



[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 00803986.0

[45] 授权公告日 2004 年 1 月 14 日

[11] 授权公告号 CN 1134587C

[22] 申请日 2000.1.19 [21] 申请号 00803986.0

[30] 优先权

[32] 1999.1.20 [33] US [31] 09/234,236

[86] 国际申请 PCT/US00/01308 2000.1.19

[87] 国际公布 WO00/43639 英 2000.7.27

[85] 进入国家阶段日期 2001.8.20

[71] 专利权人 加利福尼亚大学董事会

地址 美国新墨西哥州

[72] 发明人 格雷戈里·W·斯威夫特

斯科特·N·贝克霍斯

戴维·L·加德纳

审查员 张红漫

[74] 专利代理机构 永新专利商标代理有限公司

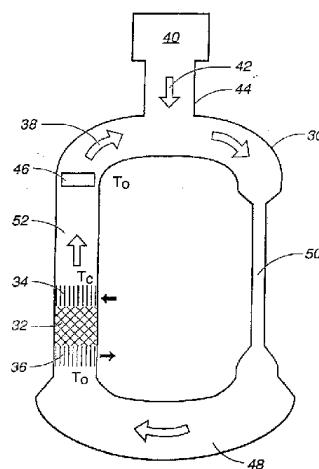
代理人 过晓东

权利要求书 3 页 说明书 28 页 附图 16 页

[54] 发明名称 无活塞的行波装置

[57] 摘要

这项发明提供一种取消传统的活塞的行波装置。声功率按通过流体的方向在环形室(30)内循环。侧枝可以接到环形室上,以便把声功率转移到环形室中或者转移出环形室。再生器(32)坐落于环形室中,相对声功率循环方向第一热交换器(32)位于再生器下游在再生器的第一侧;第二热交换器位于再生器的上游侧。改进是坐落在环形室中的质量流量抑制器把流体的时间平均质量流量减少到最低限度。在一个实施方案中,该装置进一步包括在环形室中的热缓冲柱,以使处在装置的工作温度下的热交换器绝热。



1. 一种无活塞的行波装置，该装置具有：
 - a.使声功率按通过流体的方向循环的环形室；
 - b.位于环形室中的再生器；
 - c.相对声功率的循环方向位于再生器下游的第一热交换器；以及
 - d.位于再生器上游的第二热交换器；其中改进包括：
 - e.位于环形室中的质量流量抑制器将流体的时间平均质量流量朝零方向减少。
2. 根据权利要求 1 的无活塞的行波装置，进一步包括：
 - f. 位于环形室中毗邻第一或第二热交换器之一的热缓冲柱，它处在行波装置工作温度下以使那个热交换器绝热。
3. 根据权利要求 1 或 2 中任何一项的无活塞的行波装置，其中环形室比循环声功率的波长短。
4. 根据权利要求 3 的无活塞的行波装置，其中环形室定义声惯量部分和声顺部分。
5. 根据权利要求 2 的无活塞的行波装置，其中热缓冲柱具有比流体的粘滞渗透深度大得多的直径。
6. 根据权利要求 2 的无活塞的行波装置，其中热缓冲柱具有大于流体的峰-峰位移振幅的长度。

7. 根据权利要求 5 或 6 中任何一项的无活塞的行波装置，其中热缓冲柱是一头逐渐变细的。
8. 根据权利要求 1 或 2 中任何一项的无活塞的行波装置，其中质量流量抑制器是柔软的隔膜。
9. 根据权利要求 1 或 2 中任何一项的无活塞的行波装置，其中质量流量抑制器是流体动力喷射泵，它具有有效的几何形状，足以提供不对称末端效应、产生压降、与通过喷射泵的质量流量相对抗。
10. 根据权利要求 1 或 2 中任何一项的无活塞的行波装置，其中所述装置是制冷器而下游的热交换器是低温热交换器。
11. 根据权利要求 10 的无活塞的行波装置，其中环形室比循环声功率的波长短。
12. 根据权利要求 11 的无活塞的行波装置，其中环形室定义声惯量部分和声顺部分。
13. 根据权利要求 1 或 2 中任何一项的无活塞的行波装置，其中所述装置是引擎而下游的热交换器是高温热交换器。
14. 根据权利要求 13 的无活塞的行波装置，其中环形室比循环声功率的波长短。
15. 根据权利要求 14 的无活塞的行波装置，其中环形室定义声惯量部分和声顺部分。
16. 根据权利要求 1 或 2 中任何一项的无活塞的行波装置，其中所述装置是热泵，而上游的热交换器是高温热交换器。

17. 根据权利要求 16 的无活塞的行波装置，其中环形室比循环声功率的波长短。
18. 根据权利要求 17 的无活塞的行波装置，其中环形室定义声惯量部分和声顺部分。
19. 根据权利要求 10 的无活塞的行波装置，进一步包括具有第二再生器用来产生声功率的引擎；相对声功率传播方向在第二再生器下游的高温热交换器和在第二再生器上游的室温热交换器。
20. 根据权利要求 19 的无活塞的行波装置，其中所述引擎位于第二环形室中，该第二环形室接在带制冷器的环形室上并且包括第二质量流量抑制器。
21. 根据权利要求 19 的无活塞的行波装置，其中所述引擎位于带制冷器的环形室中。
22. 根据权利要求 10 的无活塞的行波装置，进一步包括至少一个在第二环形室中的制冷器，在那里第二环形室至少有一部分声学量与环形室一样，以便形成制冷器和第二制冷器的平行连接。

无活塞的行波装置

关于联邦政府的权利的陈述

这项发明是在政府的支持下根据与美国能源部签订的合同（合同号 W-7405-ENG-36）进行的。政府对这项发明有一定的权利。

本发明的技术领域

本发明一般地涉及行波引擎和制冷器，更具体地说涉及作为斯特林引擎和制冷器实现的行波引擎和制冷器。

本发明的现有技术

就这项发明而言存在着大量的重要的先例。最重要的先例是历史悠久的斯特林引擎和制冷器。从斯特林引擎和制冷器中取消活动部件的重大步骤发生在 1969 年，当时 William Beale 发明了“无活塞”型斯特林装置，在该装置中曲轴和连杆被气体弹簧代替，以致可以通过选择气体弹簧常数和活塞质量使活塞的谐振运动具有预期的频率、振幅和相位。

Ceperley 在 “Gain and efficiency of a short traveling-wave heat engine (短行波热引擎的增益和效率)” (77, J. Acoust. Soc. Am., pp. 1239-1294, 1985) 中提出斯特林引擎和制冷器的本质是再生器（和毗邻的热交换器），其中压力和速度的振荡在相位方面本质上是声学行波的痕迹，所以本质上带包含斯特林热交换组件

的超环面拓扑学的声学网络能提供这样的相位调整。Ceperley 主张采用这样的配置在卡诺效率的 80 %附近的效率原则上是可能的。Ceperley 的贡献可以看作是对 Beale 的工作的拓展, Ceperley 不仅利用 Beale 的气体弹簧作用而且利用气体惯性作用, 因此取消了 Beale 的发明中整体活塞。Ceperley 的其它相关的教导是在 1978 年 9 月 19 日授权的美国专利第 4,113,380 号和 1982 年 10 月 26 日授权的美国专利第 4,355,517 号中阐述的。但是, Ceperley 没有提出关于怎样实现实用装置的教导。

传统的孔板脉冲管制冷器 (OPTR) (Radebaugh, "A review of pulse tube refrigeration(脉冲管制冷评论)", 35, Adv. Cryogenic Eng., pp. 843-844 (1992)) 在热力学方面象斯特林制冷器那样操作, 但是冷的移动部分被无源的元器件 (被称为脉冲管的热缓冲柱) 和耗能的声学阻抗网络代替。OPTR 的效率 $\dot{Q}_c/\dot{W}$ 基本上受温度比 T_c/T_0 的限制, 这个温度比低于卡诺值 $T_c/(T_0 - T_c)$, 这是因为在耗能的声学阻抗网络中存在的固有的不可逆性。T 是温度, $\dot{Q}_c$ 是热量, $\dot{W}$ 是功, 而下标 0 和 C 分别表示环境温度和低温。OPTR 可以被看成是另一种从斯特林装置中取消了移动部件的装置。但是, OPTR 的效率本质上低于斯特林装置的效率, 而且 OPTR 仅仅适用于制冷器。

传统的 OPTR 已经长期使用被称为脉冲管的热缓冲柱, 而且直到最近这个元器件还带有严重的热泄漏。但是, 如同在 1997 年 11 月 21 日归档的美国专利申请第 S.N 08/975,766 号中介绍的那样采用锥形管可以沿着这样的热缓冲柱把热泄漏降低到 OPTR 的冷却能力的 5 %。热缓冲柱已经被用在双活塞斯特林制冷器和 OPTR 中, 但是尚未被用在斯特林引擎中。

就双入口的各种 OPTR 而言, Gedeon 在 "DC gas flows in Stirling and pulse-tube cryocoolers (在斯特林低温冷却器和脉冲

管低温冷却器中的 DC 气流)” (Ross 编辑的 Cryocoolers 9, pp 385-392 (Plenum, NY 1997)) 中讨论了每逢存在适合稳定的质量流量的闭环路径时非零的时间平均质量流量 $\dot{M}$ 怎样才会出现在斯特林低温冷却器和脉冲管低温冷却器中。通过斯特林引擎或制冷器的 $\dot{M}$ 接近零对于防止稳定的大能通量 $\dot{M}c_p(T_H - T_O)$ 把不必要的热载荷添加给制冷器的低温热交换器或者防止稳定的大能通量 $\dot{M}c_p(T_O - T_C)$ 使引擎的高温热交换器损失大量的热量是必不可少的, 因此不论在哪种情况下都将降低效率。在此 c_p 是单位质量气体的等压比热。

另一方面, 与这项发明不大直接相关的先例是近 20 年来在洛斯阿拉莫斯国家实验室和其它地方研制的一套现有技术的热声学引擎和制冷器。这些装置利用气压振荡和速度振荡之间近乎驻波的相位调整和利用堆中蓄意制造的不良热接触 (这在其它情况下对再生器来说或许是错误的) 在本质上不可逆的循环中操作。至今固有的不可逆性和其它的实际问题仍然把最好的驻波热声引擎和制冷器的效率限制在卡诺效率的 25 % 以下。

本发明的各种目的、优点和新颖特征将在后面的介绍中予以部分地陈述, 并且对于熟悉这项技术的人通过考核或通过学习本发明的实践将变得明显。本发明的目的和优点可以借助在权利要求书中特别指出的手段和制品予以实现。

本发明的概述

为了达到上述和其它的目标以及按照本发明的目的, 如同在此被具体化和广泛描述的那样, 本发明包括无活塞的斯特林装置。声功率按通过流体的方向在环形室内循环。在一个实施方案中, 侧枝接在环形室上把声功率转移到环形室中或者移出环形室。再生器坐落在环形室中, 第一热交换器相对声功率循

环方向位于再生器下游在再生器的第一侧；第二热交换器位于再生器的第二侧，其中一个热交换器处在工作温度下而另一个热交换器处在环境温度下。在这方面的改进包括坐落在环形室中使流体的时间平均质量流量减少到最低限度的质量流量抑制器。在一个实施方案中，该装置进一步包括毗邻处在工作温度下的热交换器的热缓冲柱，以使处在工作温度下的热交换器绝热。

附图简要说明

附图被并入这份说明书并且构成其一部分，这些附图图解说本发明的实施方案并且与文字说明一起解释本发明的原则。在这些附图中：

图 1A 和图 1B 分别示意地描绘现有技术的斯特林循环制冷器的热交换部分和附带的相位矢量图；

图 2A 和图 2B 示意地描绘现有技术的斯特林循环引擎的热交换部分和附带的相位矢量图；

图 3 示意地描绘根据本发明的斯特林循环制冷器的一个实施方案；

图 4 示意地描绘根据本发明的斯特林循环引擎的一个实施方案；

图 5A 和图 5B 描绘用来模拟本发明的基本方面的电路；

图 6 是本发明带隔膜式质量流量抑制器的制冷器型的截面图；

图 7 图解说明作为图 6 所示制冷器的低温热交换器温度 T_c 的函数的能通量;

图 8 是本发明带流体动力质量流量抑制器的引擎型的截面图;

图 9 图解说明图 8 所示引擎的再生器内的温度分布;

图 10A 和 10B 示意地图解说明通过流体动力质量流量抑制器的不对称的质量流量;

图 11A 图解说明在 $T_H = 525^\circ\text{C}$ 时图 8 所示引擎的效率;

图 11B 图解说明在 $|p_l|/p_m = 0.05$ 时图 8 所示引擎的效率;

图 12A 和 12B 分别是在本发明中使用的狭缝可变的质量流量抑制器的侧视截面图;

图 13A 示意地描绘图 3 所示的制冷器的热泵适应性;

图 13B 示意地描绘受图 4 所示的引擎驱动的图 3 所示的制冷器;

图 13C 示意地描绘坐落在单一的环形室中的热的制冷器;

图 13D 示意地描绘由单一的源驱动的并联的众多图 3 所示的制冷器。

本发明的详细说明

按照本发明,一类新引擎和制冷器在热力学方面象斯特林引擎和制冷器那样操作,但是,所有的活动部件都由于用声学现象代替以前在斯特林装置中使用的活塞而被取消。因此,在这

些装置中获得了斯特林循环（其固有的限制是卡诺效率）的效率优势和本质上不可逆的热声学的无活动部件的简单性/可靠性优势。

图 1A 和图 2A 所示的斯特林制冷器 10 和斯特林引擎 20 的基本元器件是再生器 12，每个再生器都有两个毗邻的热交换器 16、18。使遍布这些元器件的气体（或者其它有热力学活性的流体）经历压力振荡和位移振荡，其中相位调整致使声功率在环境温度端 T_0 进入这些元器件并且在处于低温 T_C 或高温 T_H 的另一端离开，如同在图 1A 和图 2A 中用又长又宽的箭头表示的那样。再生器 12 有热容量，而再生器 12 内的气体通道有比气体中的热渗透深度小的水力半径。

为了定量地考虑热力学循环，假设基本的物理现象在空间上是一维的，其中指定 x 是沿着振荡气体运动方向的坐标。这样使用传统的逆时针的相位矢量表示法，以致依赖于时间的变量可以用与时间 t 无关的实数平均值 ξ_m 和考虑到振荡的幅度和相位的复数 $\xi_1(x)$ 表示成：

$$\xi(x,t) = \xi_m(x) + \text{Re}[\xi_1(x)e^{i\omega t}] \quad (1)$$

其中振荡的角频率为 $\omega = 2\pi f$ ， f 是普通频率。为了讨论与引擎和制冷器的元器件相关联的集总和分布式的阻抗，声学观点是用声阻、声惯量、声顺和传输线之类的词汇表达的。这种表达在再生器范围内也是成功的（例如，参阅 Swift 等人的“Simple harmonic analysis of regenerators（制冷器的简化谐波分析）”，10, Journal of Thermophysics and Heat Transfer, pp. 652-662 (1996)）。该方法主要着眼于传统的声学变量：压力高度 p_1 和体积速度 U_1 。 x 和 U_1 的正方向取作声功率流动的正方向。

高效率的斯特林引擎和制冷器的相位矢量图的特点是用图 1B 和 2B 表示的。在图 1A 和 2A 以及后面的附图中, p_1 和 U_1 之类变量上大写字母的下标对应于用具有同样的下标的 T 标注的位置。可以采用任意的约定, 以致在制冷器的低温热交换器 (例如, 图 1A 中的热交换器 16) 和引擎的高温热交换器 (例如, 图 1A 中的交换器 18) 处的压力相位是零, 所以图 1B 中的 p_{1C} 和图 2B 中的 p_{1H} 都落在实数轴上。跨热交换器的压降与跨再生器的压降相比通常是可忽略的, 而后者本身与 $|p_1|$ 相比也是小的, 所以 p_{10} 必须落在 p_{1C} 或 p_{1H} 附近, 如图 1B 和图 2B 所示。

通过再生器的时间平均能通量通常是比较小的。把能量守恒应用于图 1A 中的低温热交换器 16, 结果表明用短粗箭头表示的冷却功率 $\dot{Q}_C$ 大约等于沿着图 1 中用长箭头表示的正 x 方向流出低温热交换器的总声功率为 $\dot{W}_C = [1/2]\text{Re}[p_{1C}\tilde{U}_{1C}] = [1/2]|p_{1C}||U_{1C}|\cos\theta_C$, 其中 θ_C 是 i_{1C} 和 U_{1C} 之间的相位角。实际上, 热泄漏可以流向低温热交换器, 所以该声功率是实际冷却功率的上限:

$$\dot{Q}_C \leq [1/2]\text{Re}[p_{1C}\tilde{U}_{1C}] \quad (2)$$

在图 1A 中, 为了获得正冷却功率, 声功率必须按长箭头表示的方向 (即 x 的正方向) 流动, 所以 U_{10} 和 U_{1C} 必须落在图 1B 的右半边平面中。理想的再生器或许被想象成具有可忽略的夹杂气体体积, 以致在再生器中 $\rho_m U_1$ 将与 x 无关 (其中 ρ_m 是气体平均密度), 具体地说 U_1 的相位在整个再生器上将是恒定不变的。但是, 众所周知再生器中非零的气体体积使 U_1 中的 x 声顺关系正比于局部的气体体积和 $i\omega p_1$ 。这导致 U_1 的相位通过系统展开时 U_1 在小 x 处 (即朝环境热交换器 18) 超前。最有效的再生器操作发生在 $|U_1|$ 对于给定的冷却功率尽可能小的情况下, 因为这导致由再生器中不完美的热接触造成的跨再生器最小的粘

滞压降和最小的能通量通过再生器。为了对于给定的 $\dot{W}_C$ 获得小 $|U_1|$, U_1 应该接近 p_1 的相位, 以致 p_1 的相位应该落在 U_{1C} 和 U_{10} 之间。粘滞压降遍布再生器, 所以在再生器中 $p_{10} - p_{1C}$ 必须在相位上与 U_1 的某个加权平均值相呼应 (相平行)。 $|U_1|$ 和粘度两者在再生器的环境端都是最高的, 所以加权平均值通常受 U_{10} 控制, 因此通常保证 p_{10} 超前于 P_{1C} 。所有的这些特征都是在图 1B 中予以图解说明的。

大部分上述讨论也直接应用于引擎。如上所述, 图 2A 所示的斯特林引擎的元器件几乎与斯特林制冷器的那些元器件完全相同。主要的差异在于引擎里的再生器 12 产生功而制冷器的再生器 12 吸收功。这种差异可以在图 2B 所示的相位矢量图中看到。当 $\theta_0 < 90^\circ$ 时, 声功率流入再生器 12 的环境一侧。通过再生器 12 平均温度 $T_m(x)$ 从 T_0 上升到 T_H 。这种 T_m 的增加引起 ρ_m 下降。由于一阶质量流量 $\rho_m U_1$ 几乎与 x 无关, 体积速度增加, 所以 $|U_{1H}|$ 大于 $|U_{10}|$ 。此外, 在再生器中被吸入的气体的体积使得 U_1 的相位以类似于在制冷器中的方式旋转。这两种效应决定 U_{1H} 在图 2B 中相对 U_{10} 的位置。声功率的放大作用是用 $[|p_{1H}||U_{1H}|\cos \theta_H]/2 > [|p_{10}||U_{10}|\cos \theta_0]/2$ 表示的。

由于通过再生器 12 的时间平均能通量小, 所以流出高温热交换器 18 的声功率几乎等于流入高温热交换器的热量。再者, 热泄漏和其它热损失减少这个功率, 使 $\dot{Q}_H$ 成为声功率的上限, 即 $[1/2]\text{Re}[p_{1H}\tilde{U}_{1H}] \leq \dot{Q}_H$ 。 p_{10} 相对 p_{1H} 的位置是由再生器内的粘滞压降决定的, 压差 $p_{10} - P_{1H}$ 正比于通过再生器 12 的 U_1 的加权平均值。类似于制冷器, 粘滞效应在再生器的高温端最大, 在那里 $|U_1|$ 最大, 粘度也最大。因此在 U_{1H} 控制下, p_{10} 稍微滞后于 P_{1H} 。

现在返回到制冷器，如同前面讨论的那样，声功率

$$\dot{W}_c = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} p(t)U(t)dt \frac{1}{2} = \text{Re}[p_{1c}\tilde{U}_{1c}] \quad (3)$$

从制冷器 10 的低温热交换器 16 流出。如同 Ceperley 教导的那样，理论上这个声功率应该无损失地被传送到环境热交换器。为了实现这种传送，Ceperley 曾规定用全波长环形室传送声波。然而，按照本发明的一个方面使用比波长短得多的环形室 30（如同图 3 示意地表示的那样）是有利的，因为它更紧凑。

图 3 展示本发明的制冷器型的实施方案。总长度小于四分之一声波波长的环形室包含斯特林制冷器的 32 和两个热交换器 34、36。本文中所使用的术语“环形室”意味着用来定义环状循环路径的导管、管道或类似的东西，它们是圆形的或细长的并且具有适合承载声波的横截面，优选圆形的。声功率 38 围绕着环形室顺时针循环，如同用长箭头表示的那样。由声学装置 40（例如，本质上不可逆的热声学引擎、扬声器、被马达驱动的活塞或行波引擎）所产生的补充声功率 42 从侧枝 44 进入环形室 30，以补偿在再生器中以及在环形室中其它地方的声功率损失。如同下面被更充分地解释的那样，质量流量抑制器 46 位于环形室 30 内，以便将时间平均的质量流量 M 本质上减少到零。

在一个实施方案中，图 3 所示的质量流量抑制器 46 的流阻具有这样的 R_M ，以致

$$p_{1c} - p_{1J} = R_M U_{1M}, \quad (4)$$

其中下标 J 表示环形室 30 与侧枝 44 之间的连接位置。环形室 30 所有的声顺部分 48 都保证通过环形室 30 的声惯量部分 50 的体积速度 U_{1L} 不同于通过环境热交换器 36 的体积速度:

$$U_{1L} = U_{10} + j \frac{\omega V_0}{\gamma p_m} p_{10} \quad (5)$$

其中 V_0 是环形室 30 的声顺部分 48 的体积, 因此跨声惯量 50 的压差是:

$$p_{1J} - p_{10} = j\omega \frac{\rho_m l}{S} \left(U_{10} + j \frac{\omega V_0}{\gamma p_m} p_{10} \right) \quad (6)$$

其中 l 和 S 分别是声惯量 50 的长度和面积。取在 C、M 和 0 处得到的相位矢量并且把式 (4) 和式 (6) 合并以便将 p_{1J} 消掉, 于是得到一个复数方程, 其中 R_M 、 V_0 、 l 和 S 是未知的, 按照本发明有许多可能的求解方法, 它们都使建造制冷器变成可能的。

本发明的引擎型的实施方案是用图 4 示意地表示的。总长度小于四分之一波长的环形室 60 包含斯特林引擎的再生器 62 和热交换器 64、66。如同用长箭头表示的那样, 声功率围绕着环形室 60 按顺时针方向循环。由引擎产生的过剩的声功率 72 可以被侧枝 74 输出并且可用来通过声学装置 76 实现有用功 (该声学装置可以是压电换能器或电动换能器, 孔板脉冲管制冷器或基于本发明的制冷器)。声功率 68 围绕着环形室循环, 并且把输入的功提供给斯特林引擎的环境端 T_0 。所以, 这种循环功 68 代替了传统的斯特林引擎中的外界活塞。质量流量抑制器 75 再一次起作用把时间平均质量流量 $\dot{M}$ 朝零方向减少。短环形室 60 的分析完全平行于式 (4)-(6), 再加上仅仅用下标 H 代替下标 C 。

为图 3 和图 4 所示的装置选择工作频率涉及权衡许多问题。高频率导致装置单位体积的高功率，这不仅因为单位时间可以完成许多热力学循环而且因为装置沿着传播方向 x 的长度是近似地用与频率成反比的波长换算的。在其它方面，低频率使热交换器和再生器的机构设计变得容易，其中小孔的尺寸是近似地用与频率的平方根成反比的热渗透深度换算的。

即使环形室比示范实施方案中的声波波长的四分之一还短，声功率仍然围绕着图 3 和图 4 所示的环形室按顺时针方向自然地循环这一事实似乎是令人惊奇的。但是，考虑一下图 5A 和图 5B 所示的包含电阻 R 、电感 L 和电容 C 的电路，它们分别近似地模拟图 3 和图 4 所示的声学回路。电阻近似地模拟再生器和热交换器，电感 L 模拟声惯量，而电容 C 模拟声顺。

对这些电路的每个元器件中 ac 电流的表达式的求导是简单的，并且允许对电路中流过每个位置的电功率 E 的表达式进一步求导。在这些理想化的电路中，没有时间平均功率能在无耗散的电感线圈 L 中被吸收或流入无耗散的电容器 C 。平常的 ac 电路分析简单地得出图 5A 中的反馈功率：

$$\dot{E}_F = \frac{1}{2} \operatorname{Re} [V_{1s} \tilde{I}_{1R}] = \frac{|V_{1s}|^2}{2R} \frac{\omega^2 LC (1 - \omega^2 LC)}{(1 - \omega^2 LC) + (\omega L / R)^2} \quad (7)$$

其中符号约定如图所示。所以，只要 $\omega^2 LC < 1$ ，时间平均功率流动方向就象在图 5A 中用箭头表示的那样；正电功率围绕着电路顺时针流动，模拟图 3 中声功率的顺时针循环。由于能量守恒，在电阻中耗散的时间平均功率 $E_L - E_F$ 必须等于从电源流入电路的时间平均功率： $E_S = [1/2] \operatorname{Re} |V_{1s} \tilde{I}_{1s}|$ 。如果电阻 R 是负的，如图 5B 所示，功率也按顺时针方向循环并且在负电阻中形成的时间平均功率流出该电路进入电源。

图 3 和图 4 中的声惯量 50、80 可以包括重大的声顺，而图 3 和图 4 中的声顺 48、78 可以包括重大的声惯量，这对于熟悉声学技术的人将是显而易见的。实际上，这些元器件的功能可以得到具有均匀分布的声惯量和声顺的声学传输线提供的等同的服务。为了便于讨论，声惯量和声顺被看成是集总元器件。

在图 3 的制冷器中，为了具有尽可能高的冷却功率，符合要求的是消除从环境到低温热交换器 34 的热泄漏。同样，在图 4 的引擎中，为了把引擎运行必不可少的加热器功率减少到最小，符合要求的是消除从高温热交换器 66 到环境的热泄漏。如同在所有现有技术的斯特林装置中那样，在本发明中再生器 32、62 提供这种在低温热交换器 34（在制冷器中）或高温热交换器 66（在引擎中）一侧的绝热。按照本发明的一个方面，在热交换器的另一侧，图 3 和图 4 所示的热缓冲柱 52、70 消除热泄漏。热缓冲柱 52、70 里的气体可以被看成是把压力和速度从低温 34 或高温 66 的热交换器传送到环境温度度的绝热活塞。热缓冲柱 52、70 与孔板脉冲管制冷器的脉冲管完全相似。各种形式的对流换热可以在低温 34 或高温 66 热交换器与环境温度之间通过热缓冲柱 52、70 传输热量。为了消除重力对流换热，热缓冲柱 52、70 通常应该以低温端向下被垂直地取向，就象在图 3 和图 4 中表示的那样。为了消除总体穿梭式对流换热，热缓冲柱 52、70 应该比缓冲柱内气体的峰-峰位移振幅长。为了在热缓冲柱中维持层状振荡栓塞流，其末端应该备有导流板（未示出）。为了消除受气流驱动的对流换热，热缓冲柱 52、70 应该按照 1997 年 11 月 21 日提交的美国专利申请第 08/975,766 号（在此通过引证将它并入）是一头逐渐变细的。

在本发明的另一个方面中，环形室（环形室 30，图 3；环形室 60，图 4）中的时间平均质量流量 $\dot{M}$ 被控制在接近零，为的

是防止稳定的大能通量 $\dot{M}c_p(T_0-T_C)$ 在图 3 的制冷器中流入低温热交换器 34 或者防止稳定的大能通量 $\dot{M}c_p(T_H-T_0)$ 在图 4 的引擎中流入高温热交换器 66。在传统的斯特林引擎和制冷器中, $\dot{M}$ 确实是零; 换言之, 质量在系统的一端或另一端不断地累积。如上所述, Gedeon 曾讨论过每逢存在适合稳定流动的闭环路径时非零的 $\dot{M}$ 怎样才会出现在斯特林低温冷却器和脉冲管低温冷却器中。环形室 30 (图 3) 和环形室 60 (图 4) 显然提供这样的路径; 所以本发明把 $\dot{M}$ 减少到最小。

为了理解 M , 通过把依赖时间的变量写成:

$$\xi(x,t) = \xi_m(x) + \text{Re}[\xi_1(x)e^{i\omega t}] + \xi_2(x) \quad (8)$$

把在式 (1) 中引入复数表示法扩展到二阶。用下标 “2” 表示的与时间无关的新项在这里是非常有意义的。

如上所述, Gedeon 指出二阶的时间平均质量流量:

$$\dot{M}_2 = \frac{1}{2} \text{Re}[\rho_1 \tilde{U}_1] + \rho_m U_2 \quad (9)$$

是很重要的。在声学中, 这样的二阶质量流量被称为声冲流。如上所述, Gedeon 进一步指出在再生器中 $[1/2]\text{Re}[\rho_1 \tilde{U}_1] = \rho_m \dot{W}_2/p_m$, 其中 $\dot{W}_2 = [1/2]\text{Re}[p_1 \tilde{U}_1]$ 是通过再生器传送的声功率。因此, $\text{Re}[p_1 \tilde{U}_1]/2$ 必定不是零, 而有效的再生器操作要求 $U_2 = [-1/2]\text{Re}[p_1 \tilde{U}_1]/\rho_m = -\dot{W}_2/p_m$ 。忽略这个要求的后果是严重的。如果 $M_2 \neq 0$, 那么不合乎需要的受冲流诱发的热流:

$$\dot{Q}_{loss} \sim \dot{M}_2 c_p (T_0 - T_C) \quad , \quad \text{制冷器} \quad (11)$$

$$\sim \dot{M}_2 c_p (T_H - T_0) \quad , \quad \text{引擎} \quad (12)$$

流过该系统。(在图 3 和图 4 中, 这个热量既可能流过再生器 32、62, 也可能流过热缓冲柱 52、70, 取决于 $\dot{M}_2$ 的符号, 而且同样是有害的)。当 $U_2 = 0$ 时, $\dot{Q}_{loss}$ 与制冷器中原有的再生器损失 H_{reg} 的比值在下式表示的数量级上:

$$\frac{\dot{Q}_{loss}}{\dot{H}_{reg}} \sim \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{(T_0 - T_C)}{T_0} \frac{\dot{W}_C}{\dot{H}_{reg}} \sim \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{(T_0 - T_C)}{T_C} \frac{\dot{Q}_C}{\dot{H}_{reg}} \quad (13)$$

在第三个表达式中, 就低温冷却器而言三个分数中每一个都大于 1; 因此它们的乘积远远大于 1, 而且未得到缓解的受冲流诱发的热负载将比低温冷却器中原有的再生器损失大得多。

用制冷器体现本发明的实验室型装置是用图 6 表示的, 它与图 3 所示的那种类型在拓扑学上是完全相同的。制冷器 80 被填充以 2.4 MPa 氩气并且是 23 赫兹下操作的, 因此声波波长是 14 米。制冷器 80 是用本质上不可逆的热声学引擎 78 驱动的。点划线表示圆柱对称的局部轴线。声功率 114 通过器械的声惯量 82、声顺 84 和制冷器的诸部分 86 顺时针循环。在第一环境热交换器 88 和第二环境热交换器 96 周围的重型法兰 102、92 包含水套。为了清楚, O 形圈、大多数法兰和螺栓都被省略。

注意, 第二环境热交换器 96 对于本发明的操作不是必不可少的。它确实为热缓冲柱的环境端提供导流。水管道被包括在第二环境热交换器 96 中, 因为这些部件是从涉及传统的 OPTR 构造的无关的试验中拿来再次使用的。

制冷器 86 的心脏—再生器 98 是用被冲成 6.1 厘米直径的 2.1 厘米厚的斜纹编织的 400 目 (即每英寸 400 条金属丝) 不锈钢网叠制成的。再生器中的筛网总重量是 170 克。根据其几何形状和重量, 这个再生器的水力半径的计算值是大约 12 微米。如同好的再生器所需要的那样, 这个水力半径比氩的热渗透深度

(在 300K 为 100 微米)小得多。在再生器 98 周围的不锈钢压力容器 94 具有 1.4 毫米的壁厚。热缓冲柱 104 是简单的开口圆筒, 3.0 厘米内径、10.3 厘米长和 0.8 毫米壁厚。缓冲柱 104 的直径比氦的粘滞渗透深度(在 300 K 为 90 微米)大得多, 而且长度比在典型的工作点(在 $|p_1|/p_m \sim 0.1$ 附近)缓冲柱中的气体位移振幅(1 厘米)大得多。在每个末端, 两三块 35 目的铜筛网(未示出)起简单的导流板作用, 以便帮助维持热缓冲柱 104 中的振荡栓塞流。氦气的高密度增强了这种栓塞流的重力稳定性, 以致过细的导流和改变直径在这个最初的实验室型制冷器上都没有表现出来。但是, 提供更大的功率密度的气体(例如, 氦气)可以被用来代替氦气, 而该器械为了获得最佳性能有可能需要过细的导流和改变直径。为了获得重力稳定性, 制冷器组件的取向是垂直的, 如图 6 所示。

为了试验, 再生器 98 和热缓冲柱 104 之间的低温热交换器 106 是 Z 字形缠绕在玻璃纤维框架上的 1.8Ω 长的 NiCr 带。来自加热器和温度计的电线在室温下沿着热缓冲柱轴向延伸到防泄漏的电馈通装置。两个水冷的热交换器(第一环境热交换器 88 和第二环境热交换器 96)都是壳管式结构, 在 $|p_1|/p_m \sim 0.1$ 时 1.7 毫米直径、18 毫米长的管内的氦气的雷诺数在 10^4 数量级上。第一环境热交换器 88 具有 365 个这样的管, 第二环境热交换器 96 有 91 个。

如图 6 所示, 声惯量 82 是两端带 7° 锥度以减少末端湍流效应的 2.2 厘米内径、21 厘米长的简单的金属管。声惯量 82 和制冷器 86 的元器件借助 O 形圈被密封在上下平板中, 为的是便于修改。这两块平板借助由法兰盘的延伸部分和有长螺栓从中穿过的坚固的套管形成的笼子保持固定的距离。声顺 84 是半个椭球, 其长短径比为 2:2:1, 体积为 950 立方厘米。

制冷器 86 首先如图 6 所示配置,但没有安装柔软的隔膜 108 (该隔膜可以是气球型的隔膜或类似的东西)。在 $|p_1|/p_m = 0.068$ 时,该制冷器没有冷却到 19°C —那天提供给水冷热交换器的冷却水的温度以下。但是,压力相位矢量接近预测结果,而制冷器的冷端温度非常有力地独立于施加给低温热交换器的热负载,例如,在 $|p_1|/p_m = 0.07$ 时,施加 70 瓦负载仅仅使 T_c 升高到 35°C ,如同在图 7 中用半填充的圆表示的那样。因此,声学现象和大致的冷却功率基本上如同预期的那样,而极大的非零 $\dot{M}$ 有效地使低温热交换器 106 热锚定到环境热交换器 88 上,从而埋没了在其它方面令人满意的冷却功率。

为了表明在图 7 中用半填充的圆表示的最初的制冷器性能是由非零质量流量造成的,柔软的隔膜 108 被安装在第二环境热交换器 96 的上方,如图 6 所示。柔软的隔膜 108 被选定为声学上是透明的同时彻底地阻断 $\dot{M}$ 。柔软的隔膜 108 就位时,制冷器 86 运行良好,从而证实了维持 $\dot{M} \equiv 0$ 将导致这种类型的斯特林制冷器成功地操作。柔软的隔膜 108 是在 $|p_{10}|/p_m$ 在 0.04 和 0.10 之间变动时操作的。在一套测量中,保持 $|p_{10}|/p_m = 0.054$,同时通过调整在低温热交换器 106 处的电加热器功率 $\dot{Q}_c$ 使 T_c 从 -115°C 变化到 7°C (始终保持 $T_0 = 13^\circ\text{C}$)。图 7 中填实的符号和线分别是最终获得的测量结果和计算结果。实验点表示施加给低温热交换器 106 的电加热器功率 $\dot{Q}_c$ 维持给定的 T_c ,而实线是相应的计算结果。实验点还表示从侧枝输出的实测声功率 $\dot{W}_{\text{sidebranch}}$,而长虚线是相应的计算结果。短虚线表示回收功率(即穿过柔软的隔膜 108 的声功率)的计算值。

图 7 中描绘的数据表明:随着 T_c 降低,冷却功率下降,而由侧枝提供的声功率上升。与实验结果合理地一致的计算结果使人们深入了解这些倾向的主要原因。首先,就这些测量结果

而言, 计算出的大致的冷却功率 $\dot{W}_C = [1/2]\text{Re}[p_{1c} \tilde{U}_{1c}]$ 几乎恒定在 40 瓦, 与 T_C 无关。如同围绕着式 (2) 讨论的那样, 在最理想的情况下, 这将是冷却功率。在 40 瓦以下随着 T_C 下降计算值 $\dot{Q}_C$ 的下降几乎与 $T_0 - T_C$ 成正比并且几乎完全是由通过再生器的热流量造成的。 $\dot{Q}_C$ 的实测值和计算值之间的差异也与 $T_0 - T_C$ 成正比, 在 $T_C = -120^\circ\text{C}$ 时上升到 10 瓦。这可能是简单地由在热缓冲柱 104 中通过绝缘的原始的热泄漏与冲流或喷射诱发的对流的组合造成的。其次, 在大多数理想情况下...冷却功率 40 瓦、卡诺效率 $\dot{Q}_C/\dot{W} = T_C/(T_C - T_0)$, 必要的净声功率将是 $\dot{W} = (40 \text{ 瓦})(T_0 - T_C)/T_C$, 该声功率从 $T_C = T_0$ 时的零升高到 $T_C = -120^\circ\text{C}$ 时的 35 瓦。这考虑到在图 7 中随着 T_C 下降 40 瓦下的大多数计算值 $\dot{W}_{\text{sidebranch}}$ 增加。由于未知的理由, $\dot{W}_{\text{sidebranch}}$ 的测量结果超过计算结果大约大约 30%。计算结果表明大约 5 瓦的声功率是在柔软的屏障 108 之下的第二环境热交换器 96 中耗散的, 15 瓦是在再生器 98 和毗邻的热交换器 88、106 中由于粘滞性损失掉的, 10 瓦是在声惯量 82 中耗散的。

如果这是传统的孔板脉冲管制冷器, $\dot{W}_C = 40$ 瓦将耗散在孔板中。在图 7 中, 计算出来的反馈声功率 $\dot{W}_{\text{recovered}}$ (这是本发明的一个方面) 接近 30 瓦; 因此, 大约 75 % 的 $\dot{W}_C$ 通过侧枝 112 被回收并且被反馈给谐振腔。请注意, 最高温度的 $\dot{W}_{\text{recovered}}$ 与 $\dot{W}_{\text{sidebranch}}$ 不相上下。换言之, 在这些温度下环形构造把从本质上不可逆的热声学引擎 78 输出到制冷器 80 的声功率减少到在传统的孔板脉冲管制冷器中的大约一半。

为了证实这项发明的引擎实施方案, 图 8 所示的引擎被构成。它是用 3.1 MPa 的氦气填充的并且在 70 赫兹下操作, 相应的声波波长 14 米。再生器 122 中及其下面的小圆表示一些温度传感器的位置。为了测量 P_{10} 和 P_{1H} 还配备了压力传感器。除了

在滑动接头 148 周围的重型螺栓形成的笼子、声学谐振腔和可变的声学负载之外，大部分外部硬件都在图中展示。

再生器 122 是由被机械加工成 8.89 厘米直径的 7.3 厘米厚的 120 目不锈钢网叠制成的。为了便于安装和拆卸，网叠被装在薄壁不锈钢罐内。根据再生器中筛网的总重量，体积孔隙率是 0.72，而水力半径是大约 42 微米。这比通过再生器 122 从 140 微米变化到 460 微米的氦气热渗透深度小。再生器 122 周围的不锈钢压力容器 124 在热端具有 12.7 毫米的壁厚，而且逐渐变薄，以致在冷端具有 6.0 毫米的厚度。

热缓冲器柱 126 是内径与再生器 122 相同、长 26.4 厘米的开口圆筒。其内径比氦气的粘滞和热渗透深度大得多，而且其长度比在 $|p_1|/p_m \approx 0.05$ 的典型的工作点气体位移 (2.5 cm) 大得多。壁厚从在热端的起始厚度 12.7 毫米向下逐渐减小到距热端 9.6 厘米处的 6.0 毫米。没有为了抑制受边界层驱动的柱内冲流而尝试使热缓冲柱一头逐渐变细 (见美国专利申请第 08/975,766 号)。操作数据表明这种冲流形式是存在的而且携带着数百瓦热量。这些测量结果表明在这种类型的引擎中使热缓冲柱逐渐变细的必要性。在 766 号申请中表现出减少冲流的小锥角 θ 不容易从图 8 看出。因此，图 8 也应该被看成包括一头逐渐变细的热缓冲柱 126 的实施方案。人们从 766 号申请中将领会到抑制冲流的锥度的大小和方向不是一眼就能看出的，必须依据特定的热缓冲柱 126 的实施方案和操作条件确定。

为了试验，高温热交换器 128 是由 Z 字形缠绕在氧化铝框架的 Ni-Cr 电加热带构成的。给高温热交换器 128 供电的引线在其环境温度端进入热缓冲柱 126，且轴向向上穿过柱到 Ni-Cr 带。流入高温热交换器 128 的功率是用市售的瓦特计测定的。

第一环境热交换器 132 和第二环境热交换器 134 是壳管式结构的水冷热交换器。第一环境热交换器 132 包括 299 个内径 2.5 毫米长度 20 毫米的管。管中典型的雷诺数在 $|p_1|/p_m \approx 0.05$ 时是 3,000。第二环境热交换器 134 包括 109 个内径 4.6 毫米、长度 10 毫米的管。管中典型的雷诺数在 $|p_1|/p_m \approx 0.05$ 时是 1,6000。第二环境热交换器是为了试验目的被包括在内的，而就引擎的实际应用而言将不是必要的。

声惯量 136 的主要部分是由市售的公称尺寸为 2.5 英寸、目录标号 40 的碳钢管制成的。为了改善光洁度，在内表面上略微进行机械加工。为了把声惯量 136 重新连接到引擎的主要部分上，采用了标准的 2.5 英寸的十字接头和标准的 4 英寸到 2.5 英寸的变径 T 型管接头。声惯量 136 的总长度是 59 厘米，内径是大约 6.3 厘米。声顺 144 是由两个市售的公称尺寸 4 英寸的短半径弯头组成的。声顺 144 的总容积是 0.0028 立方米。市售的 4 英寸到 2.5 英寸的变径管 146 被用于使声惯量 136 顺利地适应声顺 144。声惯量 136 包括滑动接头 148 以允许声惯量 136 在热缓冲柱 126 和压力容器 124 热膨胀时延长。

在图 8 所示的引擎实施方案中， $\dot{M}_2$ 是用流体动力方法予以抑制的，例如，喷射泵 140，下面予以讨论。为了进行比较首先建立基线。引擎 120 在不试图阻拦 $\dot{M}_2$ 的情况下运行。然后，引擎 140 在把橡胶隔膜 152 安装在变径管 146 和声顺 144 之间的接合部的情况下运行。在两种运行条件下，压力相位矢量 p_{10} 和 p_{1H} 都在基于早期计算的估计值附近。这两种运行状况之间的主要差异是 $\dot{M}_2$ 的存在。

图 9 展示在这两种运行条件下再生器中的温度分布。在两种运行中，施加给高温热交换器的热量逐渐增加，直到压力振幅达到 $p_1/p_m \approx 0.05$ 为止。引擎上唯一的负载是声学谐振腔

本身（未示出）。因此，对于两种情况 T_H 应该是几乎相同。随着隔膜就位，温度从环境端到热端呈直线上升。在没有 M_2 的情况下，因为氮和不锈钢的热传导率仅仅微弱地取决于温度，所以这种线性的依从关系是预期的。

在隔膜 152 被拆除， $\dot{M}_2$ 不受限制的情况下，温度分布则大不相同。式 9 以及随后的讨论表明 $\dot{M}_2$ 按照与声功率流动方向相同的方向流动。在这种情况下， $\dot{M}_2$ 从第一环境热交换器 132 进入再生器 122。如同在图 9 中见到的那样，这股冷气流几乎在其整个长度上降低再生器的温度。由于有高温热交换器 128 存在，该温度在热端附近迅速上升。请注意，图 9 中的直线仅仅是引导眼睛观察，不反映数据点之间的实际温度。可以假定在 7.2 厘米附近的温度几乎与在 10 厘米处的温度相同。就 $\dot{M}_2$ 的概算，比较在有和没有隔膜 152 的情况下使引擎在这种压力振幅下运行需要输入的热量， $\dot{Q}_H$ 。当隔膜 152 就位时， $\dot{Q}_H = 1250$ 瓦。没有隔膜 152， $\dot{Q}_H = 2660$ 瓦。这种输入热量的差异 $\Delta \dot{Q}_H$ 应该用下式给出：

$$\Delta \dot{Q}_H = \dot{M}_2 c_p (T_H - T_0) \quad (14)$$

利用式 (14)，得出 $\dot{M}_2 \approx 1.5 \times 10^{-3}$ 公斤/秒。

一种抑制 $\dot{M}_2$ 的方法是跨再生器 122 强加能够驱动与 $\dot{M}_2$ 数量相等的流体按相反的方向通过再生器 122 的时间平均压降 Δp_2 。必不可少的 Δp_2 可以利用在此通过引证被并入的 Kays 和 London 在 “Compact Heat Exchangers (紧凑的热交换器)” (McGraw-Hill, NY 1964) 中的图 7-9 给出的低雷诺数极限来估算，就横截面面积为 S 、水力半径为 r_h 的筛网床上的压力梯度而言：

$$\frac{dp_2}{dx} \cong -\frac{6\dot{M}_2\mu}{\rho_m S_{rh}^2} \quad (15)$$

其中 μ 是粘度。数值因子微弱地取决于床的体积孔隙度。就图 9 所示数据和 $\dot{M}_2$ 的估算值而言, 必要的压降是 370 Pa。

估算再生器 122 内的 $\dot{M}_2$ 的替代方法是利用式 (9) 及其后面的讨论, 即 $\dot{M}_2 = \rho_m \dot{W}_2 / p_m$ 。在实验条件下, 在再生器 122 的环境端, 在给定 $\dot{M} = 1.3 \times 10^{-3}$ 千克/秒的条件下的 $\dot{W}_2$ 计算结果为 $\dot{W}_2 = 850$ 瓦。 $\dot{M}_2$ 的实验估算值和计算结果大体一致, 从而表明 $\Delta p_2 \sim 370$ Pa 的估计大体上是正确的。

在低粘度或大管径以及没有湍流的限制下, p_2 将用伯努利方程的某种声学形式予以描述。这意味着声学上理想的连接再生器两端的路径将把 $\Delta[\rho_m u_1 \tilde{u}_1]$ 数量级的压差强加在再生器 122 上, 其中 u_1 是复数速度振幅。(这样的理想路径可以包括热缓冲柱、声惯量和声顺, 但没有热交换器或其它具有小通道的元器件。) 这个压差通常比令 $\dot{M}_2 = 0$ 所需要的 Δp_2 小得多。因此, 为了产生必要的 Δp_2 , 在该路径中需要依赖于湍流、粘度或其它未被包括在伯努利方程中的某些物理现象的附加的物理作用或结构。

流体动力学末端效应的不对称性可以产生这种必要的 Δp_2 。在小直径的管子(在那里 $|u_1|$ 是大的)和大直径的管子(在那里 $|u_1|$ 是小的)之间逐渐变细的过渡段中, 如果锥度足够平缓, 那么湍流将被避免, 而伯努利方程将被保持。在相反的极端状态下(即在骤变过渡中), 大 $|u_1|$ 产生相当大的湍流, 因此骤变过渡段上的振荡压力下降应该进一步反映在稳定的高雷诺数流动中被称为“次要损失”的现象。如果气体位移振幅比管直径大得多,

那么在任何瞬间的流动对其过去的历史都几乎没有记忆，以致其声学行为可以从已知的稳定流动现象的表达式对时间仔细的积分中推演出来。

在通过骤变的过渡段的稳定流动中，次要损失诱发的与来自伯努利方程的理想压力的偏差 Δp_{ml} 是由下式给出的：

$$\Delta p = K[1/2] \rho u^2 \quad (16)$$

其中 K 是次要损失系数，该系数对于许多种过渡段几何形状是已知的，而 u 是速度。 K 强烈地取决于通过过渡段的流动方向。在图 10A 和图 10B 所示的实例中，小法兰管 160 被接在本质上无限开阔的空间 164 上。当气体 164（在管 162 内以速度 u ）流出管 162 时，发生喷射而且在射流下游动能损失给湍流 166； $K_{out} = 1$ 。反之，当气体如图 10B 所示流入管中时，开阔空间 164 中的流线 168 被大范围匀称地散开； K_{in} 介于 0.5 和 0.04 之间，而且入口边缘的倒圆半径 r 越大该数值就越小。

如果 $u_1 = |u_1| \sin \omega t$ ，通过式 (16) 对时间的积分获得时间平均压降为：

$$\begin{aligned} \overline{\Delta p_{ml}} &= \frac{\omega}{2\pi} \left(\int_0^{\pi/\omega} K_{out} \frac{1}{2} \rho |u_1|^2 \sin^2 \omega t dt - \int_{\pi/\omega}^{2\pi/\omega} K_{in} \frac{1}{2} \rho |u_1|^2 \sin^2 \omega t dt \right) \\ &= \frac{1}{8} \rho |u_1|^2 (K_{out} - K_{in}) \end{aligned} \quad (17)$$

这个流体动力学的平均压差可以作为迫使 $\dot{M}_2 = 0$ 再生器上必不可少的 Δp_2 的来源使用。但是，如此简单的 $\dot{M}_2$ 控制并非没有代价；声功率是以某种速率耗散的：

$$\begin{aligned}
\dot{E} &= S \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} \Delta p_{ml} u dt \\
&= S \frac{\omega}{2\pi} \left(\int_0^{\pi/\omega} K_{out} \frac{1}{2} \rho |u_1|^3 \sin \omega t dt - \int_{\pi/\omega}^{2\pi/\omega} K_{in} \frac{1}{2} \rho |u_1|^3 \sin^3 \omega t dt \right) \\
&= \frac{1}{3\pi} \rho |u_1|^2 |U_1| (K_{out} + K_{in}) \quad (18)
\end{aligned}$$

$$= \frac{8}{3\pi} \overline{\Delta p_{ml}} |U_1| \frac{K_{out} + K_{in}}{K_{out} - K_{in}} \quad (19)$$

其中 S 是小管 162 的横截面面积。式 (19) 表明产生符合要求的 $\overline{\Delta p_{ml}}$ 的最佳途径是把流体动力学质量流量抑制器插在小 $|U_1|$ 的位置并且改变其形状, 以使 $K_{out} - K_{in}$ 尽可能大。

在引擎 120 (图 8) 中, $|U_1|$ 在毗邻再生器 122 的位置最小, 但是那个位置对于添加附加的零部件是不方便的位置。第二环境温度热交换器 134 具有稍微大一点的 $|U_1|$ 而且为了保证 p_{10} 略微超前于 p_{1H} 已经要求某种额外的耗散, 所以第二环境温度热交换器 134 下方的空间被选中作为进行流体动力学质量流量抑制实验的位置。在这个实施方案中, 流体动力学质量流量抑制器 140 是“喷射泵”由有 25 个完全相同的锥形孔从中通过的黄铜块形成的, 每个锥形孔 1.82 厘米长, 在最接近第二环境温度热交换器的上端直径为 8.05 毫米, 在下端直径为 5.72 毫米。在孔的精心倒圆的小头部分末端效应具有强不对称性, 从而在孔的大头的速度足够小以致次要损失可忽略不计时产生符合要求的 $\overline{\Delta p_{ml}}$ 。连接末端的锥度是逐渐变化的, 足以防止其间的次要损失。就选定的几何形状而言, 为了形成 $\Delta p_2 = 930$ Pa 的压差, 喷射泵 140 是经过估算的。但是, 这个估算是以假定在喷射泵 140 两端的次要损失之间没有相互作用的计算为基础的。就稳定的

流动而言，已知两个次要损失部位靠在一起定位将导致比各自的 Δp_2 之和还小的 Δp_2 。

喷射泵 140 被安装好，引擎 120 在与图 9 中另外两组数据相同的工作点运行。带喷射泵 140 的温度分布几乎恢复到带橡胶隔膜 152 的分布。另外，用橡胶隔膜 152 达到这个工作点所需要的输入热量仅仅是 $Q_H = 1520$ 瓦。不用橡胶隔膜 152 必不可少的补充热量是 1400 瓦。使用喷射泵 140 把这个值降低 82 %，至 260 瓦。这清楚地证明喷射泵 140 的效果。

通过用可变的声学负载（未示出）来增加引擎上的声学负载，把温度分布作为在固定值 $|p_{10}|/p_m = 0.05$ 下 T_H 的函数进行测量。这些测量结果表明就 $200^\circ \leq T_H \leq 725^\circ\text{C}$ 而言在温度分布的线性度方面没有可检测的变化。所以，喷射泵 140 似乎不受负载条件变化的影响。最后，通过固定声学负载、改变 $\dot{Q}_H$ ，把温度分布作为在固定的 $T_H \approx 525^\circ\text{C}$ 下 p_1 的函数进行测量。温度分布在 $0.03 \leq |p_{10}|/p_m \leq 0.05$ 范围内没有变化。在比较高的压力振幅下，喷射泵相对 Δp_2 的其它来源被削弱。在达到最高的压力振幅时， $|p_{10}|/p_m = 0.075$ ，再生器中心的温度从其低振幅值 310°C 下降到 235°C 。这相对 $T_H - T_0 \approx 500^\circ\text{C}$ 只有 15% 的变化。

在这些测量期间用喷射泵 140 获得的效率用图 11A 和图 11B 表示。在这些测量期间，最高效率 $\eta = \dot{W}/Q_H = 0.17$ ，最高的卡诺效率分数 $\eta_{II} = \eta/\eta_c = 0.27$ ，其中卡诺效率 $\eta_c = 1 - T_0/T_H$ 。在橡胶隔膜 152 就位的情况下，观察到的最高值是 $\eta = 0.21$ 和 $\eta_{II} = 0.32$ 。在测定引擎的输出功时， $\dot{W}$... 唯一交付给可变的声学负载的声功率被计算出来；谐振腔的消散不被包括在内。因此，这些效率表示引擎加谐振腔的效率，引擎把功率交付给谐振腔的效率更高。

当行波装置的操作是为了提供凡是在操作条件大幅度变化的范围内强迫 $\dot{M}_2 = 0$ 都需要的 Δp_2 时, 调整用来抑制质量流量的流体动力学方法的强度有时可能是合乎需要的。为了检验这种可变的流体动力学方法, 图 6 所示的制冷器装置经过改进包括图 12A 和图 12B 所示的狭缝式喷射泵, 它代替图 6 所示的柔软的隔膜 108。狭缝 172 提供如图 10A 和图 10B 所示的不对称的流动, 并因此在 $K_{out} \sim 1$, $K_{in} \sim 0.1$ 时提供用式 (17) 表示的 Δp_2 。枢轴点 174 允许狭缝 172 的右壁 176 移动, 例如借助通过压力密封连接到适合手动调节的外部按钮上的杠杠 (未示出) 或自动控制器, 该自动控制器受位于再生器 98 中心的温度传感器 (图 6) 之类的东西调节。以这种方式移动狭缝 172 的右壁 176 可以调节狭缝 172 的面积, 并因此相对 $|U_1|$ 改变 $|u_1|$, 以致 Δp_2 按照式 (17) 变化。

用这种配置在 T_c 从 0°C 到 -70°C 、压力振幅 $|p_1|/p_m$ 从 0.03 到 0.05 的范围内进行试验的结果表明为了保持再生器 98 当中的温度近似等于 T_c 和 T_o 的平均值 (表示 $\dot{M}_2 = 0$), 可以调整狭缝 172 的宽度。在这些条件下, 制冷器的性能类似于使用柔软的隔膜 108 时的性能。

上面对本发明的描述主要是与采用比波长短的环形室并且用软屏障方法抑制质量流量的制冷器和采用比波长短的环形室并且用流体动力学方法抑制质量流量的引擎有关。但是, 热缓冲柱和两种质量流量抑制方法中任何一种的使用可适用于引擎和制冷器两者, 不管这些引擎和制冷器究竟是使用在此介绍的比波长短的环形室还是使用 Ceperley 描述的更接近全波长的环形室。另外, 补充的软屏障方法 (包括各种膜盒) 和补充的流体动力学方法 (包括上面讨论过的可调节的方法) 也是有用的, 这一点通过介绍应该是显而易见的。虽然在本文中抑制质量

流量描绘成局域性的，但是它可以分布在装置的若干个区段上，例如，通过在一个或多个热交换器中采用一头逐渐变细的通道以及在环形室和侧枝的“T型”接合部利用不对称的流体动力学效应（例如，见图8）。

另外，本发明的各个方面都如同对制冷器那样可适用于热泵，引擎和制冷器可以共享同一个环形室，多重装置可以共享一个环形室，以及多重环形室可以按许多种途径（例如，通过分享共同的声惯量和共同的声顺）连接起来，这些也都应该是显而易见的。在这种情况下，每个环形室可能都需要它自己的质量流量抑制器，而每个在不同于环境温度的温度下的热交换器都可以从毗邻的热缓冲柱中受益。

图13A至图13D图解说明一些这样的实施方案。在关于这些图的描述中，词汇“再生器”、“热交换器”、“质量流量抑制器”、“热缓冲器”、“声惯量”、“声顺”和其它词汇具有与前面的详细介绍相同的意思并且将不再予以详细地描述。提供不同的实施方案的是这些元器件的安排而不是元器件的功能。

首先参照图13A，它展示的是元器件的热泵配置。环形室180定义声惯量202和声顺198。再生器182坐落于环形室180中，环境热交换器相对声功率循环方向在再生器182下游。高温热交换器186与再生器182相邻在其上游。质量流量抑制器185被表示成在环境热交换器184的下游，但是它可以位于环形室180中任何方便的位置。在这种情况下，热缓冲柱188毗邻作为定义装置工作温度的热交换器的高温热交换器186定位。声功率192是由声学装置196产生的并且通过侧枝194输入环形室180。

图13B描绘如同用图4描述的那样由依据本发明的引擎形成的声源与如同用图3描述的那样由依据本发明的制冷器形成

的声汇的组合，其中同样的数字代表可以通过参照图 3 和图 4 识别的同样的元器件。共同的侧枝对应于侧枝 44 和 74，而声功率流 42、72 如图 3 和图 4 所示。

图 13C 是对图 13B 所示的实施方案的进一步提炼，其中引擎 212 和制冷器 230 被合并到一个环形室 210 中。引擎 212 包括与热交换器 214（环境温度）和 218（工作温度）毗邻的再生器 216，其中工作温度热交换器 218 在再生器 216 下游，而毗邻的热缓冲柱 222 在工作温度热交换器 218 下游。如果需要，引擎 212 可以有相关联的声惯量 224 和声顺 226，以便对输出的声功率提供适当的相位调整。

制冷器 230 接收来自引擎 212 的声功率输出，并且包括与热交换器 232（环境温度）和 236（工作温度）毗邻的再生器 234。热缓冲柱 238 在工作温度热交换器 236 的下游。如果需要，附加的声惯量 242 和声顺 244 可以由环形室 210 定义。按照本发明，质量流量抑制器 240 被包括在环形室 210 中。抑制器 240 通常可以定位在环形室 210 范围内任何地方，并且可以被集中在一个位置，或者作为分布式抑制器即作为散布在环形室 210 范围内的多个元器件被提供。

图 13D 示意地描绘平行配置的多个用图 3 表示的制冷器。完全一样的元器件是用相同的参考数字即准备好的参考数字描述的，并且都参照图 3 个别地讨论过。如图所示，一个或多个制冷器部分可以通过声功率 38、38' 循环使用的共同的柱 50 结合起来。柱 50 可以是为了定义供平行的制冷器使用的共同的声惯量而成形的。人们将理解 2 台以上制冷器可以被平行地连接起来。另外，尽管图 13D 描绘的是制冷器，但是同样的配置可能被用于图 4 所示的引擎。

关于遵从斯特林循环的行波制冷器和引擎的上述介绍是为了图解说明的目的而提出的，它们不倾向于穷举或把本发明限定在已揭示的明确的形式范围内，而且考虑到上述的教导，显然有许多修改和变化是可能的。之所以选择和介绍这些实施方案是为了最充分地解释本发明的原则及其实际应用，借此使熟悉这项技术的其它人能按照各种实施方案以及适合所期待的特定用途的各种修改方案充分地利用本发明。我们倾向于本发明的范围是由权利要求书定义的。

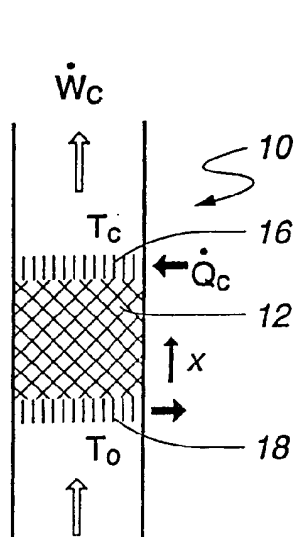


图 1A

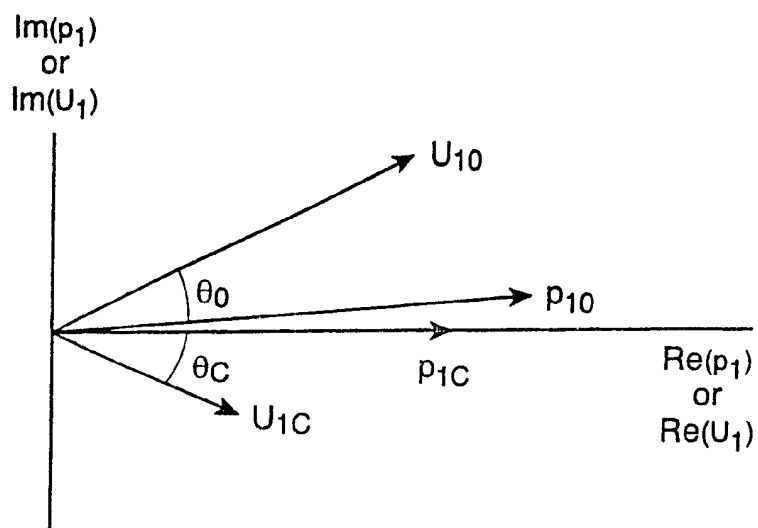


图 1B

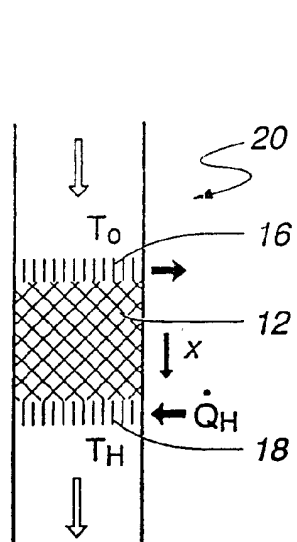


图 2A

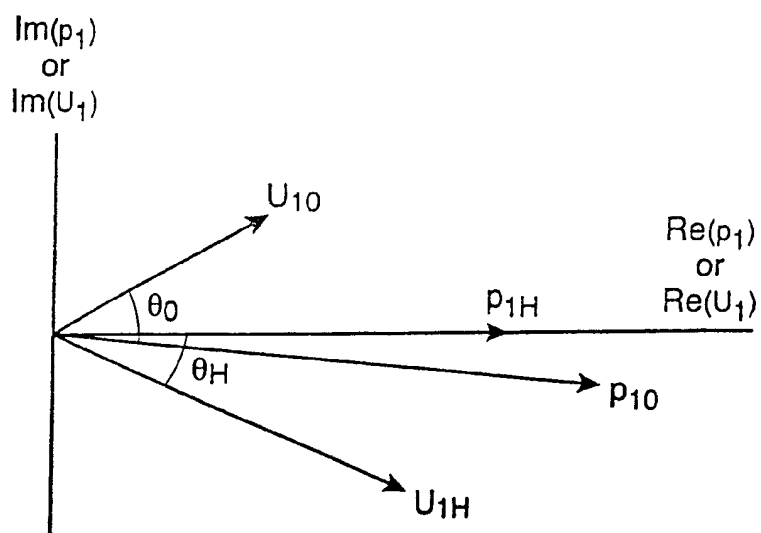


图 2B

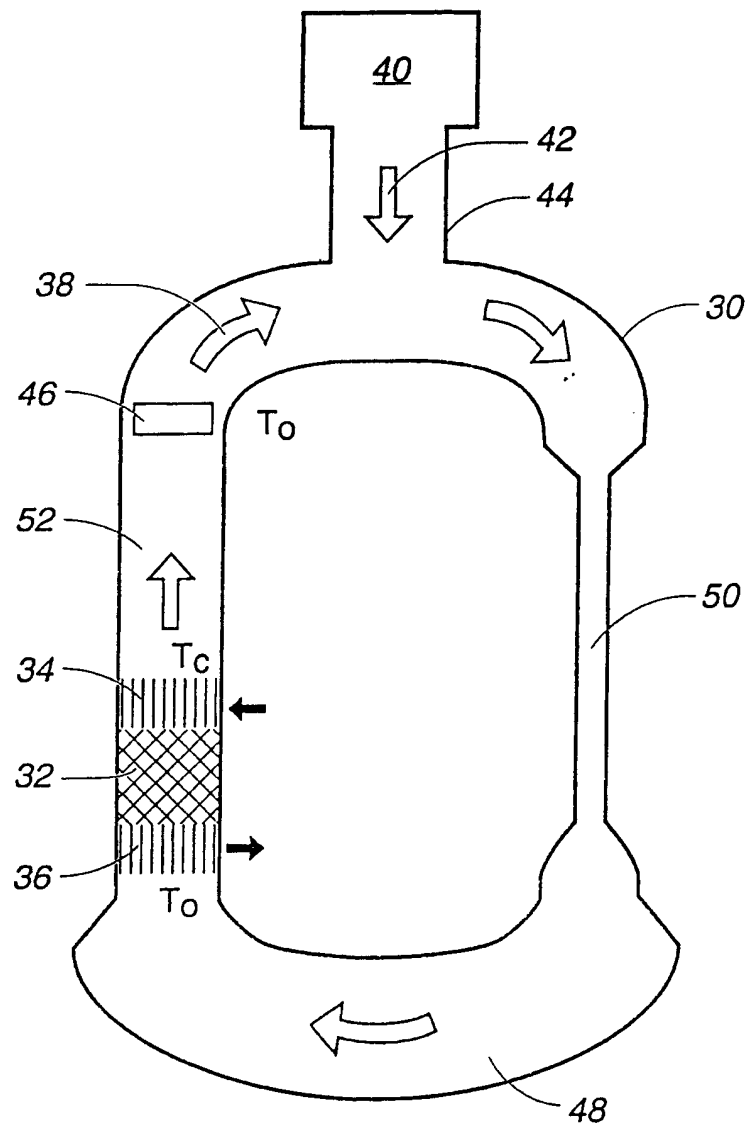


图 3

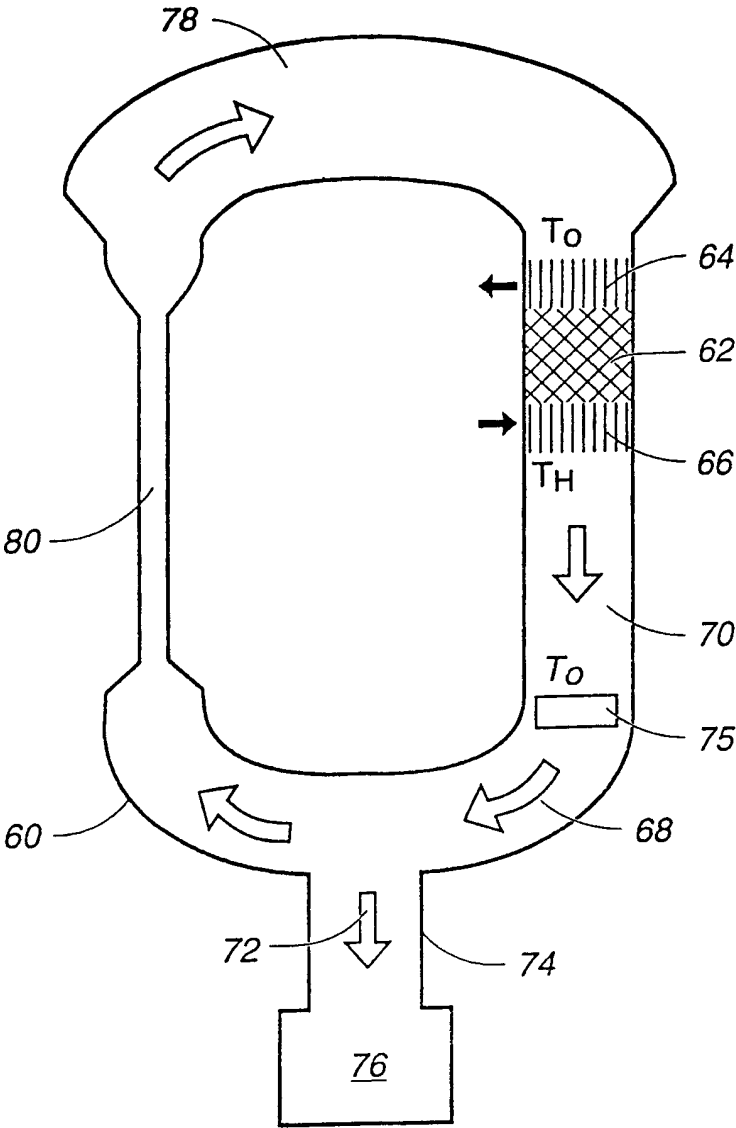


图 4

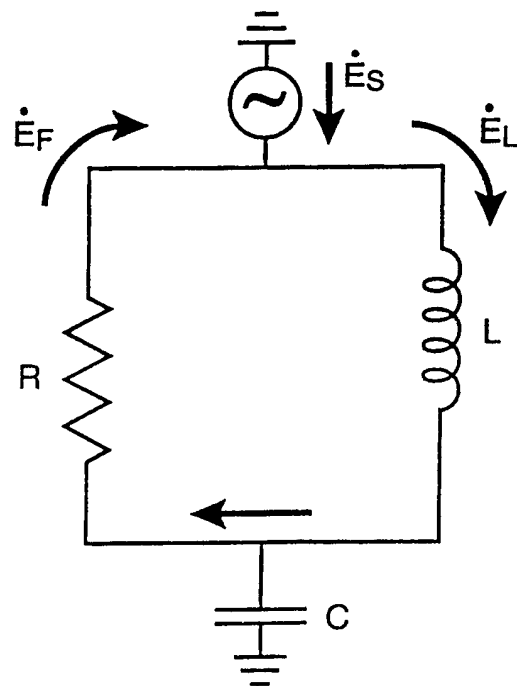


图 5A

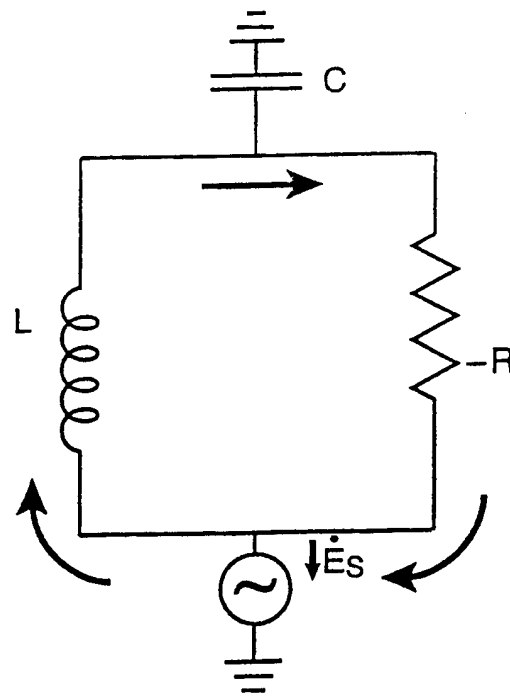


图 5B

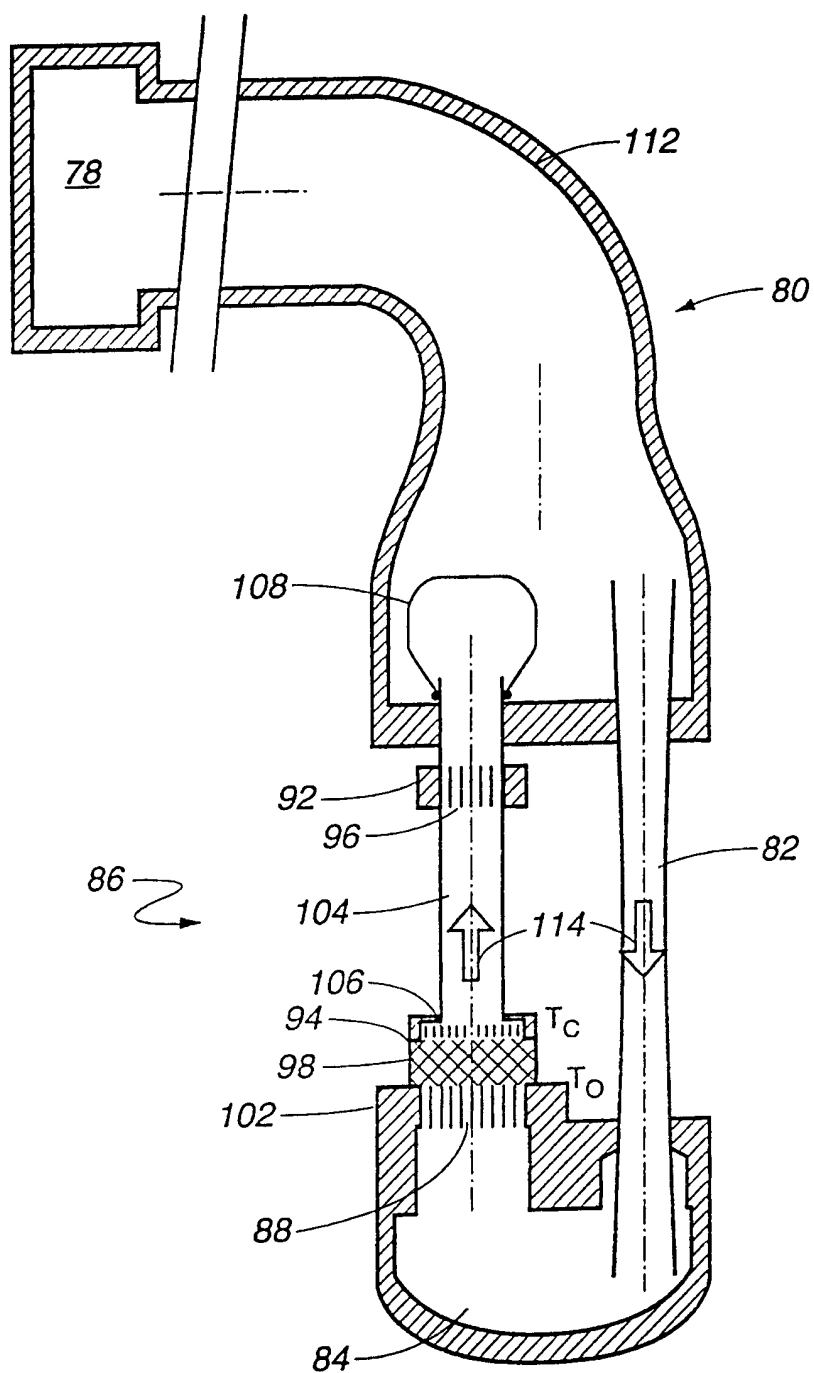


图 6

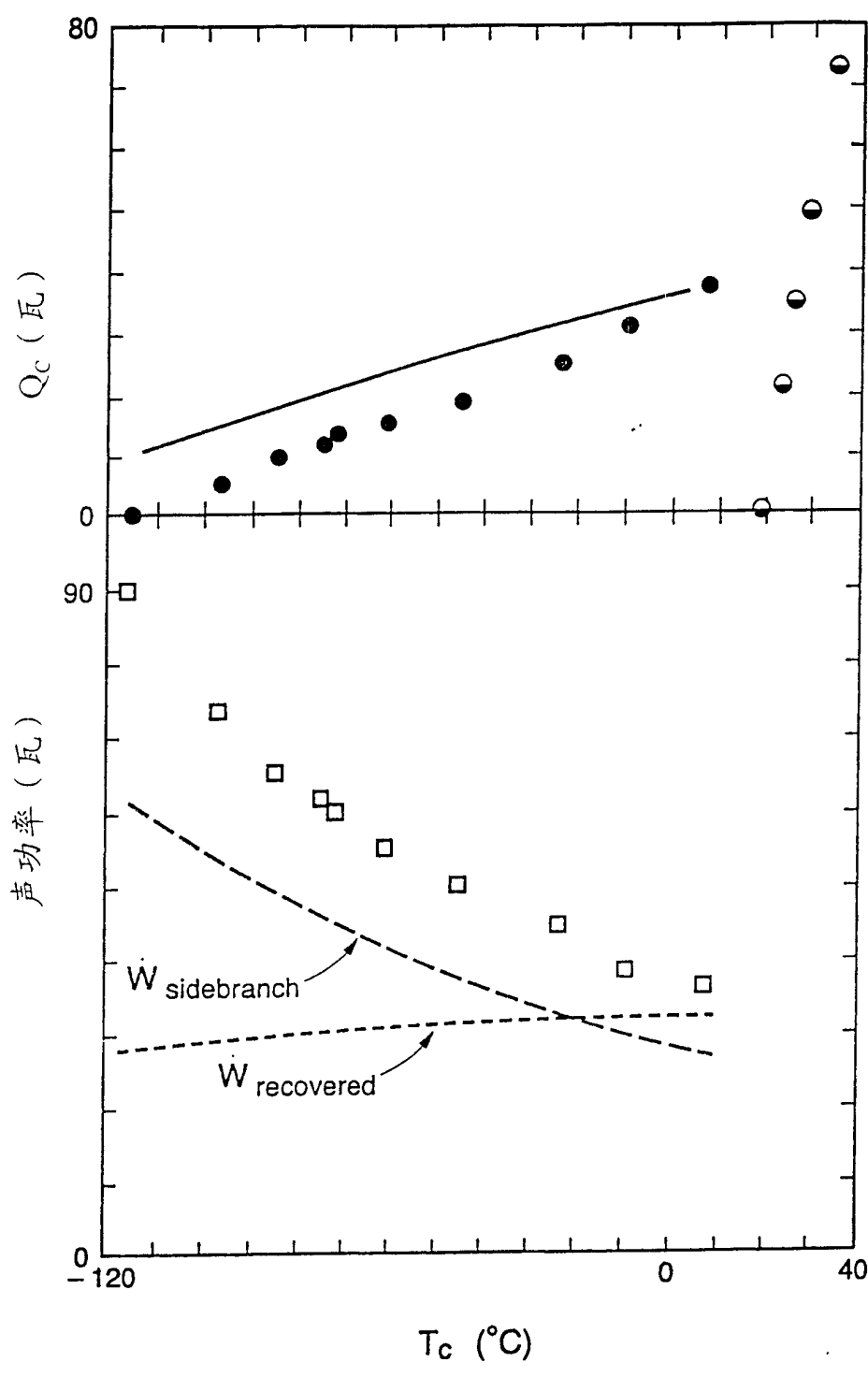


图 7

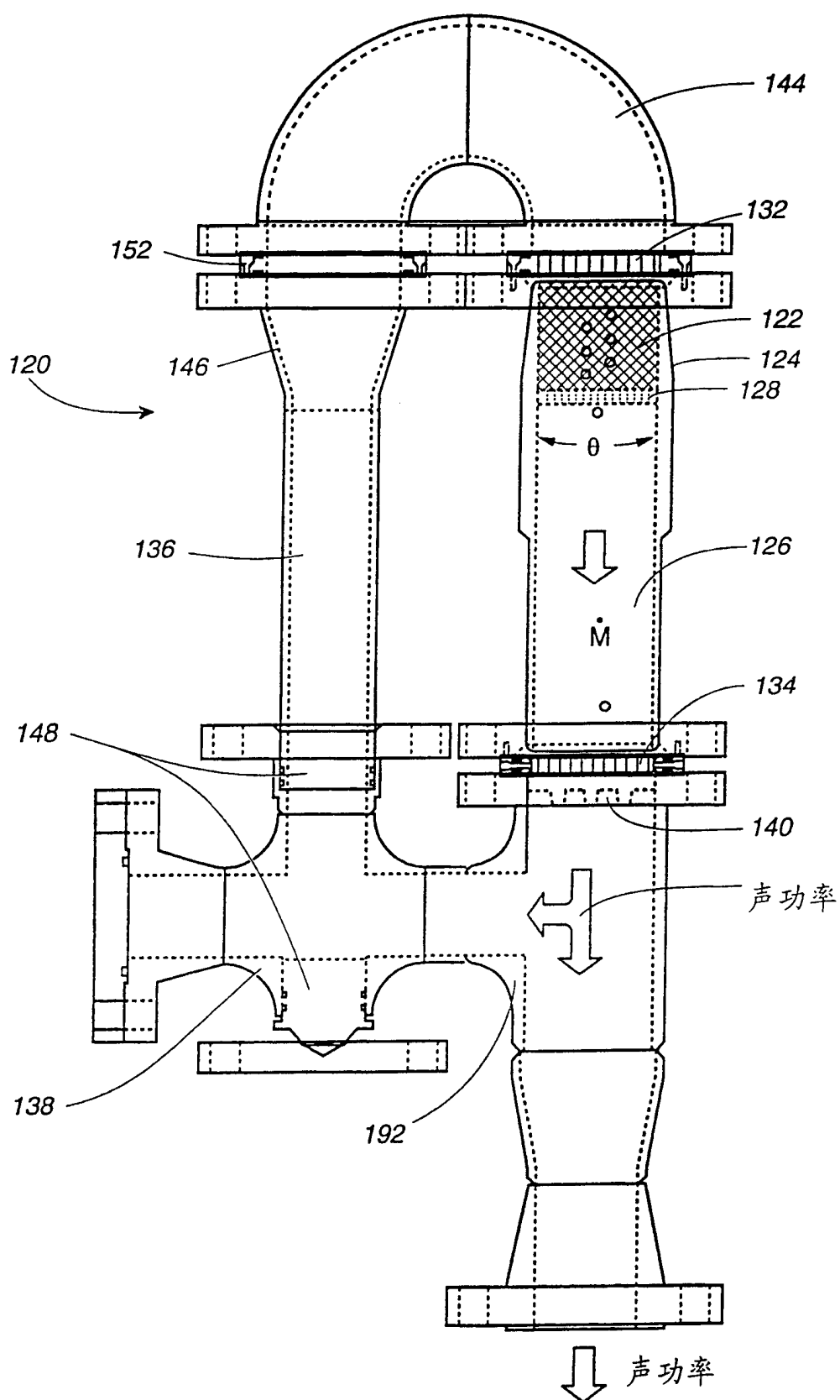


图 8

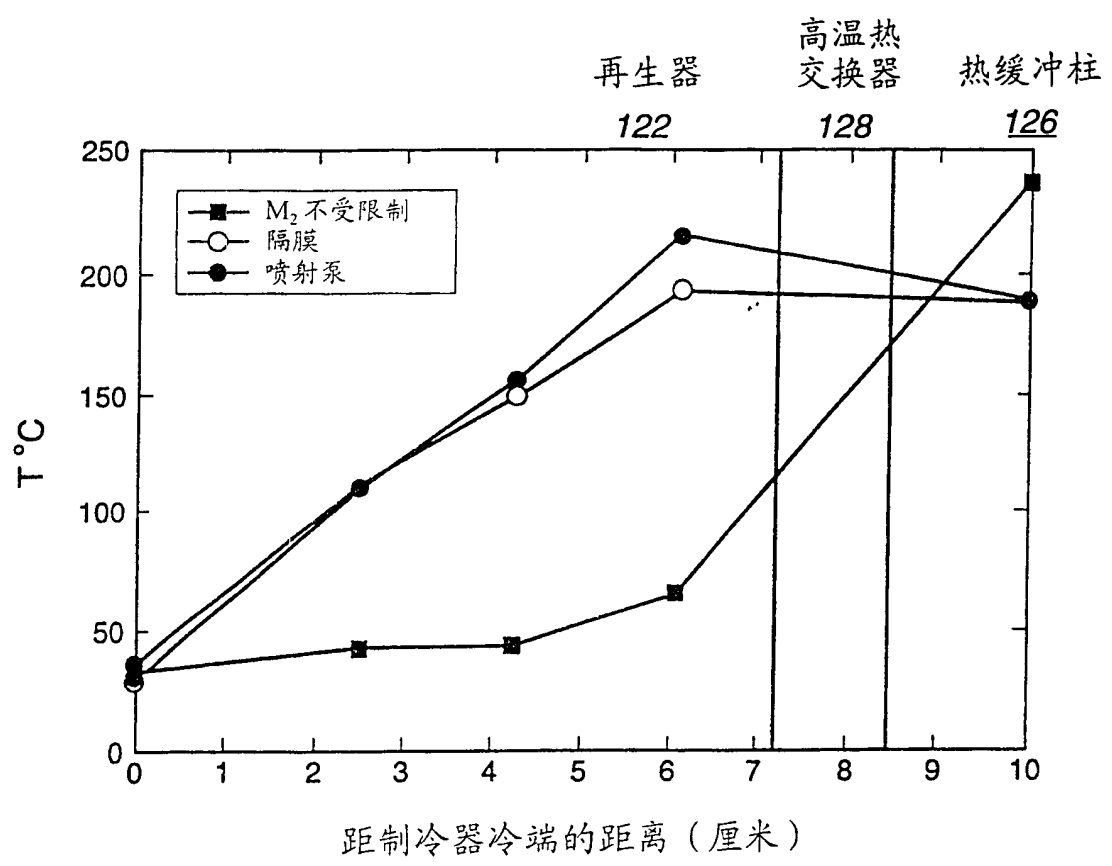


图 9

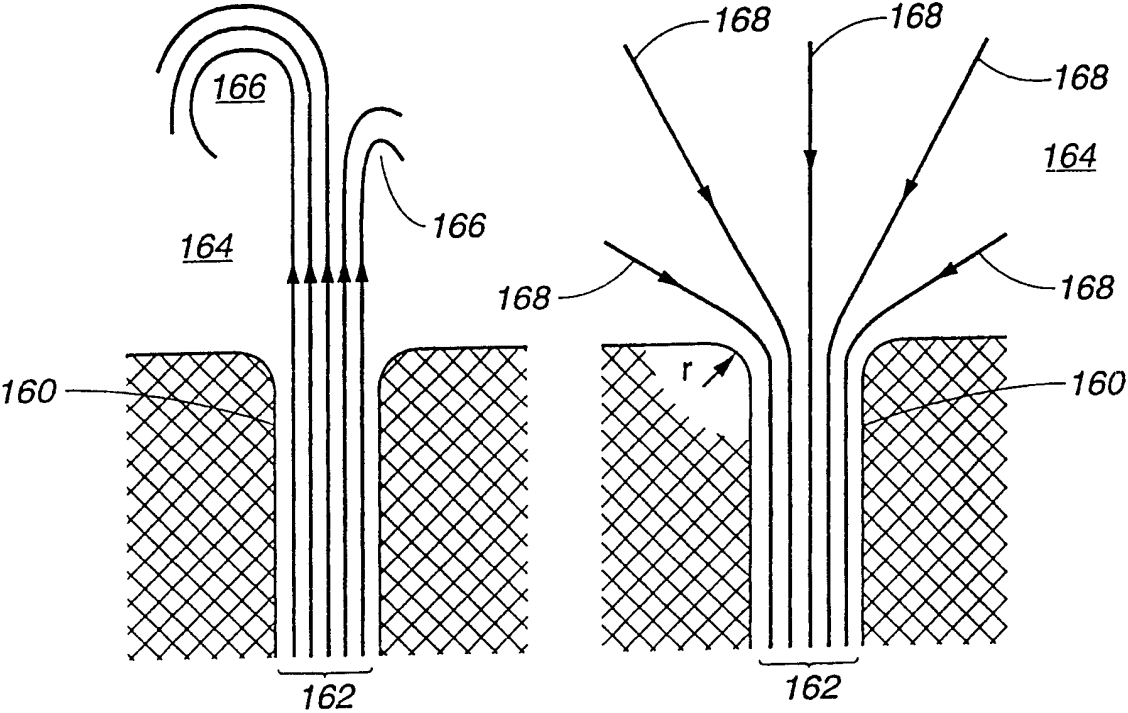


图 10A

图 10B

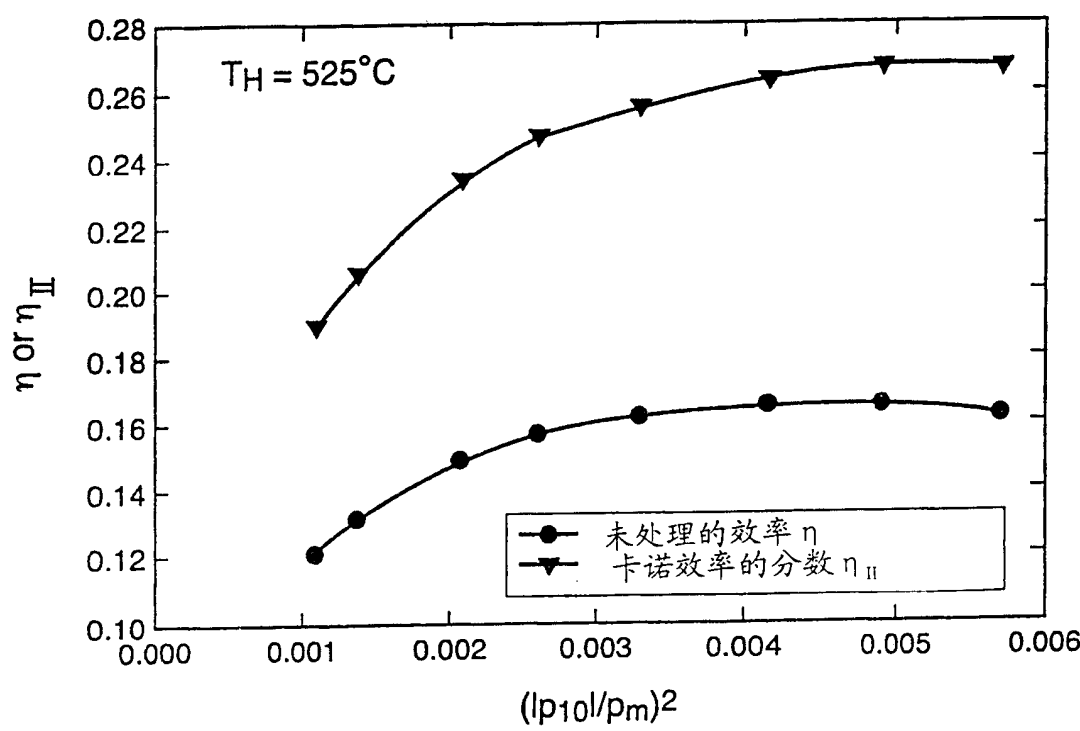


图 11A

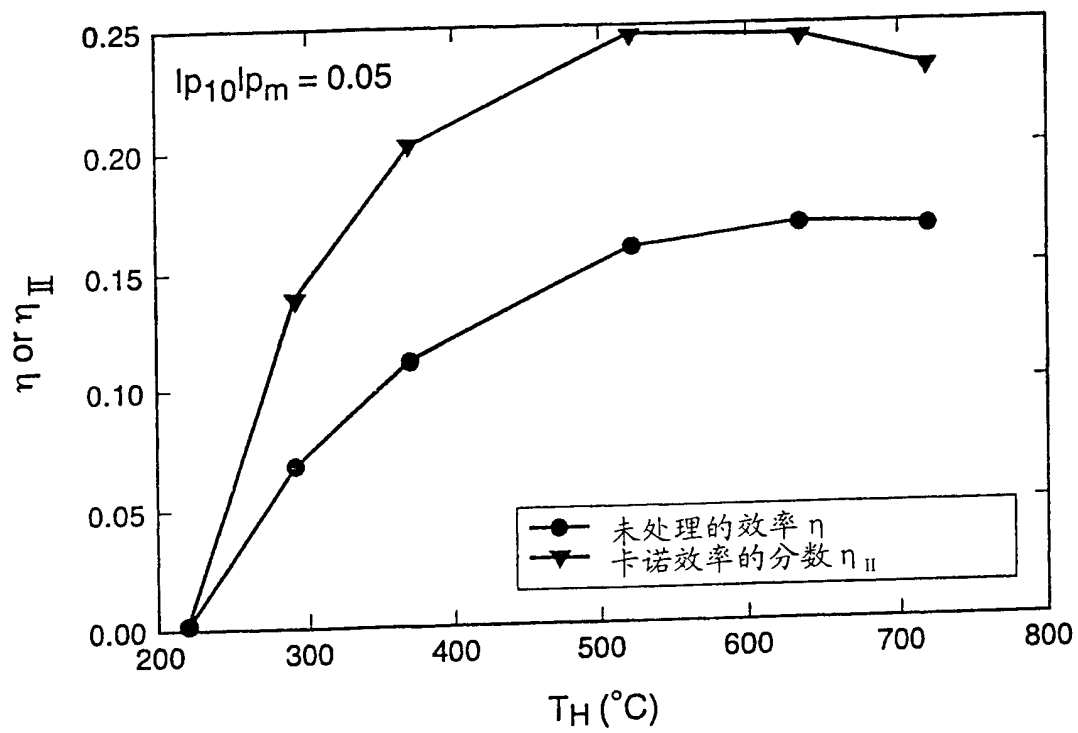


图 11B

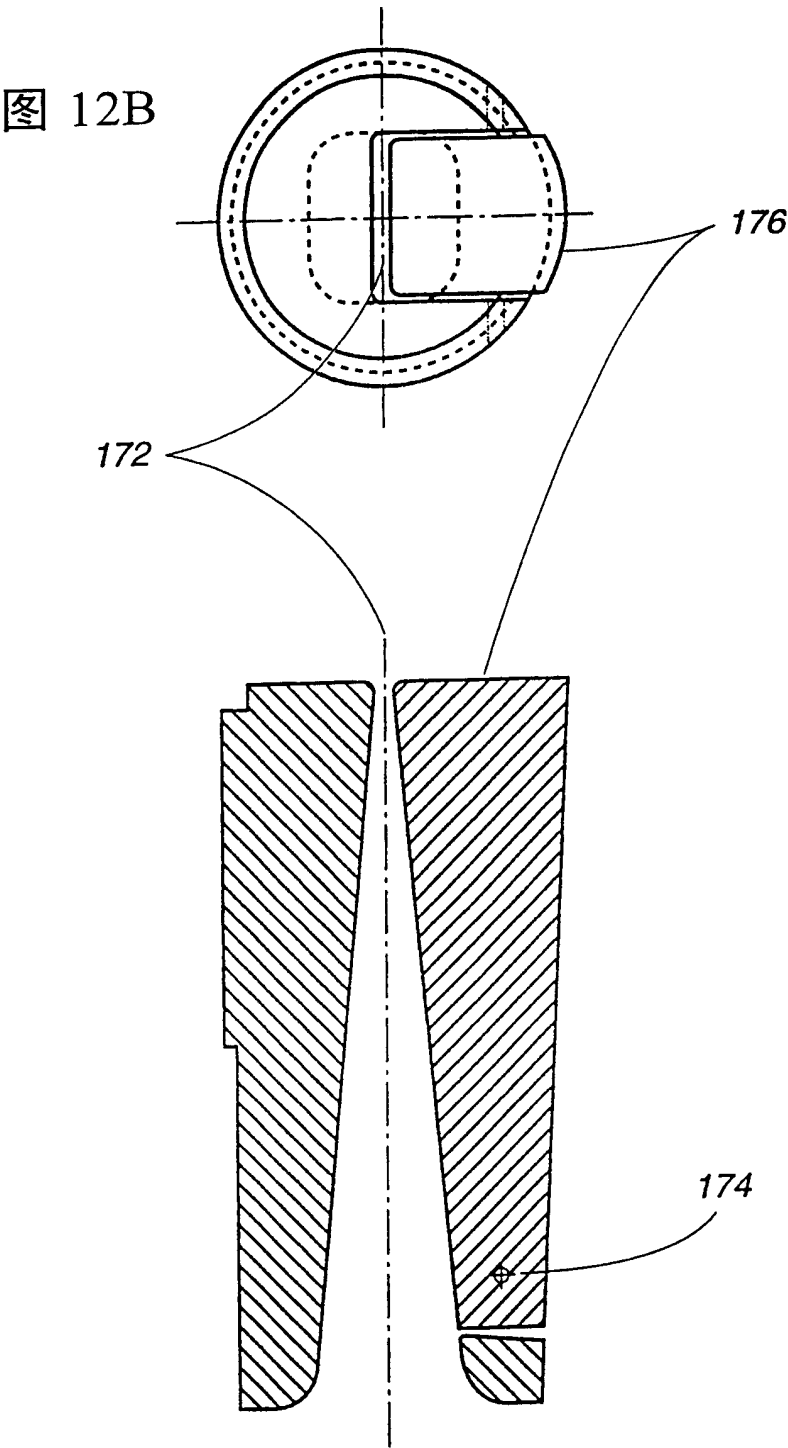


图 12A

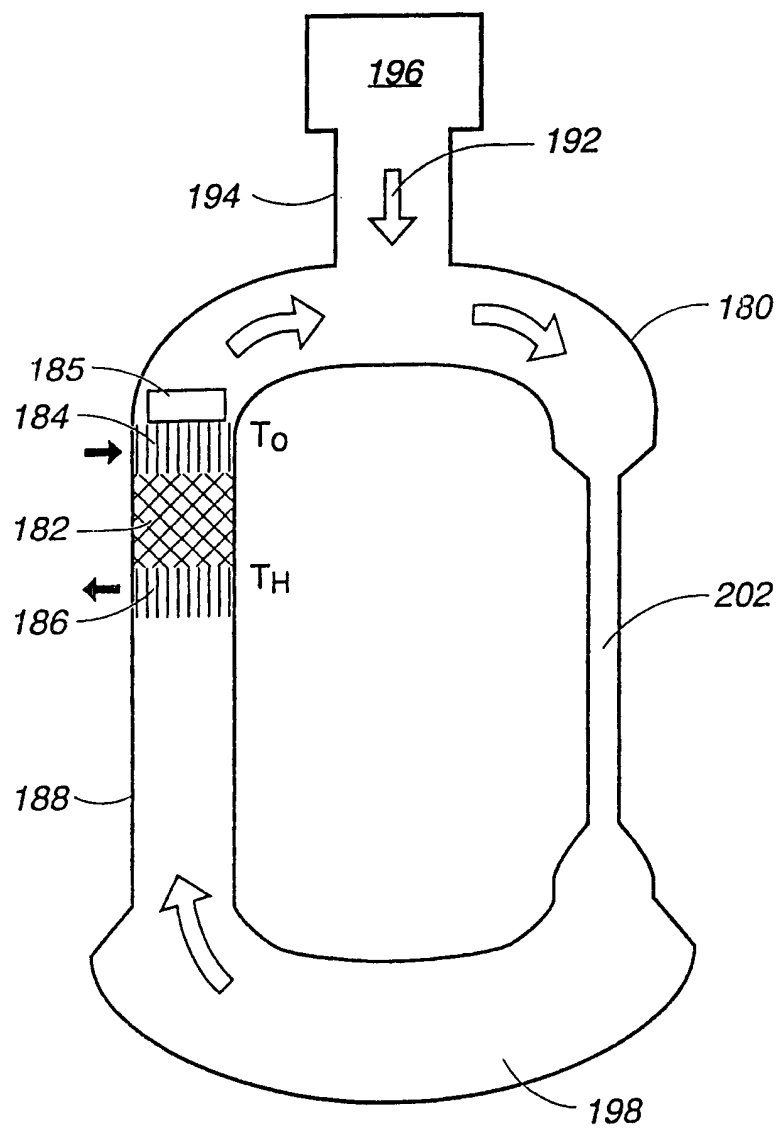


图 13A

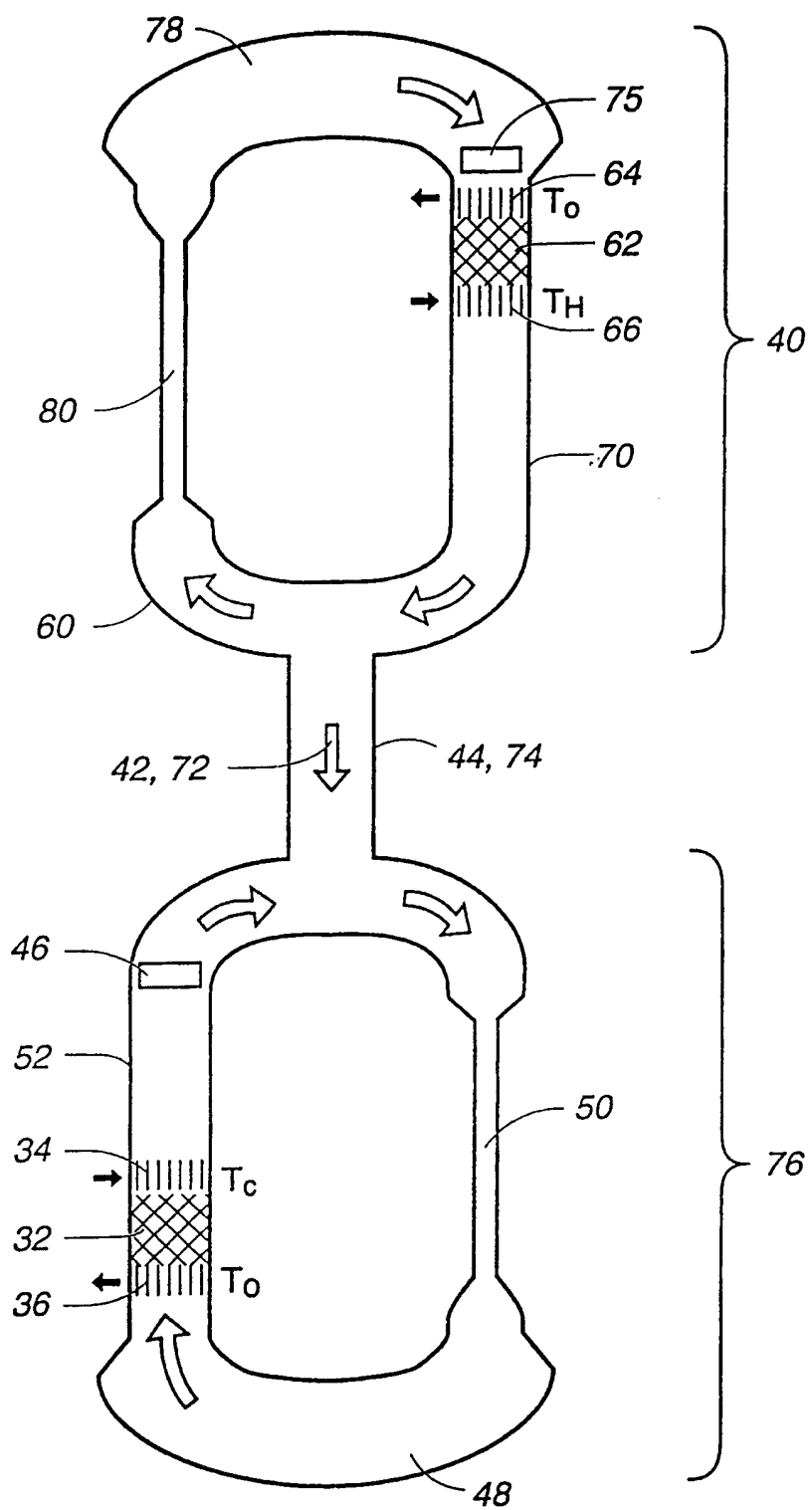


图 13B

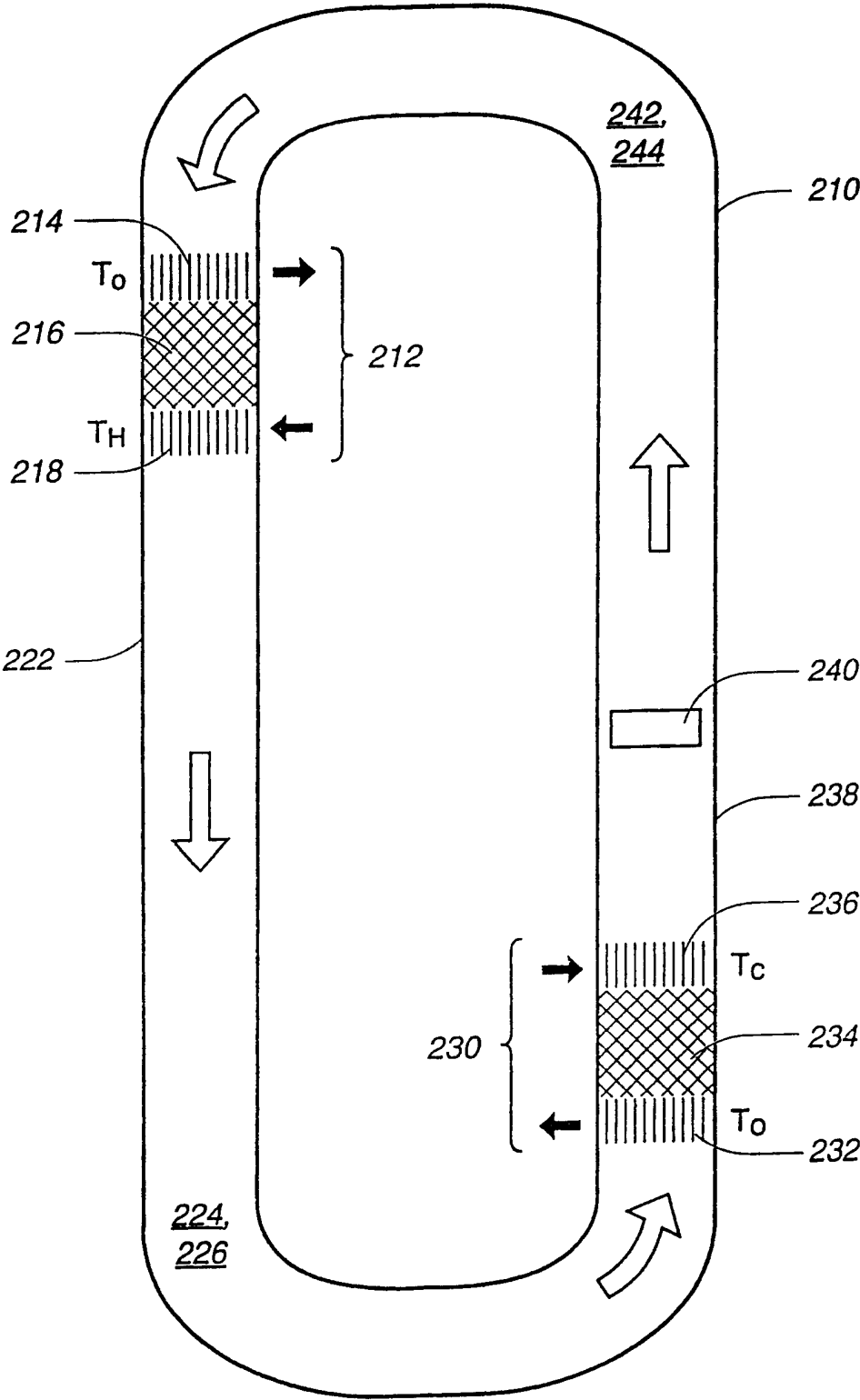


图 13C

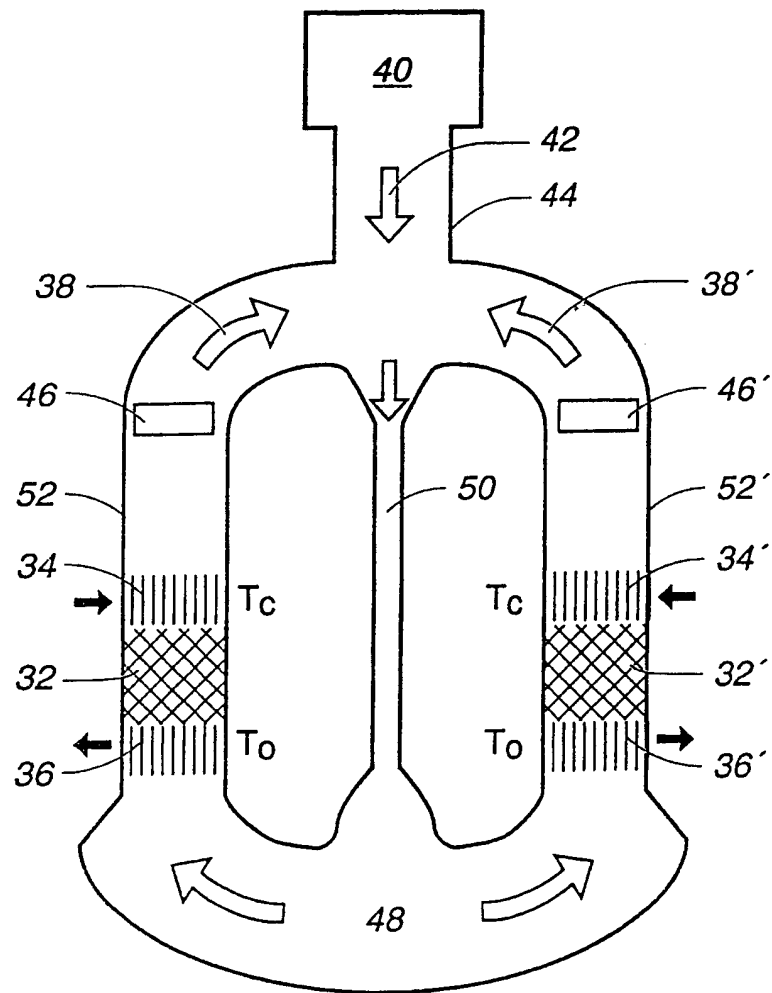


图 13D