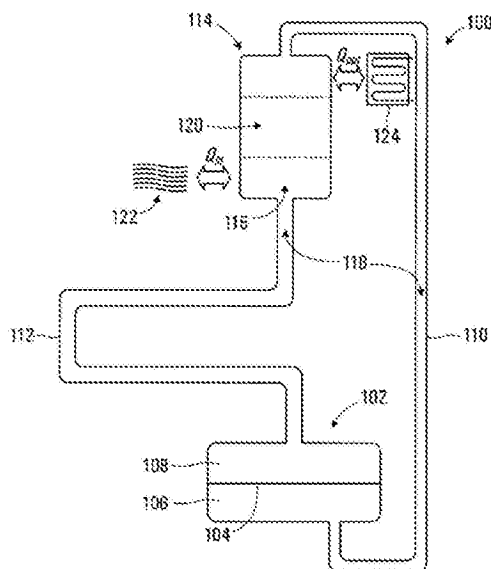
权利要求书4页 说明书21页 附图9页

(54)发明名称

具有传输管道的热声换能器装置

(57)摘要

热声换能器包括用于在声能和机械能之间提供能量转换的机械转换器,还包括用于限定压缩室和膨胀室的隔板。热转换器包括流路,所述流路包括经热耦合至其上用于转换声能和热能的回热器部。所述机械转换器与所述流路通过传输管道流体连通以完成包含工作气体的体积的声能循环。传输管道的截面面积小于回热器的流动面积,且所述回热器的流动面积小于隔板表面积。所述隔板经受弹性位移,引起该体积内的压力振荡。所述能量循环配置为使沿该循环的一个位置上的压力振荡与机械转换器中的压力振荡具有反相位关系。



1. 一种热声转换器装置,包括:

机械转换器,可操作的在声能和机械能之间提供能量转换,所述机械转换器包括至少一个用于在所述机械转换器中确定压缩室和膨胀室的隔板,所述至少一个隔板具有隔板表面积;

热转换器,包括流路,所述流路包括经热耦合的在声能和热能之间进行能量转换的回热器部,所述回热器部具有回热器流动面积;

所述机械转换器,通过传输管道分别在所述压缩室和所述流路之间,以及在所述膨胀室和所述流路之间延伸,与所述热转换器中的所述流路进行流体连通,所述传输管道通过所述压缩室和所述膨胀室之间的所述流路完成声能循环,所述声能循环具有包含工作气体的工作体积且可操作的用于辅助在所述压缩室和所述膨胀室之间的声能流动;

其中所述传输管道的截面面积小于所述回热器的流动面积,并且所述回热器的流动面积小于所述隔板的表面积;以及

其中所述至少一个隔板可操作的承受弹性位移而引起所述工作体积中的压力振荡,并且其中所述声能循环用于使沿着所述声能循环的至少一个位置上的压力振荡与所述机械转换器中的压力振荡具有反相位关系。

2. 根据权利要求1所述的装置,其中所述热转换器的所述流路包括多个用于平行流动的所述回热器部,并且其中所述回热器流动面积包括与所述多个回热器部相关的总面积。

3. 根据权利要求1所述的装置,其中所述机械转换器包括多个平行配置的机械转换器,并且其中所述隔板表面积包括与所述多个机械转换器相关的总的隔板表面积。

4. 根据权利要求1所述的装置,其中所述传输管道的所述截面面积小于所述隔板表面积至少10倍。

5. 根据权利要求4所述的装置,其中在所述压缩室和所述流路间的所述传输管道包括第一截面面积,并且其中在所述膨胀室和所述流路之间的所述传输管道包括第二截面面积,并且所述第一截面面积小于所述第二截面面积。

6. 根据权利要求1所述的装置,其中选择所述各传输管道的长度以引起在所述压缩室中的压力振荡和所述膨胀室中的压力振荡之间约360度的相变。

7. 根据权利要求1所述的装置,其中选择所述各传输管道的长度从而引起:

在所述压缩室中的压力振荡和所述膨胀室中的压力振荡之间约360度的初始相变;以及

在所述压缩室中的压力振荡和所述膨胀室中的压力振荡之间至少一个额外的360度的相变,以至于通过所述声能循环的总体相变与所述初始相变具有相同的效果。

8. 根据权利要求1所述的装置,其中所述装置还包括连接至所述至少一个隔板的机械弹簧,并且其中在共振频率上发生所述弹性位移,所述共振频率部分取决于作用在所述至少一个隔板上的总刚度,所述总刚度包括至少一个隔板刚度、一个由于工作气体作用于所述至少一个隔板上的气体刚度、以及与所述机械弹簧相关的机械弹簧刚度,并且其中对与所述机械弹簧刚度相关的所述总刚度的贡献包括所述总刚度的至少一半。

9. 根据权利要求8所述的装置,其中所述传输管道中的温度变化导致在所述声能循环中与声能流动相关的声速的改变,并且其中所述传输管道各自的长度被配置为以使所述气体刚度和所述机械弹簧刚度各自在所述总刚度中的比例使得声速的改变至少部分地被相

应的共振频率的改变所抵消,以至于使由声速改变而引起的在所述压缩室中的压力振荡和所述膨胀室中的压力振荡之间的相变至少部分地被补偿。

10. 根据权利要求8所述的装置,其中所述机械转换器封装在压力容器中,并且其中所述至少一个隔板连接至外部能源系统用于在所述外部能源系统和所述至少一个隔板之间传递机械能,所述外部能源系统置于所述压力容器的外部,并且其中所述共振频率还取决于包括至少一个隔板质量以及与所述外部能源系统的连接相关的外部质量的总质量,并且其中所述外部质量大于所述隔板质量。

11. 根据权利要求10所述的装置,其中所述外部能源系统包括以下其中之一:
发电机;以及
原动机。

12. 根据权利要求8所述的装置,其中所述机械弹簧包括连接在所述至少一个隔板和所述压缩室以及所述膨胀室之一的腔室壁之间的弹性壁部,所述弹性壁部可操作的密封所述腔室中的所述工作气体,同时辅助所述至少一个隔板的弹性位移。

13. 根据权利要求12所述的装置,其中所述弹性壁部包括在所述至少一个隔片和所述腔室壁之间延伸的圆柱形管,所述管用于大致沿所述管的圆柱轴的方向弹性变形。

14. 根据权利要求13所述的装置,其中所述圆柱形管包括连接至所述至少一个隔板的第一圆柱形管部,以及连接至所述腔室壁的第二圆柱形管部,所述第一和第二圆柱形管部同轴设置并连接在一起,以形成折叠的圆柱形管。

15. 根据权利要求1所述的装置,其中选择所述压缩室和所述膨胀室中的至少一个以提供所需的声阻抗以辅助介于所述腔室和所述各传输管道之间的声学耦合。

16. 根据权利要求1所述的装置,其中所述机械转换器用于使在所述压缩室和在所述压缩室和所述流道之间延伸的所述传输管道之间的体积流动不同于在所述膨胀室和在所述膨胀室和所述流道之间延伸的所述传输管道之间的体积流动。

17. 根据权利要求1所述的装置,其中所述压缩室和所述膨胀室用于引导各自腔室内的气体流动以大致平行于所述至少一个隔板的表面的方向。

18. 根据权利要求1所述的装置,其中所述至少一个隔板具有选定的跨隔板的厚度轮廓,使集中在所述隔板上的应力减小。

19. 根据权利要求1所述的装置,其中与所述工作气体相关的静压力为至少80Bar。

20. 根据权利要求1所述的装置,其中与在所述工作气体中的所述工作体积中的所述压力振荡相关的运行频率为至少300赫兹。

21. 根据权利要求1所述的装置,其中至少一个所述传输管道中的至少一部分包括多个设置的管道,为在所述各腔室和所述热转换器的所述流路之间提供平行的流体连通。

22. 根据权利要求1所述的装置,其中所述热转换器的所述流路还包括第一热交换器部用以与以下之一热连通:

外部热能源,用于接收热能并将所述热能传递到流经于所述流路中的工作气体的部分;以及

外部热能池,用于将热能从流经所述流路的所述工作气体向所述外部热能池传递。

23. 根据权利要求1所述的装置,其中所述热转换器包括热缓冲器,用于减少在所述热转换器和所述机械转换器之间的热传递,所述热缓冲器在所述流路和在所述膨胀室和所述

流路之间延伸的所述传输管道之间进行流体连通。

24. 根据权利要求1所述的装置,其中在所述压缩室和所述膨胀室之间的声能流动过程中,所述声能循环内建立驻波分量和行波分量,并且其中选择所述传输管道的截面面积以使所述驻波分量和所述行波分量的相对幅值被分配,以减少所述装置中的总损失。

25. 根据权利要求1所述的装置,其中所述热转换器置于壳体内,所述壳体被充至约等于所述工作气体的平均工作压力的气压。

26. 根据权利要求1所述的装置,其中所述机械转换器包括第一机械转换器,并且还包

括:
第二机械转换器,具有至少一个隔膜,用于确定所述第二机械转换器内的压缩室和膨胀室,所述第二机械转换器通过分别在所述第二机械转换器的所述压缩室和所述流路之间延伸的传输管道,以及在所述第二机械转换器的所述膨胀室和所述流路之间延伸的传输管道与所述热转换器的所述流路进行流体连通,所述传输管道通过所述第二机械转换器中的所述压缩室和所述膨胀室之间的所述流路完成第二声能循环。

27. 根据权利要求26所述的装置,其中所述第一和第二机械转换器配置为以至于以下之一:

a) 所述第一机械转换器的所述膨胀室和所述第二机械转换器的所述膨胀室包括在所述第一机械转换器的所述至少一个隔板和所述第二机械转换器的所述至少一个隔板之间延伸的公共膨胀室;以及

b) 所述第一机械转换器的所述压缩室和所述第二机械转换器的所述压缩室包括在所述第一机械转换器的所述至少一个隔板和所述第二机械转换器的所述至少一个隔板之间延伸的公共压缩室。

28. 根据权利要求26所述的装置,其中至少一个所述传输管道的至少一部分包括多个配置的管道,以在所述热转换器的所述流路和各腔室之间提供平行的流体连通。

29. 根据权利要求26所述的装置,其中至少一个所述传输管道包括在各腔室和所述热转换器的所述流路之间提供流体连通的公共部。

30. 根据权利要求26所述的装置,其中与所述第一机械转换器相关的所述至少一个隔板的弹性位移沿第一轴产生周期的力,且与所述第二机械转换器相关的所述至少一个隔板的弹性位移沿第二轴产生周期的力,并且其中所述第一和第二机械转换器被设置为以使所述第一轴和第二轴大致定向为使得各自的所述周期的力基本上彼此抵消。

31. 根据权利要求30所述的装置,其中所述第一轴和第二轴大致设置为同轴。

32. 根据权利要求1所述的装置,其中所述至少一个隔板包括压缩室隔板和膨胀室隔板,所述各压缩室和膨胀室的隔板被机械地连接,以使它们基本上可以一致地移动作为所述机械转换器的隔板。

33. 根据权利要求1所述的装置,其中至少一个所述传输管道包括响应于所述声能循环中的所述压力振荡而弯曲的内壁,并且还包括一个大致设置在所述内壁附近的外壁,并且在所述内壁和外壁之间确定一个隔离体积,所述隔离体积被充至相比于工作气体压力较低的静压力,所述隔离体积可操作的弱化弯曲所述内壁时产生的声音或振动。

34. 根据权利要求1所述的装置,其中所述热转换器包括至少一个第一热转换器和一个第二热转换器,每个均具有其相关的流路,并且还包括在所述第一和第二热转换器的各自

流路之间延伸的传输管道,所述热转换器组成所述声能循环的一部分。

具有传输管道的热声换能器装置

技术领域

[0001] 本发明涉及一种热声换能器,更具体地,涉及一种用于在热能和机械能之间进行转换的热声换能器。

背景技术

[0002] 热声换能器(transducer)可以配置为作为接收热能的热机而运行,并且换能器将热能转化为机械能,例如用以驱动发电机。此外,热声换能器配置为作为接收机械能的热泵而运行,并且换能器将机械能转化为热能,从较低温度至较高温度转变。

[0003] 热声换能器可以使用可移位的隔板以产生可用的能量密度和运行效率以实现斯特林循环(Stirling cycle)。当其配置为热机时,可通过增加换能器的热侧和冷侧之间的温差以实现效率的增加。但是,这样的温度升高可能需要构建更复杂的结构体系和/或使用特殊的高温材料。

发明内容

[0004] 根据本发明的一个方面,提供了一种热声换能器装置。所述装置包括含机械转换器,用于在声能和机械能之间进行可操作的能量转换。所述机械转换器包括至少一个用于在机械转换器中内确定压缩室和膨胀室的隔板,所述至少一个隔板具有隔板表面积。所述装置还包括具有流路的热转换器,该流路包括经热耦合的回热器部,用以在声能和热能之间进行能量转换,所述回热器部具有回热器流动面积。所述机械转换器,通过传输管道分别在压缩室和流路之间延伸,以及在膨胀室和流路之间延伸,与热转换器中的流路进行流体连通。所述传输管道分别在压缩室和流路间以及在膨胀室和流路间延伸,所述传输管道通过在压缩室和膨胀室之间的流路完成声能循环。所述声能循环具有包含工作气体的工作提及,并且可操作的用于辅助在该压缩室和该膨胀室之间的声能流动的工作。所述传输管道的截面面积小于所述回热器流动面积。所述回热器流动面积小于所述隔板表面积。所述至少一个隔板可操作地承受弹性位移而引起工作体积内的压力振荡,并且其中所述声能循环用于使沿着该声能循环的至少一个位置上的压力振荡与机械转换器中的压力振荡具有反相位关系。

[0005] 所述的热转换器的流路包括多个用于平行流动的回热器部,并且所述回热器流动面积包括与多个回热器部相关的总面积。

[0006] 所述机械转换器包括多个平行配置的机械转换器,并且所述隔板表面积包括与多个所述机械转换器相关的隔板的总的隔板表面积。

[0007] 所述传输管道的第一截面面积小于隔板表面积至少约10倍。

[0008] 在所述压缩室和所述流路之间的传输管道包括第一截面面积,并且在所述膨胀室和所述流路之间的传输管道包括第二截面面积,且所述第一截面面积小于所述第二截面面积。

[0009] 选择所述各传输管道的长度而引起在压缩室中的压力振荡和膨胀室中的压力

振荡之间的约360度的相变。

[0010] 选择所述各传输管道的长度从而引起在压缩室中的压力振荡和膨胀室中的压力振荡之间约360度的初始相变;以及在压缩室中的压力振荡和膨胀室中的压力振荡之间有至少一个额外的约360度的相变,以至于通过声能循环的总体相变与初始相变具有相同的效果。

[0011] 所述装置还包括连接至所述至少一个隔板的机械弹簧,并且在共振频率上发生所述弹性位移,所述共振频率部分取决于作用在所述至少一个隔板上的总刚度,该总刚度包括至少一个隔板刚度、一个由于工作气体作用于所述至少一个隔板上的气体刚度、以及与所述机械弹簧相关的机械弹簧刚度,并且对与机械弹簧刚度相关的所述总刚度的贡献包括总刚度的至少一半。

[0012] 所述传输管道中的温度变化会导致声能循环中与声能流动相关联的声速的改变,并且传输管道各自的长度被配置为以使气体刚度和机械弹簧刚度各自在总刚度中的比例使得由声速的改变至少部分地被相应的共振频率的改变所抵消,以至于由声速改变而引起的在压缩室中的压力振荡和膨胀室中的压力振荡之间的相变至少部分地被补偿。

[0013] 所述机械转换器封装在压力容器中,并且所述至少一个隔板连接至外部能源系统用于在外部能源系统和所述至少一个隔板之间传递机械能,所述外部能源系统置于压力容器的外部,并且所述共振频率还取决于至少包括至少一个隔板的质量以及与外部能源系统的连接相关的外部质量的总质量,并且所述外部质量大于所述隔板质量。

[0014] 所述外部能源系统包括以下其中之一,发电机和原动机。

[0015] 所述机械弹簧包括连接在所述至少一个隔板和所述压缩室,以及所述膨胀室之一的腔室壁之间的弹性壁部,所述弹性壁部是可操作的密封所述腔室中的工作气体,同时辅助所述至少一个隔板的弹性位移。

[0016] 所述弹性壁部包括在所述至少一个隔片和腔室壁之间延伸的圆柱形管,所述管用于大致沿所述管的圆柱轴的方向发生弹性变形。

[0017] 所述圆柱形管包括连接至所述至少一个隔板的第一圆柱形管部,以及连接至所述腔室壁的第二圆柱形管部,所述第一和第二圆柱形管部同轴设置并连接在一起,以形成折叠的圆柱形管。

[0018] 选择所述压缩室和膨胀室中的至少一个以提供所需的声阻抗以辅助介于所述腔室和所述各传输管道之间的声学耦合。

[0019] 所述机械转换器被用于使在所述压缩室和在所述压缩室和所述流道之间延伸的所述传输管道之间的体积流动不同于在所述膨胀室和在所述膨胀室和所述流道之间延伸的所述传输管道之间的体积流动。

[0020] 所述压缩室和膨胀室用于引导各自腔室内的气体流动以大致平行于所述至少一个隔板的表面的方向。

[0021] 所述至少一个隔板具有选定的跨隔板的厚度轮廓,使集中在所述隔板上的应力减小。

[0022] 与工作气体相关的静压力为至少约80Bar。

[0023] 与在工作气体中工作体积中的压力振荡相关的运行频率为至少约300赫兹。

[0024] 至少一个所述传输管道中的至少一部分包括多个设置的管道,为在所述各腔室和

热转换器的流路之间提供平行流体连通。

[0025] 所述热转换器的所述流路可进一步包含第一热交换器部用以与以下之一热连通：外部热能源，用于接收热能并将所述热能传递到流经于流路中工作气体的各部分；以及外部热能池，用于将热能从流经所述流路的所述工作气体向外部热能池传递。

[0026] 所述热转换器包括热缓冲器，用于减少在热转换器和机械转换器之间的热传递，所述热缓冲器在流路和在所述膨胀室和所述流路之间延伸的所述传输管道之间进行流体连通。

[0027] 在所述压缩室和膨胀室的声能流动中，声能循环内建立驻波分量和行波分量，并且其中选择传输管道的截面面积以使驻波分量和行波分量的相对幅值被分配，以减少在所述装置中的总损失。

[0028] 所述热转换器置于壳体内，所述壳体被充至约等于所述工作气体的平均工作压力的气压。

[0029] 所述机械转换器包括第一机械转换器，还包括第二机械转换器，其具有至少一个隔膜，用于限定机械转换器内的压缩室和膨胀室，所述第二机械转换器通过分别在所述第二机械转换器的所述压缩室和所述流路之间延伸的传输管道，以及在所述第二机械转换器的所述膨胀室和所述流路之间延伸的传输管道与所述热转换器的所述流路进行流体连通，所述传输管道通过所述第二机械转换器中的压缩室和膨胀室之间的流路完成第二声能循环。

[0030] 所述第一和第二机械转换器配置为以置于如下之一：a) 所述第一机械转换器的所述膨胀室和所述第二机械转换器的所述膨胀室包括在所述第一机械转换器的所述至少一个隔板和所述第二机械转换器的所述至少一个隔板之间延伸的公共膨胀室；以及b) 所述第一机械转换器的所述压缩室和所述第二机械转换器的所述压缩室包括在所述第一机械转换器的所述至少一个隔板和所述第二机械转换器的所述至少一个隔板之间延伸的公共压缩室。

[0031] 至少一个所述传输管道的至少一部分包括多个配置的管道，以在所述热转换器的流路和各自腔室之间提供平行的流体连通。

[0032] 至少一个所述传输管道包括在各腔室和所述热转换器的流路之间提供流体连通的公共部。

[0033] 与所述第一机械转换器相关的所述至少一个隔板的弹性位移沿第一轴产生周期的力，并且与所述第二机械转换器相关的所述至少一个隔板的弹性位移沿第二轴产生周期的力，并且所述第一和第二机械转换器被设置为以使所述第一轴和第二轴大致定向为使得各自的周期的力基本上彼此抵消。

[0034] 所述第一轴和第二轴大致设置为同轴。

[0035] 所述至少一个隔板包括压缩室的隔板和膨胀室的隔板，各压缩室和膨胀室被机械地连接，以使它们基本上可以一致地移动而作为所述机械转换器的隔板。

[0036] 至少一个所述传输管道包括响应于声能循环内的压力振荡而弯曲的内壁，并且还包括大致设置在所述内壁附近的外壁，并且在所述内壁和外壁之间确定一个隔离体积，所述隔离体积被充至相比于工作气体的压力较低的静压力，所述隔离体积可操作的弱化弯曲所述内壁时产生的声音或振动。

[0037] 所述热转换器包括至少一个第一热转换器和一个第二热转换器,每个都具有其相关的流路,并且还包括在所述第一和第二热转换器的各自的流路之间延伸的传输管道,所述热转换器组成声能循环的一部分。

[0038] 本领域的技术人员通过阅读如下本发明的具体实施例并结合附图,本发明的其他方面和特征会变得明显。

附图说明

[0039] 附图中说明了本发明的实施例,

[0040] 图1为根据本发明一实施例的热声换能器装置的示意图;

[0041] 图2为用于实现如图1中所示的装置的机械转换器的一实施例的截面示意图;

[0042] 图3为用于实现如图1中所示的装置的热转换器的一实施例的截面示意图;

[0043] 图4为如图1-3中所示的装置的模拟运行结果的系列图;

[0044] 图5为复平面相量图,代表了如图2中所示的作用于机械转换器的隔板上的压力;

[0045] 图6为如图1-3所示的装置的计算出的输出功率和计算出的工作效率的工作气体温度的图表;

[0046] 图7为用于实现如图1中所示的装置的机械转换器的另一实施例的示意图;

[0047] 图8为根据本发明另一实施例的热声装置的示意图;

[0048] 图9为根据本发明另一实施例的热声装置的示意图;

[0049] 图10为根据本发明另一实施例的热声装置的示意图;

[0050] 图11为根据本发明的另一实施例的用于上述任一实施例的包括传输管道的热声装置的示意图;

[0051] 图12为根据本发明另一实施例的热声装置的示意图;以及

[0052] 图13为包括本发明另一实施例的热转换器的热声装置的示意图。

具体实施方式

[0053] 参照图1,根据本发明第一实施例的热声换能器装置由100表示。所述装置100包括机械转换器102,可操作的用于在声能和机械能之间进行能量转换。所述机械转换器102包括在机械转换器中定义压缩室106和膨胀室108的隔板104,所述隔板含有相关隔板表面积 A_s 。

[0054] 所述装置100还包括具有流路116的热转换器114。所述流路116包括经热耦合的、在声能和热能之间进行能量转换的回热器部120。所述回热器部120含有回热器流动面积 A_R 。

[0055] 所述机械转换器102通过传输管道110、112与热转换器114中的流路116进行流体连通。所述传输管道110在压缩室106和流路116间延伸,以及传输管道112在膨胀室108和流路之间延伸。所述传输管道110、112通过压缩室106和膨胀室108间的流路完成声能循环118。所述声能循环118具有用于容纳工作气体的工作体积,并且是可操作的,用于促进压缩室和膨胀室之间的声能流动。该声能循环118中的所述工作体积因此由压缩室106和膨胀室108里的体积、传输管道110、112的体积、以及热转换器114中的流路116的体积所构成。在一实施例中,所述工作体积中的所述工作气体包含在约80bar的静压力 p_m 条件下的氦气。

[0056] 在一个实施例中,传输管道110和/或传输管道112可具有圆柱形壁,但在其他实施例中,所述管道可具有非圆柱形壁。传输管道110具有第一截面面积 A_1 ,并且传输管道112具有第二截面面积 A_2 。如实施例所示,传输管道110、112沿着相应管道的长度方向上具有均匀的截面,但在其他实施例中的管道的截面可以沿着它们各自的长度而变化。

[0057] 在操作装置100时,隔板104可操作的承受弹性位移而引起声能循环118内的压力振荡,并且因此工作体积内的工作气体压力将在 $p_m \pm |p|$ 之间波动,其中 $|p|$ 为压力差波动幅度。当隔板104发生位移,以便循环地缩减和扩展压缩室106的体积,所得到的压缩和稀薄的工作气体中产生声能通过传输管道110向热转换器114传递。

[0058] 在一个实施例中,热转换器114的回热器部120用于从外部能源122处接收热能并将热能传递到外部池124,并将部分热能转化为声能以使所述装置作为热机来运行。然后,热转换器114中的回热器部120运行,以将由外部能源112提供的热能 Q_{in} 转化为声能,因此声能在经过热转换器114的回热器部120时被放大。经放大的、离开热转换器114的声能沿着传输管道112返回到机械转换器102中,并在膨胀室108中被接收。由膨胀室108中放大的声能所引起的压力振荡,可操作的周期性地使隔板104移位,由此将声能传送回压缩室106。隔板104可以耦合至外部系统(图1未示出),用于传递机械能。在热转换器114中的放大的声能为维持隔板104的周期性运动提供了足够的能量,同时还提供了有用的机械输出功率。上述所描述的步骤在与装置100相关的固有频率下操作。

[0059] 或者,作为热泵运行的装置,机械能被传递至隔板104从而使所述隔板产生循环位移。热转换器114的回热器部120用于接收装置100中产生的声能,并将声能转换成热能,使热能从外部能源122传递至外部池124,外部池124的温度高于外部能源122的温度。

[0060] 热转换器114的回热器部120具有相关的回热器流动面积 A_R ,并且实施例中所示的隔板表面积 A_S 大于所述回热器流动面积。在本实施例中,所述回热器流动面积 A_R 大于相应传输管道110、112的第一截面面积 A_1 及第二截面面积 A_2 。

[0061] 在其他实施例中,热转换器114的流路116可包括多个配置为平行流动的回热器部120,并且所述回热器流动面积 A_R 可以包括与多个回热器部相关的总面积。同样地,机械转换器102可以包括多个平行的机械转换器,并且隔板表面积 A_S 可包括与多个机械转换器相关的总的隔板表面积。

[0062] 声能循环118被进一步配置为使沿所述循环中的至少一个位置具有压力振荡,此压力振荡与机械转换器102中的压力振荡具有反相位关系。声能循环118可配置为使得在热转换器114的回热器部120内的压力振荡与机械转换器102中的压力振荡具有反相位的关系,使得回热器中的粘性损失降低。

[0063] 传输管道110、112充当传输线,将声能从压缩室106中传输至热转换器114的回热器部120,以及传输回到膨胀室108中。通常,在充满气体的管道中传播的声能波会经受相变,此相变取决于气体的组成、温度以及管道截面面积。如果该管道含有依截面面积变化的内径,则在压力相的变化速率将沿该管道而变化。通过管道传播的声能波将在所述管道入口和出口之间经受压力相振动变化。

[0064] 在一个实施例中,选择传输管道110和传输管道112其各自的长度,以使压缩室106和膨胀室108之间产生沿声学路径改变大约360度的相变的压力振荡。

[0065] 可以容易理解的是,传输管道110、112的各自长度也可以增加,提供沿所述传输管

道的总相变,这与上述相变的范围相关,同时包括一个额外的360度相变。例如,可以选择传输管道110、112的长度以提供约720度的相变,除了额外的管道损失,这会在压缩室106和膨胀室108之间产生相同的压力振荡的相变。可以选择传输管道110、112的长度从而引在压缩室106的压力振荡和膨胀室108的压力振荡间的约360度的初始相变,以及至少一个额外的360度的相变,使得通过声能循环118的总相变与初始相变具有相同的效果。传输管道110、112的额外长度,通过沿声能循环118包含一个或多个为360度的压力相变,可以辅助在热转换器114处远程定位机械转换器102。

[0066] 声能循环118中的压力振荡与工作气体流动振荡相关,可以选择相应的长度的传输管道110、112将热转换器114的流路116置于声能循环中一位置附近,其中流动振荡的流速接近于最小流速。在一个实施例中,装置100可配置为使得压力振荡的频率约500Hz。工作气体氦,在温度约为50℃,在500Hz的工作频率下,声音波长约为2.1米,并且在这些条件下,每个传输管道110、112的长度约为1米。装置100可以因此配置为使机械转换器102和热转换器114间隔开,这对于当所述装置需要连同炉子或其他提供外部能源122和/或外部池124的设备一同运行时是有利的。

[0067] 机械转换器

[0068] 一实施例的截面示意图200中,实现机械转换器102。参照图2,机械转换器200包括包围压缩室204和膨胀室206的壳体202。隔板208将压缩室204和膨胀室206隔开。在本实施例中,隔板208包括支撑于壳体202的边缘212的弹性壁210,并用以辅助沿机械转换器200的中心轴214的方向上的位移。隔板208具有下表面218,在该壁位移时引起压缩室204的体积改变。同样地,隔板208具有上表面216,在壁的位移时引起膨胀室206的体积改变。隔板208的壁210具有可选择的跨该隔板的厚度轮廓,使集中在隔板上的应力减小。

[0069] 如图2所示的示意图,为了说明目的,增加了机械转换器200的元件之间的距离。在实践中,例如压缩室204和膨胀室206沿轴线214的纵向延伸可仅在约1mm范围内,以及隔板208的相应位移可以具有峰值幅度约为200 μm 。隔板208的弹性壁210可以由钢制成,其能够在这些运行条件下提供无限疲劳寿命。

[0070] 机械转换器200还包括输入/输出轴220。在本实施例中,轴220被耦合至膜片208和外部能源系统222之间。在装置100运行时,隔板208为了耦合机械转换器200和外部能源系统222之间的能量而经受周期性的位移。当机械转换器200配置为作为热机的一部分而运行时,外部能源系统222可以包括用于将机械能转换成电能的发电机。例如,如本实施例中所示的外部能源系统222,可以包括一个线性发电机用于产生交流电。另外,当机械转换器200配置为作为热泵运行时,外部能源系统222可包括原动机,例如用于将机械驱动力传递给隔板208的电-机驱动器。

[0071] 机械转换器200还包括耦合在隔板208和壳体202之间的机械弹簧224。在本实施例中,机械弹簧224包括同轴设置的弹性外圆柱壁部226和弹性内圆柱壁部228,并通过与环形壁部230接合而形成折叠的圆柱形管弹簧。外圆柱状壁部226连接至壳体202,内圆柱状壁部228连接至隔板208,管弹簧配置为沿中心轴214的方向发生弹性变形。在本实施例中,机械弹簧224的内壁部226、外壁部228和环状壁部230为在压缩室204内容纳工作气体提供密封,同时辅助隔板208的位移。

[0072] 机械转换器200的压缩室204与传输管道110进行流体连通,并且膨胀室206与传输

管道112进行流体连通。如图2所示的实施例中,传输管道112被同轴设置以使在膨胀室206内的气体以对称的方向沿中心轴214流动。对称方向流动具有在使用数学模型进行表征时更简单的优点,在其他实施例中的热声换能器装置100可以具有非对称的流动。如图2的实施例中,所示的传输管道110从中心轴214偏移,但在其他实施例中,所述的传输管道可以甚至朝向压缩室204进一步偏移或在压缩室204的边缘。在另一个实施例中,传输管道110可包括多个偏移传输管道以减少局部流动浓度和局部损失。因此传输管道110可包含多个管道长度与压缩室204进行连通,并设置在中心轴214附近。例如,气流可以通过在压缩室204附近的边缘212的歧管传输到传输管道110。所述歧管可以包括多个分支,用于对称引导在边缘212和传输管道110之间的气体流动,因此使与流动相关的路径长度具有大致类似的长度。同样地,在膨胀室206中,气流也可通过设置在该室的边缘212的附近的歧管被引导至传输管道112,并且该歧管可包括多个分支,用于对称引导在边缘212和传输管道112之间的气体流动。

[0073] 如图2所示的机械转换器200的配置与传统直列活塞或隔板热声换能器系统显著不同。在该系统中,流动大致垂直于该活塞或该隔板的表面。在本文公开的实施例中,隔板208的弹性壁210提供了非常有限的位移,其结果为压缩室204和膨胀室206是大致在平面上,并且可具有半径与高度的比例在100:1的范围内。所述机械转换器具有高的声阻抗(即在腔室204、206内,大压力振荡与流体振荡成比例)。腔室204、206中的工作气体因此主要沿隔板208的表面,大致平行于隔板208上表面216和隔板208下表面218流动。

[0074] 压缩室204和膨胀室206还在声能循环118中提供一个附加的声顺,影响腔室和相应的传输管道110、112之间的流动。当较大流进入任一腔室204、206时,可通过配置各腔室,增加各腔室的体积以提供更大的声顺。对于增大了的腔室体积,需要较大的流动将腔室充至给定的压力。另外,进入腔室的流动并不需要与隔板208的速度同相。因此,压缩室204和膨胀室206通过配置改变相应腔室的高度,以辅助所述腔室和相应传输管道110、112之间的流动的独立调整。

[0075] 热转换器

[0076] 参照图3,用于实施图1中的热转换器114的实施例见300。在本实施例中,热转换器300包括第一热交换器302、回热器304和第二热交换器306。回热器304在第一热交换器302和第二热交换器306之间延伸并通过流体与二者连通。第一热交换器302经由第一增压室308与传输管道110流体连通。第二热交换器306可操作的从外部能源122接收热能 Q_{in} ,并从第一热交换器302中除去热能 Q_{out} ,并将其传送到外部池124。用于配置第一热交换器302,回热器304以及第二热交换器306的一般考虑已经被G.W.斯威夫特,在“热声”,纽约州梅尔维尔的声学学会于2002年公开(“Thermoacoustics”G.W.Swift,2002,Acoustical Society of America,Melville NY)。

[0077] 本实施例中,热转换器300还包括热缓冲器310,在第二增压室312和传输管道112之间的流体连通。在本实施例中,热缓冲器310包括含有异形壁314的管道,在装置100运行时,该异形壁314构造成通过循环所述管道中的气流以减少对流热传递。

[0078] 所述热转换器还包括具有壁318的壳体316,其可以由传统的钢制成。壳体316限定了隔离体积320,隔离体积320围绕第一热交换器302、回热器304、第二热交换器306和热缓冲器310,并延伸到壳体的壁318。第一热交换器302、回热器304以及第二热交换器306包含在

含有壁336的回热器壳体334中。回热器壳体334提供了到传输管道110和热缓冲310流体连通,并且第一增压室308和第二增压室312限定在回热器壳体的壁336内。

[0079] 在装置100运行时,回热器304的部分,第二热交换器306和热缓冲310通常在不同于壳体316周围环境322的环境温度 T_a 下运行。例如,操作作为热机的装置100时,在第二热交换器306处接收的热能引起至少第二热交换器306,回热器304的部分,热缓冲器310的部分的温度高于环境温度 T_a 。隔离体积320可用隔离材料填充,如多孔陶瓷材料,其作为该热转换器中隔离成分,具有不同于环境322的环境温度 T_a 的温度。因此,隔离体积320和热缓冲器310运行以降低了向壳体316的壁318的热传递,以使得该壁保持接近环境温度 T_a 的温度。在一个实施例中,隔离体积320通过隔离气体被充至接近于与工作气体静压 p_m 相同的静压。有利的是,将隔离体积320充至与工作气体静压大致相同的静压可降低热缓冲的异形壁314、回热器壳体334的壁336以及传输管道110的壁上的应力。此外,作用于这些壁上的应力是纯粹循环的,则高温蠕变不再是一个问题。这允许这些壁基本上较薄,因此降低沿壁的热传导。在一个实施例中,用于充盈隔离体积320的所述气体可以是隔离气体,例如相比于工作气体,更倾向于使用氩气,其这将进一步降低朝向壳体316的壁318的热传递。当装置100运行时,壳体316的温度保持在接近环境322的正常温度,即使隔离体积320的静压力作用在壁318上,由于接近环境温度进行壁操作,蠕变可以忽略。

[0080] 传输管道110从第一端口324处穿过壳体316。当装置100运行时,压缩室204和传输管道110中的气体温度没有显著的高于环境温度,因此第一端口324无需承受明显的温差。传输管道112从第二端口326处穿过壳体316,也无需承受明显的温差,由于隔离体积320降低了朝向壳体316的壁318的热传递,并且热缓冲310器降低了朝向传输管道112的热传递。

[0081] 有利的是,当装置100配置为热机时,在高温下运行的热转换器300的大多数组件在壳体316中是绝热的,并且壳体316的壁318的运行温度不显著的高于环境温度 T_a 。热缓冲器310也降低沿传输管道112向膨胀室108的热传递。在本实施例中,热转换器包括一个用于从外部能源122接收热能 Q_{in} 的温度隔离馈通338,其在作为热机运行时温度基本上高于环境322的正常温度。在一个实施例中,例如(未示出),可以通过热交换流体循环或燃料气体的燃烧提供热能 Q_{in} 。第二热交换器306从外部能源接收热能 Q_{in} ,并传递热量至流经第二热交换器的工作气体或流入/流出回热器304的工作气体。

[0082] 回热器304接收经过回热器的工作气体的热能,或者提供热能至工作气体。回热器304可由基质材料制成,选择所述基质材料的流路半径以提供足够低的流动摩擦损失,同时为流经所述回热器和所述基质材料之间的气体提供有效的热传递。所述回热器的基质材料在轴328方向上具有低导热系数,用于降低从所述回热器至第一热交换器302的热传导。适合回热器304的基质材料可以包括多孔材料,如多孔陶瓷或填充球,或具有离散的流路的材料,例如微毛细管阵列。或者,也可以使用堆叠金属丝网筛或卷绕导线回热器。一些适合的回热器基质材料在美国专利号为4,416,11 (Martini)的专利中公开,其全部内容以全文参考的形式引入本文。

[0083] 第一热交换器302从流经所述第一热交换器的工作气体中接收热量,并且热量通过外部热交换系统例如液体冷却循环(未示出)从热转换器中被除去,其与该第一热交换器进行热连通。

[0084] 热缓冲器310配置为用于保持工作气体的温度分层柱,使通过热缓冲器310可以传

递工作气体中的声能,同时使在靠近第二增压室312的热缓冲器的一端330和靠近第二端口326的热缓冲器的一端332之间的寄生传热最小化。寄生传热可包括热缓冲器310的壁314中的热传导,重力驱动的对流,声驱动流,以及沿热缓冲器的壁的热声斗链式传热。这种寄生传热在Swift(上文引用)中将被进一步描述。对于热机,端部330的温度可能高于端部332的温度,且与壳体316的壁318热连通,以大致保持在接近环境332的正常温度。在其他实施例中,热缓冲器310可包括接近端部332的第二热交换器,用于在接近壳体温度时,热锚定端部332的工作气体的温度。对于该装置100的热泵实现,端部330的温度将低于端部332的温度。

[0085] 热缓冲器310可包括设置在第二增压室312和端330之间的流道矫直器(未示出),用于减少热缓冲器内在所述第二增压室和所述热缓冲器之间的过渡处的瑞利流(Rayleigh streaming)的。如实施例所示的流道矫直器无需设置在热缓冲器310和传输管道112之间,由于热缓冲器没有突然的直径或方向上的改变,因此在这个过渡处,没有气流喷射。

[0086] 当装置100作为热机运行时,热缓冲器310的端330可能需要经受高运行温度,在这种情况下,至少一部分的热缓冲器应由高温的材料制成,例如陶瓷材料,难熔金属,或高镍含量的超合金。有利的是,因为热缓冲器310置于可被改变为压力 p_m 的壳体316的内部,热缓冲器仅经受压差幅度 $\pm |p|$ 而不是全部静压力 p_m ,从而显著减低了热缓冲材料的高温蠕变效应。

[0087] 通常,选择热缓冲器的壁314的轮廓,以通过抑制声驱动流促进工作气体的温度分层柱。可根据为美国专利5953920 (Swift等)公开的锥形脉管所提供的计算确定异形壁314的特定轮廓,该专利的全部内容以全文参考的方式引入本文。如图3所示的热缓冲器310的异形壁314在端部330和端部332之间具有减小的截面尺寸。如本实施例所示,截面尺寸大致沿热缓冲器310的异形壁314依线性比例改变。在其它实施例中,截面尺寸可以非线性改变或者甚至可能会增加,这取决于热转换器300中具体的流动条件和温度梯度。

[0088] 热缓冲器310的内含物在方向上限制热转换器300,即所述热缓冲器必须由两个端部330、332的热端向上引导,以减少重力驱动对流。此重力驱动对流一般会导致热缓冲器310的端部330、332之间的有显著的寄生传热。

[0089] 传输管道

[0090] 当机械转换器200和热转换器300由传输管道110、112连接时,形成一个如图1中100所示的热声换能器装置。传输管道110、112通常用于提供该装置所需性能和运行效率。在本文中公开的实施例中,声能循环118用于建立驻波分量和行波分量。该驻波分量叠加在上述行波上,并有限制传输管道110、112长度的超出相压和流动幅度,但其不作用于流经声能循环118的声能流动。同时,该行波分量负责经过声能循环118的能量流动,但其经过所述管道时基本不会被流路改变,除了由于管道内的额外的粘性和松弛损失导致的略微减少的幅度。添加传输管道110、112有助于调整驻波分量和行波分量的比例,使得在机械转换器200和热转换器300之间的声损耗减少,仅为输出功率的一小部分。然而,传输管道110、112本身引入了额外的损失。传输管道110、112的长度和截面面积的选择应考虑到管道损失和声能循环118中的机械转换器200和热转换器300的损耗之间的平衡以及与结构限制之间的平衡,从而实现该装置的总体所需性能。

[0091] 隔板208的周期性运动导致压缩室204和膨胀室206的部分体积被隔板元件波及,同时各自腔室中、传输管道110、112中、以及热转换器300中剩余的部分工作体积代表工作

体积中未波及的体积部分。传统的斯特林发动机为热声换能器的例子,通常配置为使未波及体积最小化,从而增大该装置的总压缩比例,因此提高了运行效率。相应地,在传统的结构配置中,在机械转换器200和热转换器300之间的任意管道长度应最小化或者彻底没有,以减少未波及的体积。额外的管道长度,例如传输管道110、112,因而明显增加未波及体积的比例。然而,可以选择传输管道110、112的总长度,以使得传输管道的额外未波及体积的效果以及其他工作体积的未波及部分所产生的效果被基本上消除,除了与传输管道110、112的内含物相关的额外的粘性和松弛损失。

[0092] 例如,如果选择传输管道110、112的长度在经声能循环118时引起360度的相变,则与具有最小化的未波及体积的传统配置的装置相比,压缩室204和膨胀室206中的压力和流动振荡的相位关系基本上保持不变。

[0093] 在一个实施例中,可以略微减少传输管道110、112的长度,不仅可以补偿在传输管道中额外的未波及体积,也可以补偿机械转换器200和热转换器300中的其他未波及体积。例如,可以选择传输管道110、112的总长度以引起小于360度的相变,这也将补偿工作体积内的其他未波及体积。根据本实施例,大部分未波及体积可以有效地从声能循环118中除去,以提供一个最佳的压缩比例而无需考虑实际的工作体积,因此增加了效率和由装置产生的具体能量。可以容易理解的是,经物理除去未波及体积以增加压缩比例是很困难的,并且会严重限制发动机结构。有利的是,在本实施例中,未波及体积通过选择适合的传输管道110、112的长度而被有效的除去,而非通过物理方法被除去。

[0094] 如图2具体实施例中所示的机械转换器200,与阿尔法结构斯特林发动机紧密相关,其中压缩室和膨胀室各含有一个隔板(或活塞),并且两个隔板通常机械连接,以便使各自隔板的位移之间有相位差。在机械转换器200中,单个隔板208代替了传统的阿尔法结构斯特林的相连隔板,并选择传输管道110、112的长度提供必要的相位差。例如,在一个实施例中,选定传输管道110、112相应地长度,以引起压缩室204中的压力振荡和膨胀室206中的压力振荡之间的相位差至少约为285度并且小于345度。方便地是,285度至345度范围也基本上在未波及体积引起的相变的范围里。有利的是,包含传输管道110、112因此辅助使用单一隔板208,同时简化了该机械转换器的结构配置。

[0095] 声能循环118的显著损失发生在热转换器300的回热器304的基质中,其具有狭窄的流路半径,导致在通过该回热器时其粘性流动损失加重。沿声能循环118的任何位置的声能可用如下关系来表示:

$$[0096] \quad P_a = \frac{1}{2} \operatorname{Re}[p \cdot \tilde{U}] \quad \text{公式1}$$

[0097] 其中:

[0098] P_a 为声能;

[0099] p 为压力相量;以及

[0100] \tilde{U} 为是体积流相量的共轭复数。

[0101] 由于声能循环118内的驻波,压力振荡(p)和流动振荡(\tilde{U})的相对振幅经能量循环时发生变化。如图2实施例中所示的机械转换器200,隔板208较硬,配置为用于小的运行位移,并因此产生在压缩室204和膨胀室206中较低的流动振荡幅度和较高的压力振荡幅度。如上述公开的内容,所述声能循环用于沿声能循环118的至少一个位置引起压力振荡,具有

与机械转换器200内的压力振荡反相位的关系。该反相位关系出现的位置因而对应于高压压力振荡幅度和低流动振荡幅度的位置。由于粘度损失与流动振荡幅度的平方成比例,本实施例中热转换器300的回热器304在接近此位置的地方放置。相应地,沿靠近声能循环118的位置设置热转换器,其中压力振荡具有与机械转换器200中的压力振荡反相位的关系,可以至少部分地补偿由包括的传输管道110、112引入的增加的粘性和松弛损失。

[0102] 在一般情况下,选择传输管道110的第一截面面积 A_1 和传输管道112的第二截面面积 A_2 ,以使驻波分量和行波分量的相对幅度具有一定比例,使所述装置内的总损失最小化。

[0103] 隔板208的弹性壁210形成相对较厚且坚硬钢曲,用于在热声换能器装置的工作频率有机械共振。为了延长弹性壁210的工作寿命,其被设计为保持弯曲应力低于与壁材料相关的无限疲劳最大应力。由隔板208的振荡位移引起的体积流动与表面积 A_s 以及所述隔板的位移振幅成比例,该唯一振幅通常很小,所以在压缩室204和膨胀室206中的流动振幅通常低。相应地,对于给定的声能、频率、隔板表面积 A_s 和隔板位移,压缩室204和膨胀室206中需要较高的压力振荡的幅度。压缩室204和膨胀室206的阻抗与压力振幅和流动振幅的比值成比例,导致机械转换器的压缩室和膨胀室具有高的声阻抗。

[0104] 声能流动的驻波分量根据所选择的传输管道110、112的尺寸建立,以使机械转换器200、热转换器300和传输管道间的声阻抗失配。管道的特征阻抗计算公式如下:

$$[0105] \quad Z_t = \frac{\rho_m c_0}{A_{ff}} \quad \text{公式2}$$

[0106] 其中 ρ_m 为工作气体的密度, c_0 为工作气体中的声速,以及 A_{ff} 为所述管道的自由流动截面积。当管道面积 A_{ff} 增加时,所述管道里的粘度和松弛损失相应减少,因为较大的声能就可以在较低的压力振荡幅度和相应增加的体积流动振荡幅度下传播。然而,如以上所公开,回热器304的粘性损失最大,因此需要在机械转换器200、热转换器300以及传输管道110、112之间引起一些有意的阻抗失配,从而在沿声能循环118中建立一位置,在该位置上的压力振荡与在机械转换器200内的压力振荡具有反相位关系。额外的驻波分量通过增加 p 、减低 \dot{V} 同时大致不改变声能 P_a (见公式1),而降低了回热器304的损失。回热器304中,基本不存在松弛损耗与压力振幅 $|p|$ 的平方成比例的情况,因此不能通过驻波分量显著增加。然而粘滞损失与体积流动的平方成比例,并显著下降。相应地,如本实施例所示的传输管道110的第一截面面积 A_1 和传输管道112的第二截面面积 A_2 ,至少比隔板208的表面积 A_s 至少小约10倍。传输管道110的第一截面面积 A_1 也可以小于传输管道112的第二截面面积 A_2 ,由于传输管道112置于声能循环118中的热转换器300后,并且必须允许比传输管道110更高的能量流动。

[0107] 在一个实施例中,传输管道110的面积 A_1 可以大约为传输管道112的面积 A_2 的一半。例如,面积 A_2 可约为 7cm^2 ,面积 A_1 可约为 3.5cm^2 ,以及隔板的表面积 A_s 约为 80cm^2 。回热器304可具有回热器流动面积 A_R 约为 70cm^2 ,其面积小于面积 A_s 但大于面积 A_1 和 A_2 。

[0108] 当与较高的操作频率(例如,大于 300Hz ,并且通常为 500Hz)结合用于此处公开的热声换能器装置时,与机械转换器200和热转换器300的面积 A_s 、 A_R 相比,管道面积 A_1 和 A_2 的减少提供了优于传统的较低频率的热声换能器的附加优点。高频率运行减少了用于达到在压缩室204和膨胀室206之间所需相变的传输管道110、112的长度,并且还使管道损失和管道质量相应降低。减小的管道面积 A_1 、 A_2 使壁的厚度减小的同时仍提供了足够的厚度以承受

在工作气体压力 p_m 和所述管道外部较低压力之间引起的压力差而导致的环向应力。用于环形截面管道的壁厚大致与给定工作压力 p_m 的管道的半径的成比例构建,而所述管道质量与管道半径的平方成比例。相应地,此处公开的用于热声换能装置的实施例,相比于运行在低频率和大管道直径配置的热声换能器而言,传输管道110、112的质量占所述装置总质量的基本上很小的比例。

[0109] 包含传输管道110、112提供了几个优点并满足了与配置热声换能器相关的限制。例如,所述传输管道110、112涉及未波及体积的问题,提供沿声能循环118而设置热转换器300的最佳位置,并辅助从该热转换器中分离机械转换器200。对于图2实施例中所示的阿尔法型机械转换器,传输管道110、112也提供一种在压缩室204和膨胀室206的压力振荡之间必要的相移。此外,为了使所述装置可以在较高的频率下运行,减少传输管道110、112中的必要长度,并且因此减少相关的损失。

[0110] 在一个实施例中,所述转换器装置的运行频率应选取以使在传输管道110、112中的损失小于在回热器中304中的损失。在一个示范性实施例中,操作频率至少约为300Hz,并且可以约为500Hz,也可以大于500Hz。

[0111] 模拟运行

[0112] 作为热机操作的热声换能器装置参照图4做进一步描述,其包括计算机模拟如图1-3所示的热声换能器装置的结果。模拟结果见一系列图400、402、404和406,其中x轴表示沿着声能循环118的位置,通过所述装置从压缩室204的边缘212处延伸,通过压缩室,通过传输管道110、第一增压室308、第一热交换器302、回热器304、第二热交换器306、第二增压室312、热缓冲器310、传输管道112,并通过膨胀室206至边缘212。由于声能循环118的端到端的长度取决于传输管道110、112以及所述热缓冲器310的长度,为了说明的目的,这些所述热能循环的部分,这些部分以 $1/10^{\text{th}}$ 的比例绘制在图400-406中的x轴上。热转换器300的设置,以使得回热器304在沿着声能循环的位置上的压力振荡与机械转换器200中的压力振荡具有反相位关系。

[0113] 在图400中,以每秒每公升的体积流动振幅U对声能循环的位置作图。在图402中,以压力振幅 $|p|$ 对声能循环的位置作图。压缩室204中的流动振荡包括主要压力振荡和最小流动振荡,而发生传输管道110处大约四分之一的位置的振荡包括主要流动振荡以及最小压力振荡。图400和402中对其予以解释,其中流动振幅U的最大值的位置通常与压力振荡中的最小值的位置相关,反之亦然。在压缩室204和膨胀室206的边缘212处,体积流动振幅U等于0,其中所述流动被壳体202的壁所约束。由于隔板208的运动,流动振幅U向朝着压缩室204和膨胀室206的中心增加。随着压力振幅 $|p|$ 转换成流动幅度(即在流速反节点处),每个传输管道110、112中的所述体积流动振幅增加到最大,然后随着惯性流变换回至压力振幅再次减小。

[0114] 声能 P_a 可以用上述公式1中的体积流动和压力振幅计算,并在图404中以对声能循环的位置而绘制。由于隔板208的运动,声能 P_a 在通过压缩室204增加,并且在通过传输管道110、第一增压室308以及第一热交换器302时通常保持恒定。然后,声能 P_a 在回热器304中被放大,并且在通过第二热交换器306、第二增压室312、热缓冲器310和传输管道112时通常保持恒定。然后声能在膨胀室206中被吸收以引起隔板208运动,从而将声能传送到压缩室204,并通过热声换能器装置完成声能循环。

[0115] 相位、压力和流动振荡对能量循环的位置绘制在图406中。压力振荡的相位 Φ_p 以实线表示,流动振动的相位 Φ_u 用虚线表示。在本实施例中,各压缩室204、膨胀室206与所述回热器之间的压力振荡相位差 Φ_p 约为145度。另外,在点408处的压力振荡为反相位或超出在膨胀室206中的压力振荡的相位180度,以及在点410处的压力振荡为反相位或超出在压缩室204中的压力振荡的相位180度。

[0116] 温度依赖性

[0117] 如上文公开,传输管道110、112用于提供压缩室204和膨胀室206之间的相变。通过例如管道110、112引入的相变取决于波长,其由如下公式得出:

$$[0118] \quad \lambda = \frac{c}{f} \quad \text{公式3}$$

[0119] 其中, f 为所述热声装置的运行频率;而 c 为所述管道内的声速。声速 c 由下式得出:

$$[0120] \quad c = \sqrt{\gamma R_m T} \quad \text{公式4}$$

[0121] 其中, γ 为气体等熵常数, R_m 是质量气体常数,以及 T 为开氏温度。当热声换能器装置运行时,传输管道110、112的温度接近环境温度,且其可以随着时间而改变从而引起管道内的工作气体具有相应地温度变化。管道110、112中的工作气体的温度的变化会引起管道110、112中的声速 c 的变化,这又导致在由该管道施加的压力相移的变化。对于在压缩室204和膨胀室206之间的特定的相变而优化的热声换能器,由于环境温度低至5°C的变化导致的相变都可能导致输出功率和效率显著的降低。

[0122] 把公式4带入公式3中,以工作气体温度 T 和频率 f 为函数的波长可以写为:

$$[0123] \quad \lambda = \frac{\sqrt{\gamma R_m T}}{f} \quad \text{公式5}$$

[0124] 如图2所示的机械转换器200,隔板208通过机械弹簧204耦合至壳体202上。发生在共振频率下的隔板208的弹性位移依赖于作用在该隔板上的总刚度。作用在隔板208上总刚度包括由弹性壁210的机械刚度、机械弹簧224的刚度和作用于隔板208的表面216、218上的工作气体压力振荡的气体刚度。

[0125] 一个实施例中,传输管道110、112各自的长度配置为以使气体刚度和机械弹簧刚度在总刚度中的相对比例,能导致由温度带来的声速变化至少可以部分被相应隔板振动频率的变化相抵消。如上述公式5中表明,如果所述隔板共振频率 f 随温度 T 升高而升高,由温度变化对波长 λ 的效果至少部分被抵消,以使压缩室204和膨胀室206之间的压力振荡至少部分被补偿。在一个实施例中,配置机械弹簧224使其对机械刚度的贡献达到总刚度的至少一半,为相对宽的环境温度范围内的温度变化提供补偿。

[0126] 参照图5,复平面图包括如500所示的作用于隔板208的各表面218、216上振荡压力 p_c 、 p_e 所代表的相量。图500还包括表示隔板位移 z 和隔板速度 v 的相量。由于压力相量 p_c 、 p_e 作用于隔板208的相对侧,所以该隔板上的净力等于隔板有效面积乘以 p_c 、 p_e 的矢量差,由图500中的力相量 F 表示。角度 $\Delta \Phi$ 表示在压缩室204和膨胀室206之间的声能循环118所代表的压力相变,在图500中,假设其被确定为在一个特定实施例中的用于装置有效运行的最优化地相变。

[0127] 由水平虚线502表示的力相量 F 对速度 v 的投影,其与作用在隔板208上的力的分量

相对应,输出功率由下式得出:

$$[0128] \quad P_{out} = \frac{1}{2} \cdot \text{Re}[F \cdot \tilde{v}] \quad \text{公式6}$$

[0129] 为了使所述装置产生输出功率,相量F因而需要被设置在图500的复平面的上半部分。由垂直虚线504表示的垂直隔板运动的力相量F在实轴(Re)上的投影是负的,并且与气体刚性元件或气体弹簧元件相对应,它们的作用是阻挡隔板z的运动。正的力投影替代相应地负气体弹簧,可被理解为额外的有效质量。在所描述的实施例中的气体力的贡献可能会产生正的,接近零或负的气体刚度。该气体刚度平行于该机械刚度而工作,并且确定所述装置的运行频率。该运行频率由下式得出:

$$[0130] \quad f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_m + k_g}{M}} \quad \text{公式7}$$

[0131] 其中 k_m 为作用在隔板208上的机械刚度, k_g 为作用在所述隔板上的气体刚度。 M 为与隔板208相关的总质量,其可包括隔板的质量和与耦合到相关的外部能源系统222的外部质量。

[0132] 如实施例所示,压力相量从压缩室204到膨胀室206对应于顺时针旋转 p_c 到 p_e 约285度,对应于主要由传输管道110、112带来的相变。然而,随着传输管道110、112内温度T的增加,波长 λ 也相应增加,因此 p_e 相对于 p_c 旋转较小的角度,在接近水平轴时停止,从而引起力相量F最终移至接近水平轴。因此,所述气体刚度的贡献将增加,而在上述公式7中的频率f也增加。由公式5得出,增加的频率f减少波长 λ ,从而趋于使相变返回至最佳操作相变 $\Delta \Phi$ 。相反,在传输管道110、112中降低工作气体的温度T会引起的力相量F在靠近垂直轴旋转,从而减少了气体刚度的贡献。降低的气体刚度组成导致频率f的减少,以对抗温度降低。为了保持频率f真实,且在理想的工作频带内,所述机械刚度 k_m 必须基本上大于所述预期的气体刚度 k_g 的范围,其基本上依温度而改变。

[0133] 在一般情况下,对于可能作用于隔板208上总刚度的气体刚度贡献越大,则用于抵消温度变化的影响而需要的力相量F的净旋转就越小,并且运行相变越接近保持在最佳工作相变 $\Delta \Phi$ 。然而,总刚度的气体刚度分量可能由隔板208的面积以及在隔板208的任何一侧的压力相量 p_c 、 p_e 的量确定。隔板面积一般决定于所述装置所需的功率输出,同时由于优化所述装置得到压力相量 p_c 、 p_e ,以产生所需的效率和功率输出,从而限制了作用于隔板208上的总刚度的气体刚度分量的可能的范围,使其自身不足以提高引擎运行频率f至最佳频率。由额外的机械弹簧224提供的机械刚度将频率f提高到最佳的运行范围。

[0134] 另外,如上述所公开的该气体刚度表示总刚度的分量,其在刚度值范围内主要随频率变化。如果可能的作用在隔板208上的总刚度的气体刚度分量很大,则该总刚度也可以在大范围内改变,这可有利于热声换能器装置在比预期共振频率低的多的低共振频率下或在预期的共振频率的较高谐波下运行。对于弱机械刚度 k_m ,负气体刚度贡献 k_g 可能导致负的总刚度,这将阻止所述热声设备的运行。有利的是,配置机械弹簧224以使作用在隔板208上的总刚度约至少一半来自机械刚度分量,降低了可能假设作用在隔板208的总刚度值的范围,从而防止了在非预期的频率时运行。设置机械弹簧224提供足够的刚度,从而保证了在单个明确定义的频率下运行。由于在总刚度中也存在气体刚度分量,所述明确定义的频率也具有所需的温度依赖性。

[0135] 隔板208的共振频率还取决于与所述隔板相关的总质量,所述隔板总质量至少包括所述隔板的弹性壁210的质量以及与耦合至外部能源系统222的相关的外部质量。有利的是,使用弹簧管状机械弹簧224使该耦合置于包括所述工作气体的壳体202外面。

[0136] 作为例子,对于如图1-3所示的装置,计算得出传输管道110、112中的每个摄氏度的温度上升需要增加约1Hz的频率。相应地,如果需要 $\pm 50^{\circ}\text{C}$ 的宽温度范围运行,则运行频率将有约 $\pm 10\%$ 的改变,如果作用在隔板208上的总刚度约变化 $\pm 20\%$ 则可以实现。最大气体刚度分量 $|k_{g\max}|$ 限制为在温度操作范围内其值在 $0.2k_m \leq |k_{g\max}| < k_m$ 的范围内,相应于机械刚度分量 k_m 将提供约 $\pm 20\%$ 的必要的变化范围。

[0137] 有利的是,配置机械转换器200以提供在所述装置中的现有工作体积中产生所需的气体刚度分量,选择跨隔板208的压力相变 $\Delta \Phi$,因此没有引入额外的损失。相反,许多现有技术的气体弹簧通过使用额外的腔室体积实现,对加入的体积的壁带来增大的松弛损失。

[0138] 参照图6,以传输管道110、112中的工作气体的温度 T 为函数所计算出的所述装置的输出功率的图如600所示。计算出的所述的运行效率(表示为Carnot效率的一部分)以传输管道110、112中工作气体的温度 T 为函数的图如602所示。三角形符号表示固定的运行频率,无需实现上面公开的温度补偿,并且表明所述装置仅在较窄的温度范围内产生有用的运行功率。圆形符号表示多种运行频率以实现如上所公开的温度补偿,并显示在很宽的温度范围内的有用的运行频率。

[0139] 如上所述,力相量 F 必须位于复平面的上半部分,并且该特定实施例的最佳运行效率具有一个在约 60°C 的条件下的约 135° 的相量角度 α 。相应地,在图602中,当力相量 F 接近水平轴时且 F 投影到速度上时接近为0,在高于 60°C 时运行效率降低的更迅速,对应于产生运行功率的突然减少。

[0140] 当力相量 F 几乎垂直时,在低于 60°C 时,运行效率降低得更慢,对应于 F 到速度 v 的最大投影,因而功率输出最大(虽然不是峰值效率)并且气体刚度的贡献极小或甚至为负的。在这些条件下,该气体刚度的贡献随力相量角度 α 的改变而改变的非常快,这相当于该区域对于工作气体温度改变的频率补偿是最有效的。对于本实施例中的一个最宽的运行温度范围内,有利的是,配置传输管道110、112的相量角度 α 小于 135° ,这将导致效率在所述温度运行范围的中点处的略有降低,但具有总体更宽的温度运行范围。

[0141] 另一种机械转换器

[0142] 参照图7,用于实现机械转换器102的另一个实施例的截面示意图见700。如图7实施例所示的机械转换器700通常对应于贝塔型斯特林转换器。机械转换器700包括壳体702,其包围压缩室704和膨胀室706。压缩室704和膨胀室706由置换器708分开,以改变腔室704和706的体积。置换器708包括支撑在壳体702的边缘710的弹性壁,且用于辅助沿机械转换器700的中心轴712方向的位移。

[0143] 机械转换器700还包括隔板714和在置换器708和隔板714之间延伸的压缩室704。在所示的实施例中,隔板714还包括支撑在壳体702的边缘710的弹性壁。

[0144] 如图7所示的示意图,为说明目的,增加了机械转换器700的元件之间的距离。在实践中,沿轴线712的膨胀室706和压缩室704的纵向延伸约为 1mm 的范围内。相应地,置换器708和隔板714的运动将具有大约 $200\mu\text{m}$ 的峰值振幅。

[0145] 机械转换器700还包括输入/输出轴716。在本实施例中,轴716被耦合在隔板714和外部能源系统718之间。在运行过程中,隔板714经受周期性位移产生机械转换器700和外部能源系统718之间的耦合能量。

[0146] 在本实施例的机械转换器700还包括一个机械弹簧,所述机械弹簧配置为在隔板714和壳体702之间耦合的圆柱形管状弹簧722。管状弹簧722包括由环形壁728接合的外圆柱状壁724和内圆柱状壁726,使得圆柱形管状弹簧向后折叠在其自身上。外圆柱状壁724连接至壳体702,以及内圆柱状壁726连接到隔板714。管状弹簧722可操作地在对准轴712的方向上弹性变形以响应由隔板714作用在管状弹簧上而产生的力。

[0147] 机械转换器700还包括一个反弹室730,用于容纳作用于隔板714的外表面732上的压缩气体体积。所述反弹室被填充至气体压力 $p_B \approx p_m$,通过提供隔板714的外表面732上相反的力,其至少部分地平衡由于静压力而作用在隔板714的内表面734的力。反弹室730限定在壳体702、隔板714的外表面以及圆柱状管状弹簧722之间。在一个实施例中,有意在反弹室730和压缩室704之间以窄均衡管道736例如红宝石针孔的形式引入一开口。均衡管道736辅助该装置中的工作气体和反弹室730中的气体体积之间进行气体交流。规定均衡管道736的尺寸使工作气体和气体体积之间有静压力平衡,同时使其足够窄以防止在与所述热声装置的运行频率相应的一段时间内有显著的气态交流。

[0148] 如图7所示的实施例中的隔板714包括弹性壁,所述管状弹簧722可以配置为,使由管状弹簧的弹性变形提供的恢复力与由所述隔板的弹性,工作气体和反弹室730向该隔板施加的负荷,以及输入/输出轴716产生的负荷所产生的恢复力共同发挥作用,使所述隔板具有所需的固有频率。

[0149] 本实施例的输入/输出轴716包括一个中空孔720,用于接收传输管道110的一部分,在本实施例中传输管道置于与中心轴线712同轴的位置,并延伸通过该孔并通过隔板714,以提供压缩室704和传输管道112之间的流体连通。当传输管道110位于中心,提供了在压缩室704和传输管道112之间的对称流和对称声学路径长度。

[0150] 如实施例所示的传输管道110连接至隔板714上,并且最终必须配置成在运行期间辅助隔板的运动。在一个实施例中,传输管道110可包括构成经受轴向压缩和延伸的柔性部分。传输管道110的柔性部分因此提供了作用于隔板714上的附加弹簧力,在配置机械转换器700时应考虑到,用以实现隔板所需的固有频率。机械转换器700还可以包括在沿传输管道110的位置设置的机械锚738,因此允许所述传输管道的在隔板714和机械锚之间延伸的一部分作为柔性部分。传输管道110的部分包括设置在如图2所示的机械锚下面的弯曲740用以防止传输管道移动,并使其不会经受周期性拉紧,从而导致早期疲劳损坏。

[0151] 在其它实施例中(未示出),气流可通过靠近压缩室704边缘710的歧管导入传输管道110。所述歧管可以包括多个分支用以对称地引导在边缘710和传输管道110之间的气流,从而导致与流动相关的声径长度具有大致相似的长度以使在所述装置的运行期间具有一致的相位关系。同样地,在膨胀室706中,气流也可通过配置在靠近所述腔室边缘710的歧管导入传输管道112,所述歧管可含有多个分支用于对称地引导在边缘710和传输管道112之间的气流。

[0152] 在操作中,为了产生压缩室704中的压力振荡而移动置换器708和隔板714时,工作气体的压缩和稀薄化产生声能并通过传输管道110流动至热转换器300中(如图3所示),通

过第一端口324流动到第一增压室308。参照图3,热转换器300运行以将由外部热源提供的热能 Q_{in} 转换为声能,从而扩大了通过第一换热器302、回热器304以及第二热交换器306传播的声能。经放大的声能通过热缓冲器310和第二端口326离开热转换器300,沿着传输管道112返回到机械转换器700,在膨胀室706中被接收。由于在膨胀室706放大的声能而引起的压力振荡可操作的引起隔板708的移动,因此将几乎所有的声能传递回压缩室704中。压缩室704中的压力振荡也会导致隔板714和输入/输出轴716的位移。置换器708的机械运动的相位与压缩室704中的压力振荡的相位相关,以使置换器708将声能传递给压缩室中的工作气体,同时隔板714的机械运动的相位将声能从压缩室中的气体中消除。上述过程在与装置100相关的固有频率下进行运行,以引起输入/输出轴716的周期运动。输入/输出轴716的运动可以被耦合到外部能源系统718,用于从所述装置中提取机械能。声能的放大因此提供了用于维持置换器708和隔板714的周期性运动的足够的能量,同时在隔板714处也提供了用于驱动输入/输出轴716的有用的输出功率。

[0153] 其他实施例

[0154] 如实施例图8中所示用于实施机械转换器102的截面示意图见800。参照图8,机械转换器800包括压缩室806,该压缩室806具有耦合至轴810的隔板808。机械转换器800还包括膨胀室812,该膨胀室具有耦合至轴810的隔板814。压缩室806和膨胀室812均具有各自的反弹室816、818和圆柱状管状弹簧820、822,结合图2中的实施例来说明以上所述的实施方式。机械转换器800还包括外部能源系统824。压缩室806和膨胀室812都具有各自的腔室壁826和828,所示实施例进一步包括壳体830。壳体830在各腔室壁之间延伸,用于以隔开的方式支持压缩室和膨胀室,且还包围外部能源系统824。

[0155] 压缩室806与传输管道110流体连通,且膨胀室812与传输管道112流体连通。传输管道110、112如图1所示。轴810在压缩室808和膨胀室隔板814之间延伸,并提供了用于直接机械耦合的相应隔板间的耦合能。轴810引起膨胀室隔板814操作位移,导致压缩室隔板808的相位角度改变180度。

[0156] 另一个热声换能器装置的实施例见图9中的900。在图2所示的实施例中,传输管道110与压缩室中接近中心的位置流体连通,从而引起压缩室中大致对称的气流。参照图9,装置900还包括机械转换器902和热转换器904。装置900还包括传输管道908,其提供了机械转换器902中的压缩室914和热转换器904之间的流体连通。传输管道908包括多个管道长度(其中两个管道长度910和912被示出),以在压缩室912和热转换器904之间提供平行流体连通,在边缘位置,管道长度910、912流体耦合至压缩室914,以促进压缩室中更对称的气体流动,从而使与流动相关的声径长度大致具有相似的长度,使工作气体的周期性流动具有一致的相位关系。装置900还包括传输管道906,在机械转换器和热转换器之间延伸。

[0157] 传输管道的声阻与截面面积成反比,但如图9所示的实施例,在平行传送管道910、912间分流。使用多管道实施传输管道908增大了管道壁面积,并因此增加了壁上的松弛损失和沿壁的粘性剪力损耗。但是,相比单一中心端口,几何约束可使机械转换器902的压缩室914各边缘之间的耦合流动更理想,在这种情况下,多个传输管道910、912在机械转换器902中有更对称的流动,保持更均匀的流动相位差,避免了因为流动拥挤而导致的大的局部损失。

[0158] 参照图10,图1中所示装置的进一步的实施方式见1000。所述装置1000包括第一机

械转换器1002、第二机械转换器1004和单一热转换器1006。第一机械转换器1002通过传输管道1008与热转换器1006进行流体连通,并且该第二机械转换器1004通过传输管道1010与该热转换器1006进行流体连通。该装置1000还包括与热转换器1006流体连通的公共传输管道1012,在第一机械转换器1002和公共传输管道1012之间的传输管道1014以及在第二机械转换器1004和公共传输管道之间的传输管道1016。传输管道1016和传输管道1014通过星形接头1018进入公共传输管道1012,该星形接头提供了平滑的传输,减少了局部损失。此外,为了进一步减少局部损失,星形接头1018可以置于一个低体积流动的位置。有利的是,该装置1000辅助单个热转换器1006与两个机械转换器1002、1004的使用。在其他实施例中,可以有超过两个的机械转换器与单个热转换器1006进行流体流通。热转换器300需要在高温下运行,因此,增加了因使用昂贵的材料所带来的元件的成本。

[0159] 在如图9和图10所示的实施例中,机械转换器902、1002和1004可以使用任一如图2中所示的机械转换器200、如图7中所示的机械转换器700,或如图8所示的机械转换器800予以实施。

[0160] 声操作噪音

[0161] 在如图2所示的作为热机的机械转换器运行时,隔板208沿轴线214在一个方向上的运动会使壳体202向相反方向运动。同理,如图7所示的机械转换器700,沿轴线712运动的置换器708和隔板714将给予壳体702不平衡的力。作用在壳体202或702上的力,将通常会导致该壳体在装置100的运行频率振动,从而以单个频率音调的形式在运行频率产生声学噪声(例如在约为500Hz)。在一些实施例中,与产生的噪声相关的声能可在100dBm的范围内,其可以在某些噪声敏感的环境中禁止,例如住宅。

[0162] 参照图11,与本发明的其他实施例相关的热声装置见1100。该装置1100包括第一机械转换器1102和第二机械转换器1104。机械转换器1102和1104分别置于上述公开的位置,与机械转换器200相连。该装置1100还包括一个热转换器1106。该第一机械转换器1102包括膨胀室1108,通过传输管道1110和传输管道1112与热转换器1106流体连通。该第二机械转换器1104包括膨胀室1114通过传输管道1116和传输管道1112与热转换器1106流体连通。因此传输管道1112为第一和第二机械转换器1102、1104各自的膨胀室1108、1114提供了一个共同的用于气体流动的管道。传输管道1112的截面面积一般大于传输管道1110、1116,以适应通过这个公共管道长度产生较大的声能的流动。第一机械转换器1102还包括压缩室1118,通过传输管道1120和传输管道1122与热转换器1106流体流通,第二机械转换器1104包括压缩室1124,通过传输管道1126和传输管道1122与热转换器流体连通。

[0163] 第一机械转换器1102和第二机械转换器1104的使用如图10所示,为减少声噪音取消运动。因为这两个机械转换器1102、1104由相同的热转换器驱动,提供具有相等长度的传输管道1110、1116,1120、1126保证与频率匹配的运行和与相位相匹配的运行是可以实现的。在装置1100运行时,第一机械转换器1102和第二机械转换器1104由于在制造和组装时的不同而导致的在运行上具有细微的区别,这可能导致机械转换器具有略微不同的运动幅度或运动相位,因此不能完全抵消产生的力。在一个实施例中,第一和第二机械转换器1102和1104的运动的细微差别可以例如通过调节一个或多个传输管道1110、1116、1120和/或1126的长度以达到平衡。机械转换器1102、1104的隔板的运动对应于传输管道长度的微小变化。除了或作为替代以改变传输管道1110、1116、1120和/或1126的物理长度,声学路径长

度的微小变化也可通过改变各自管道的横截面积来实现。截面轮廓的改变可用作一次性的小的声学路径长度的改变,例如,使用外部的压缩工具将管道部分弯曲成为具有较小横截面的管道。也可以使用其他的对由该隔板、附属弹簧和质量形成的系统中的机械共振的小调整,或通过对附加在各机械共振器上的电子系统的调整而实现平衡的操作。

[0164] 结合图11中的实施例,机械转换器和外部的能源系统的平衡可以基本上消除壳体振动,声噪音产生的其他来源,例如作用于工作气体压力振荡仍可产生具有显著声学水平的噪音。例如,由于相应压力振荡而膨胀和收缩管道壁,2米长的传输管道(在氦气中大约1波长500Hz)将消除约90dBm的声能。同时壁的厚度通常足够厚以减少环向应力至压力容器所规定的安全水平,从而提供足够的壁强度以承受工作压力和压力振荡,但在实际应用中,增加壁厚不应单独应用以消除产生的噪音。

[0165] 在图11中,传输管道1120、1126以及传输管道1112具有内壁,分别被相应地外壁1130、1132以及1134所包围,所述外壁从所述传输管道隔开以定义包围各自传输管道的隔离体积1136和1138。传输管道1120、1126和1112配置为承受全部的工作压力 $p_m \pm |p|$ 。体积1136和1138被充至 p_a ,对应于周边环境相关的大气压力。由于传输管道1120、1126和1112的壁的周期性运动产生的声噪音会产生至显著的声音级别。但是,在体积1136和1138内导致的振荡压力的平均值 p_a 非常小。此外,体积1136、1138和外部环境之间没有实质的压力差,因此相比于内壁所需要的机械刚度,外壁1130、1132和1134不需要任何显著的机械刚度,并且不会遇到任何明显的周期性运动,从而得到非常低的外部噪声水平。在一个实施例中,外壁1130、1132和1134例如可以由塑料材料制成。

[0166] 参照图12,根据本发明的另一个实施例的热声装置见1200。该装置1200包括第一机械转换器1202和第二机械转换器1204。该装置1100还包括热转换器1206。各第一和第二机械转换器具有相应的隔板1208和1210,其限定了在隔板间延伸的公共膨胀室1212。在本实施例中,该装置1200还包括设置在公共膨胀室1212边缘的歧管1214,该歧管可操作地通过一个或多个传输管道在该公共膨胀室和热转换器1206之间提供流体连通。在本实施例示出两个传输管道1216、1218,但一般该装置1200可包括多个对称布置的与所述歧管1214连通的传输管道。

[0167] 在图12中所示的实施例,该装置1200配置为具有一个公共膨胀室1212,但在其它实施例中,该装置可以配置为具有一个公共压缩室。

[0168] 多个热转换器

[0169] 参照图13,根据本发明的热声装置的另一个实施例见1300。该装置1300包括机械转换器1302、第一热转换器1304以及第二热转换器1306。如在图7中所示,在一个实施例中的机械转换器1302可具有贝塔构型,而在其他实施例中,如在图2中所示该机械转换器可以具有阿尔法构型。该机械转换器还可包括多个平行的机械转换器,如图11所示的平衡的实施例。机械转换器1302通过传输管道1308与第一热转换器1304流体连通,以及通过传输管道1310与第二热转换器1306连通。该第一热转换器1304通过传输管道1312与该第二热转换器1306流体连通。

[0170] 第一热转换器1304用于从第一外部能源1314接收热能,而第二热转换器1306用于从第二外部能源接收热能1316。在一个实施例中,第一和第二外部能源1314、1316的热能是由燃料气体,例如沼气燃烧提供,其中第一外部能源1314可包括通过气体燃烧产生的热量

的高温部分,而第二外部能源1316可包括由气体燃烧过程中产生的热量的低温部分。相应地,第一热转换器1304可配置为用于高温运行,而第二热转换器1306可配置为用于较低温度运行。第一和第二热转换器1304、1306的组合效果将导致大部分由气体燃烧所产生的热能可被用于该装置1300。

[0171] 如图13所示的实施例,其中两个或更多个热转换器在不同的温度下运行有利于从废料供热的燃烧废气中有效地提取热量。一般来说,如果不显著的降低气流的温度,则不能从气体中提取到明显的热量。在仅包括单一热转换器的实施例中,则必须选择其工作方式,在高温运行具有高热转换效率的同时使大部分热量以不会复原的形式消散,或者在低温运行具有较低的热转换效率的同时从流中得到更多的可用的热量。在包括多个热转换器的实施例中,在阶梯式降低的温度中得到部分的热量,并且更优化地被转化的同时得到了流中可用的大部分的热量。

[0172] 如图13所示的实施例还提供了一种其他方法,用于从燃料的燃烧中得到更多的热量,例如从气体或液体燃料中,例如,当热量输入到作为专用燃烧器的热转换器时。传统上,为了在高温下运行具有高效率的热转换器,必须使用逆流复热器中的耗尽的流预热燃烧气体使排气流中的大部分剩余热量传递到输入的燃烧气体。省略复热器通常将导致燃烧系统的效率低,例如在排气流(热转换器的高操作温度)中剩余的大部分热量被浪费。使用复热器时存在的问题为需要大面积昂贵的高温材料,因为其可能受到氧化和热腐蚀。预热燃烧空气还会导致更高的燃烧温度,引起氮氧化物(NO_x)以级数产生。有利的是,图13的实施例可用于实现系统,在该系统中没有预热燃烧气体到高温但仍保持高效,由于代替了复热器,该第一高温热转换器可接有一个或更多个低温热转换器,从而捕获更多的热量而不会影响最高温度阶段的效率。

[0173] 在一个实施例中,传输管道1312的长度可以选择为使得声学路径长度对应于运行频率的整数波长。例如,如果传输管道1308的长度对应于运行频率的约一个波长,第一和第二热转换器1304、1306将各自定位于使得所述工作气体的流速振幅通过热转换器接近最小值的位置。传输管道的总长度由传输管道1308,第二传输管道1310,以及传输管道1312组成,将因此接近运行频率的两个波长。

[0174] 在其他实施例中,可加入额外的热转换器。例如,三个串联的热转换器可通过传输管道进行流体连通,传输管道长度具有运行频率的同一个波长的第一和最后的热转换器之间的总传输管道长度的约半波长的声学路径。各热转换器将置于该工作气体具有最低流动速率的位置。

[0175] 上述公开的实施例通过包括传输管道提供了几个优点,以及提供如图1所示的装置的结构上的一些灵活性。例如,该传输管道可以配置为放置在该热转换器中在高的温度下工作的组件,而机械转换器在显著降低的温度下运行。因为机械转换器的材料无需承受较高的运行温度,这使得在进行材料选择时具有更多的灵活性。另外,传输管道可以是支连或并连,使得传输管道的长度可被用于辅助运行多个机械转换器以及单一热转换器。这使如图11所示的机械转换器的结构用于降低该装置所产生的声噪音。本实施例也示出了一个或多个机械转换器与多个热转换器并联或串联(图13)的运行。该传输管道还提供了用于转动机械转换器的方便的方法,通过改变该传输管道或其一部分的声学路径长度或其一部分以优化运行。

[0176] 上述公开的实施例,机械转换器通过包括传输管道,可以在接近常温的温度下运行。相比于机械转换器紧密耦合到热转换器中的传统的斯特林发动机或冰箱,需要在高温或低温下运行,具有需要明显的绝热的优点。绝热通常增加该转换器装置的总尺寸。此外,当传输管道带来一些额外损失时,根据本发明实施例的转换器装置的配置可以抵消该额外损失,以及在一些实施例中提供增加的功率密度。增加的功率密度使该装置在相同的功率输出时具有减小的尺寸。例如,机械转换器配置为含有直径约为140mm的隔板,可以产生输出功率约为3kW。

[0177] 虽然本发明描述和说明了具体的实施例,这些实施例应该被认为是本发明说明之用,而不应解释为对本发明权利要求书的限制。

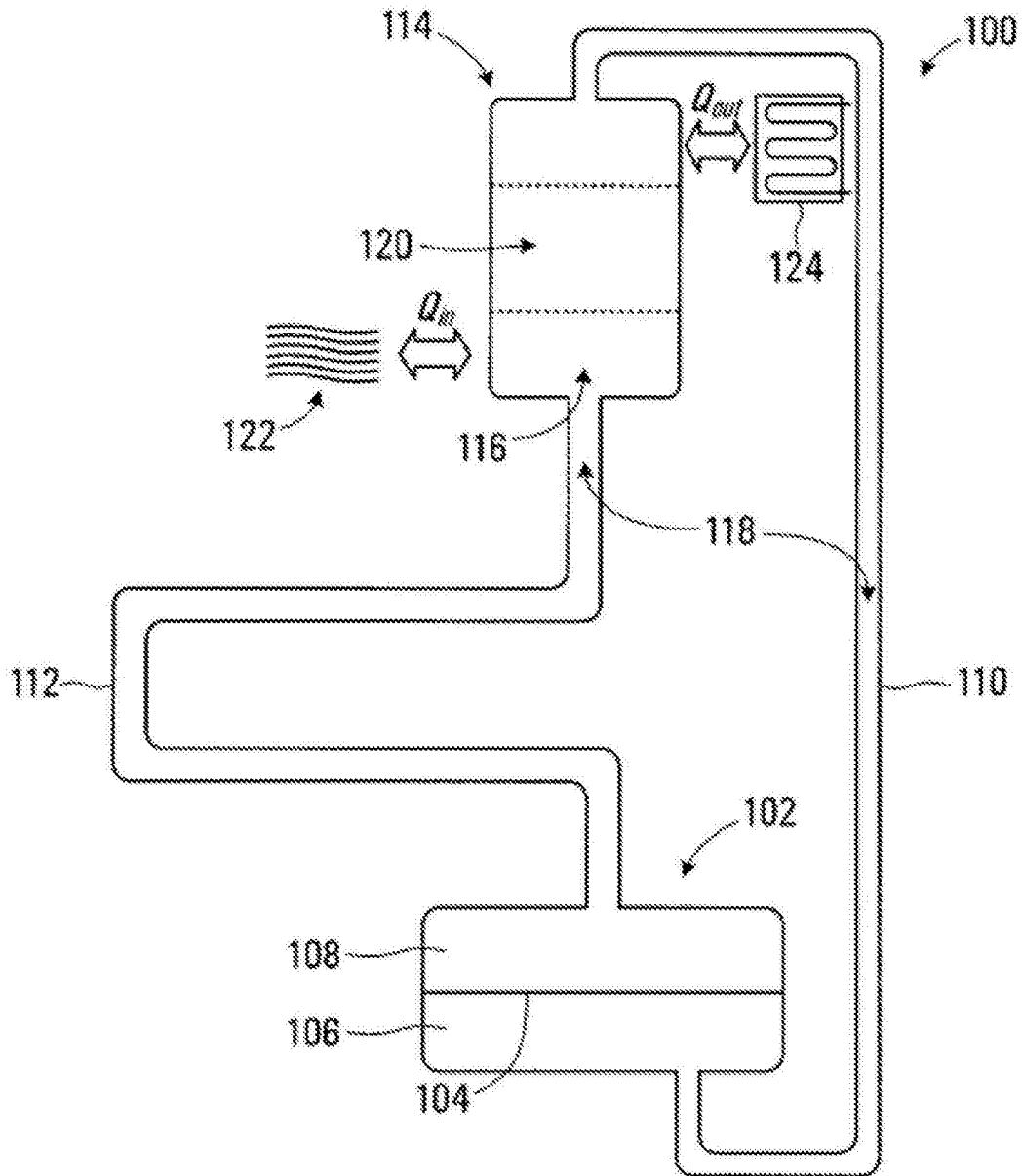


图1

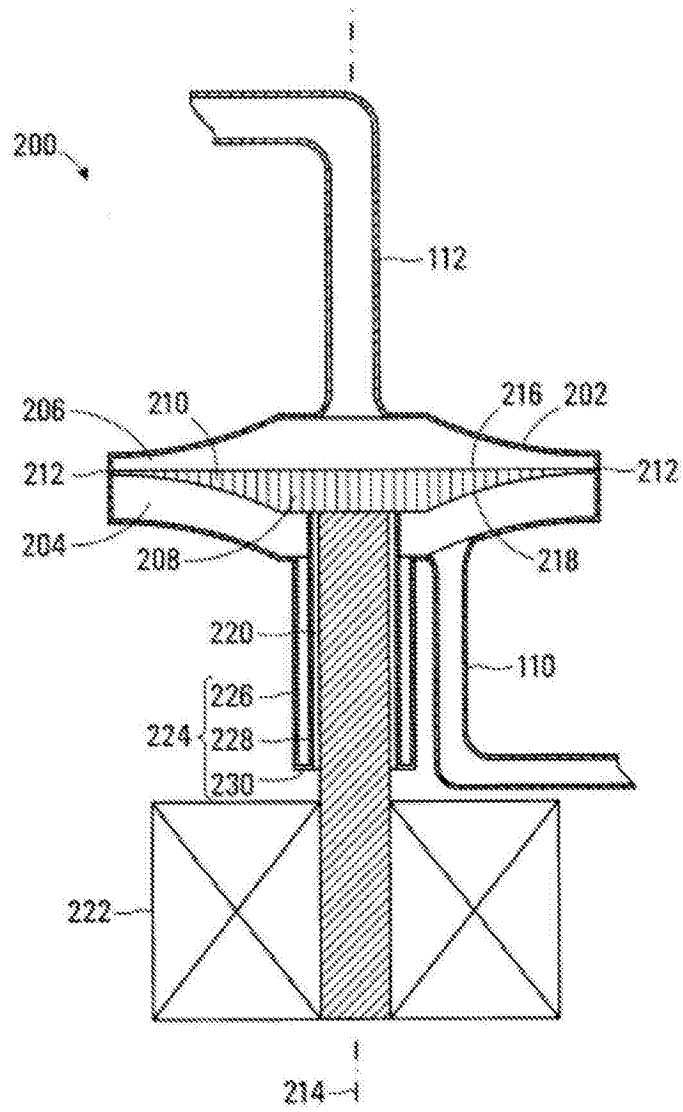


图2

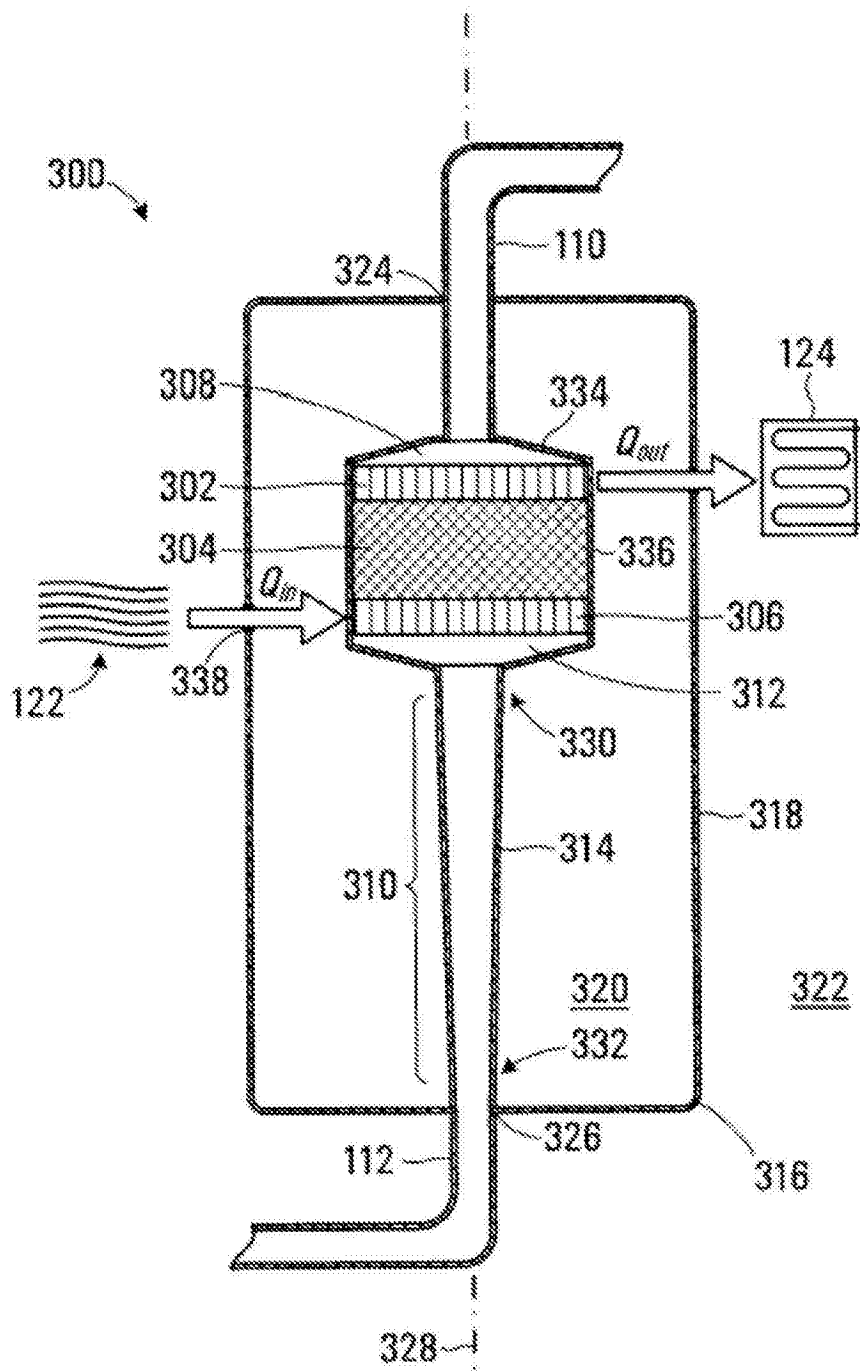


图3

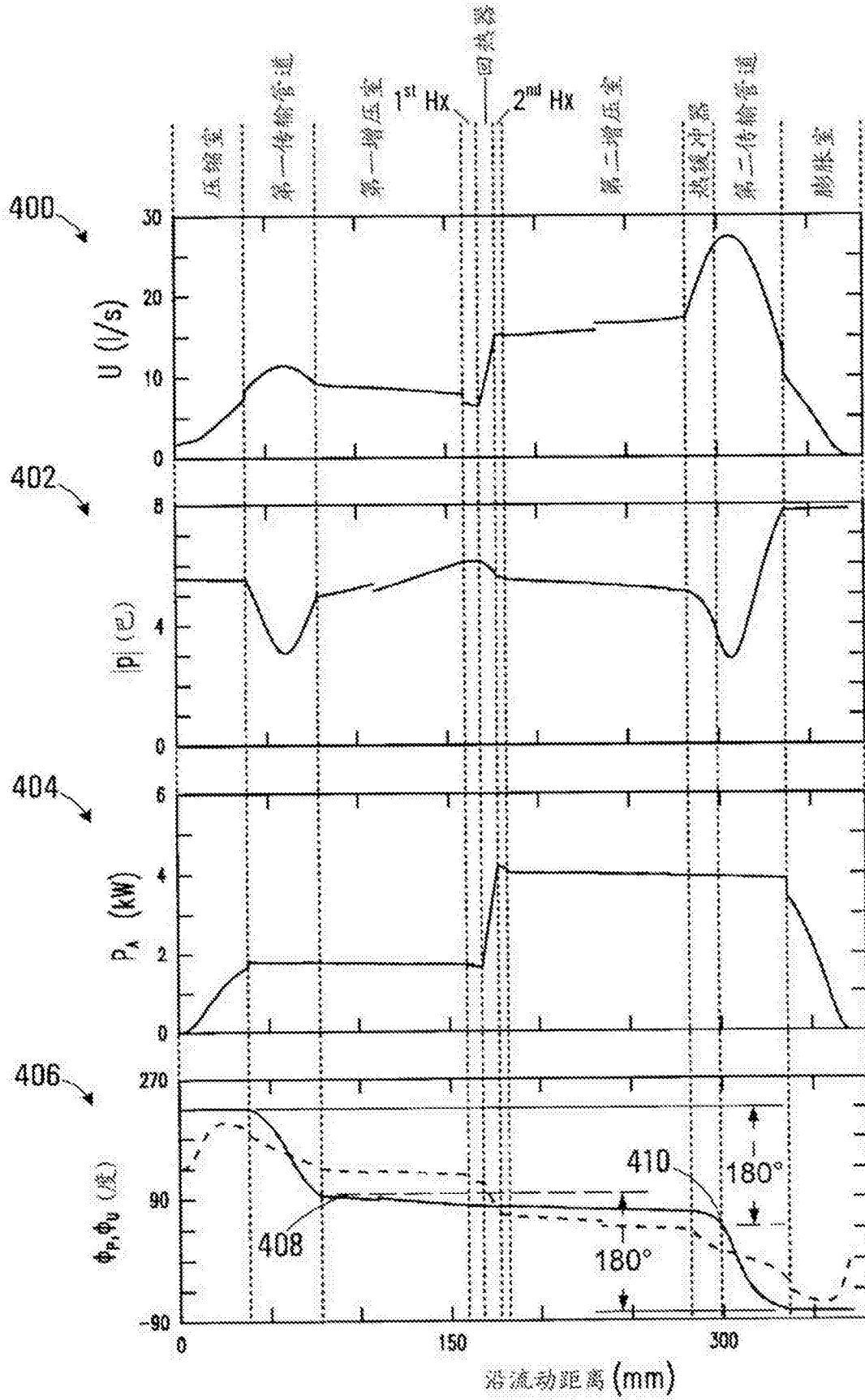


图4

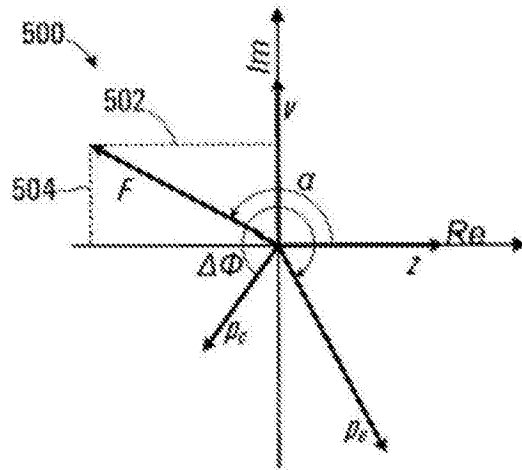


图5

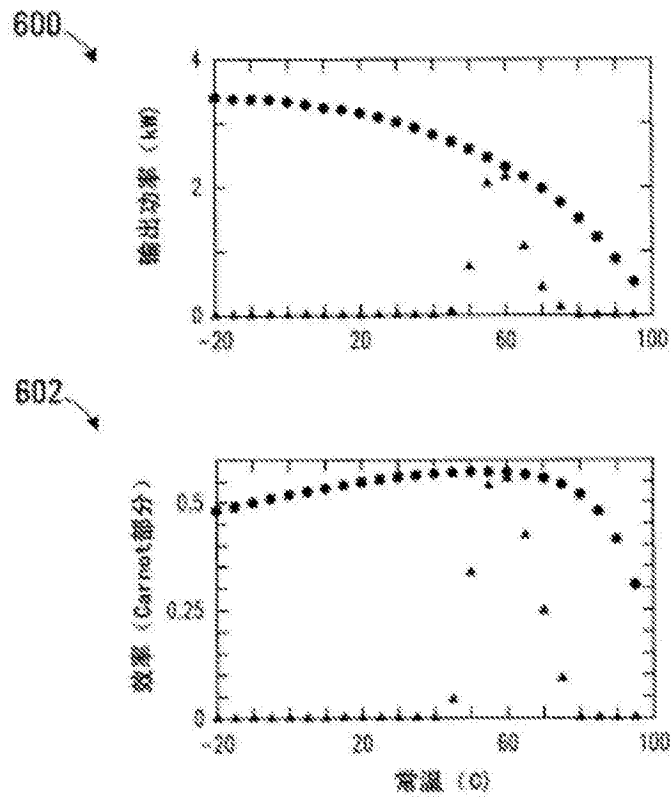


图6

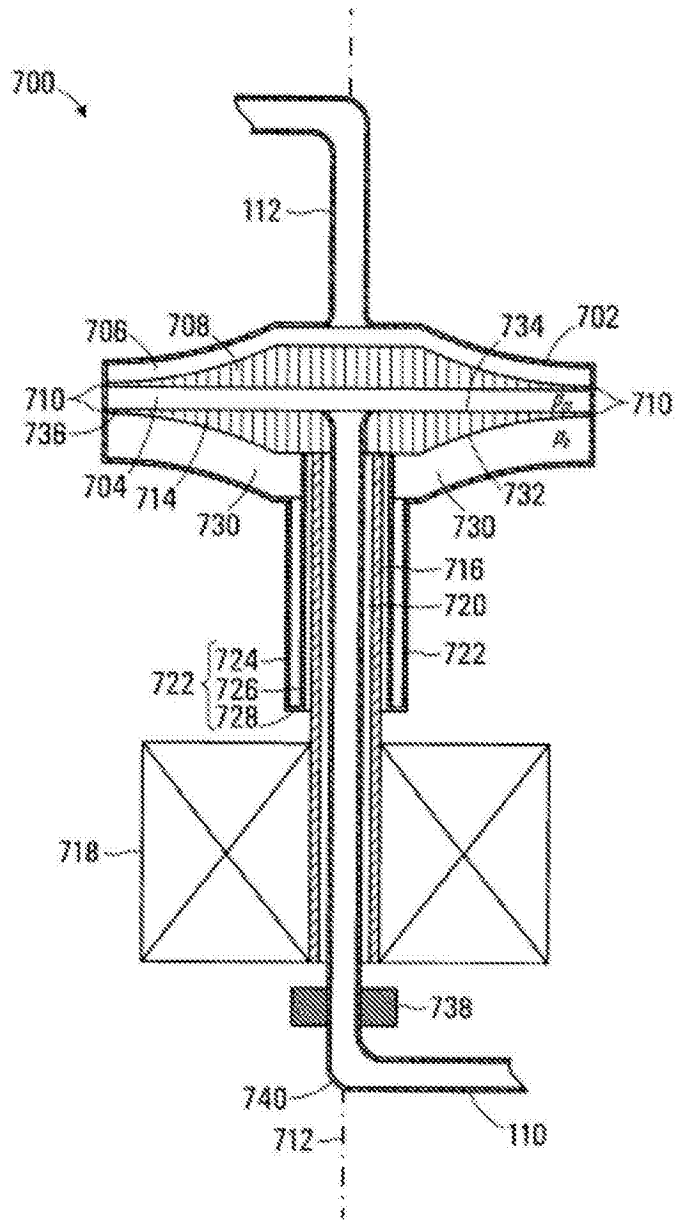


图7

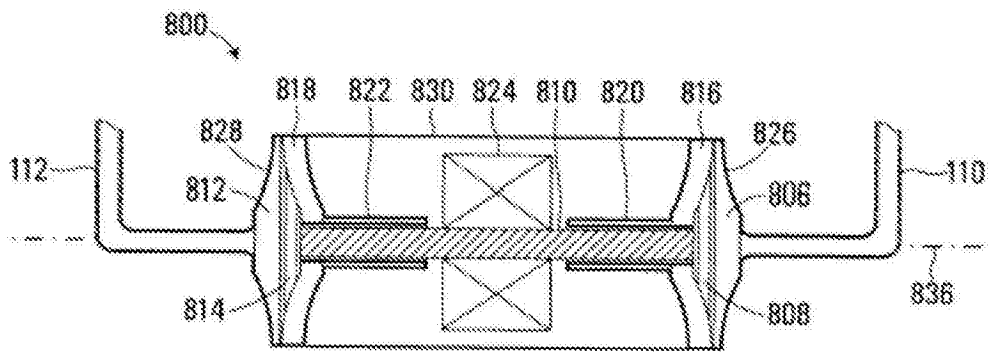


图8

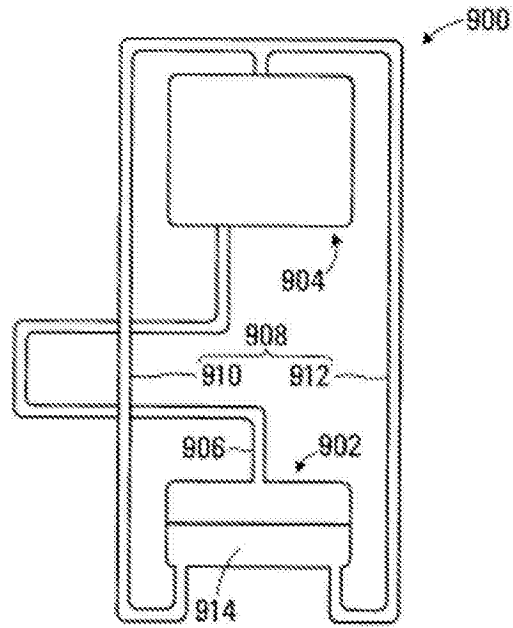


图9

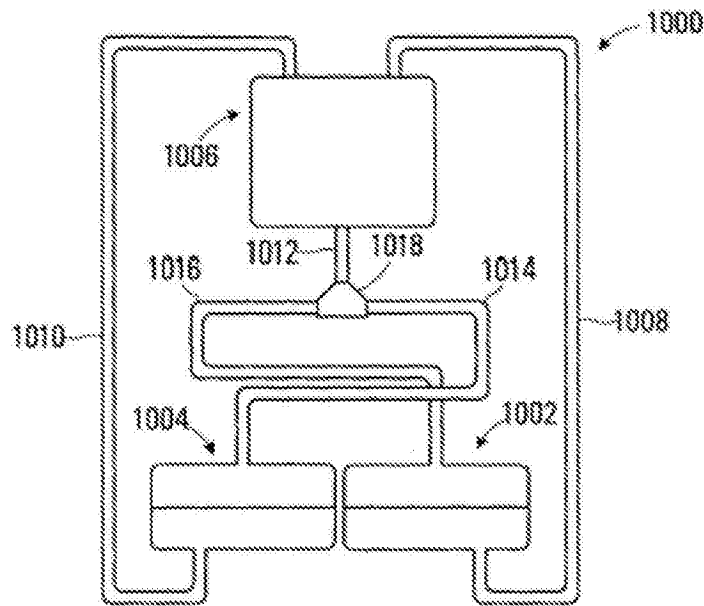


图10

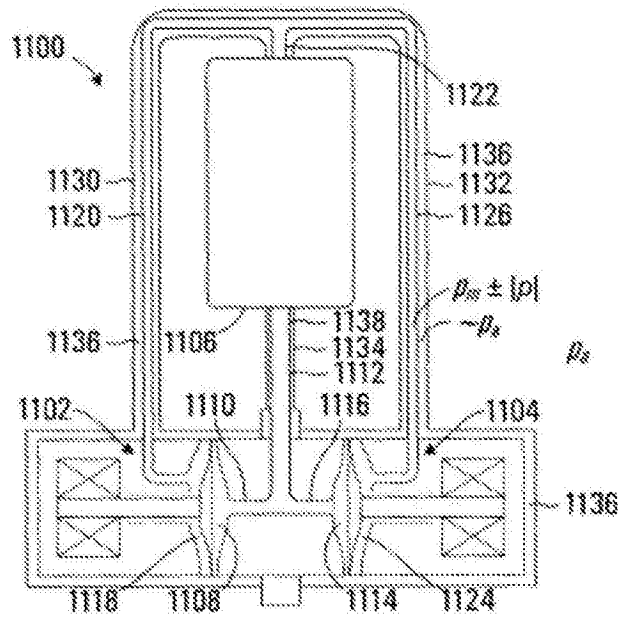


图11

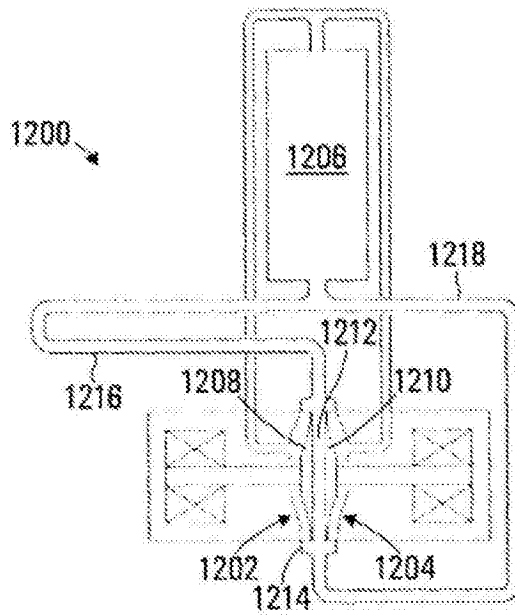


图12

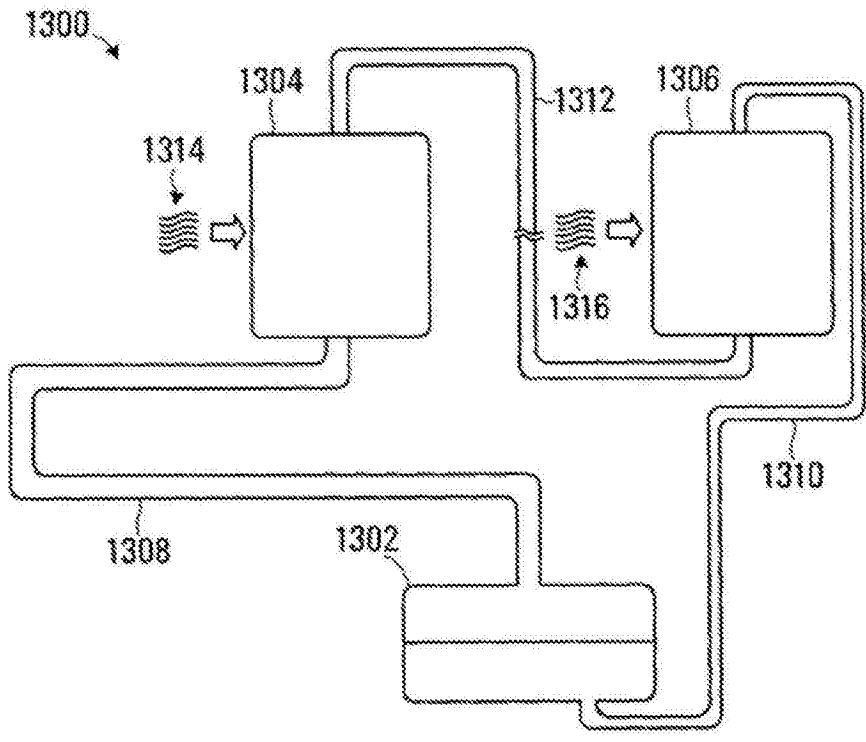


图13