

[19] 中华人民共和国国家知识产权局



[12] 发明专利申请公布说明书

[21] 申请号 200810171490.6

[51] Int. Cl.

F02G 1/043 (2006.01)

F02G 1/053 (2006.01)

F25B 9/14 (2006.01)

[43] 公开日 2009 年 3 月 18 日

[11] 公开号 CN 101387240A

[22] 申请日 2008.8.8

[21] 申请号 200810171490.6

[30] 优先权

[32] 2007. 8. 9 [33] US [31] 60/954,824

[71] 申请人 环球冷却有限公司

地址 荷兰海尔蒙德

[72] 发明人 D · M · 贝尔舒维兹

[74] 专利代理机构 上海专利商标事务所有限公司

代理人 朱立鸣

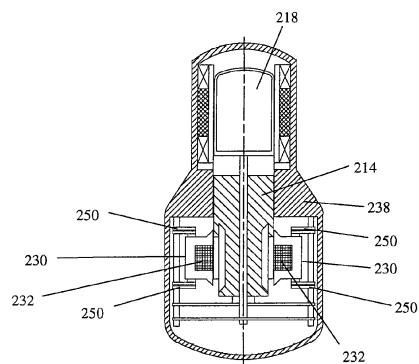
权利要求书 2 页 说明书 16 页 附图 4 页

[54] 发明名称

与线性马达或交流发电机连接的自由活塞机械的定子振动平衡

[57] 摘要

一种 β 型自由活塞斯特林循环发动机或冷却器，其驱动地连接在线性交流发电机或线性马达上，并且具有改进的平衡系统，无需独立振动平衡单元就能使振动最小化。线性马达或交流发电机的定子通过插入的弹簧安装在壳体的内部，以提供一种在斯特林机械和连接的换能器运行时，允许定子往复运动和弹簧的伸缩的振荡系统。定子振动的固有频率 ω_s 基本保持等于 $\omega_p \sqrt{1 - \frac{\alpha_p}{k_p}}$ ，并且活塞的固有振动频率 ω_p 基本保持等于连接的斯特林机械和交流发电机或马达的操作频率 ω_0 。对于工作气体的平均温度和/或平均压力的变化引起振动频率 ω_p 大于非显著的变化的应用场合，还公开了各种用于补偿这些变化以保持振动平衡的替代装置。



1. 一种改进的 β 型斯特林机械，它包括往复的置换器和往复的活塞，驱动地耦合至线性电-磁-机械换能器，且包括具有电枢绕组的定子，置换器、活塞和定子都安装在壳体中，其改进包括：

定子通过被插入的弹簧安装在壳体的内部，在斯特林机械和所耦合的换能器运行期间，弹簧允许定子往复运动并伸缩该弹簧。

2. 根据权利要求1所述的改进的斯特林机械和所耦合的换能器，其特征在于，活塞、置换器和定子的往复运动是沿着共同的往复轴线。

3. 根据权利要求2所述的改进的斯特林机械和所耦合的换能器，其特征在于，还包括：用于改变在壳体和定子之间的所插入的弹簧的总弹簧常数的装置。

4. 根据权利要求3所述的改进的斯特林机械和所耦合的换能器，其特征在于，用于改变总弹簧常数的装置包括也将所述定子连接于壳体的第二弹簧，所述第二弹簧具有可调节的弹簧常数。

5. 根据权利要求4所述的改进的斯特林机械和所耦合的换能器，其特征在于，第二弹簧包括气体弹簧，该气体弹簧具有差动泄漏阀，所述差动泄漏阀包括至少两个指向相反、平行连接的单向阀和至少一个流量控制阀，所述单向阀连接在所述斯特林机械后部空间和所述气体弹簧的气缸之间，所述至少一个流量控制阀与单向阀中的一个串联。

6. 根据权利要求2所述的改进的斯特林机械和所耦合的换能器，其特征在于，活塞具有连接在活塞和壳体之间的弹簧，活塞至壳体的弹簧连接具有总弹簧常数 k_p ，其中斯特林机械和所耦合的换能器还包括改变弹簧常数 k_p 的装置。

7. 根据权利要求6所述的改进的斯特林机械和所耦合的换能器，其特征在于，改变弹簧常数 k_p 的装置包括平移平均活塞位置的装置。

8. 根据权利要求7所述的改进的斯特林机械和所耦合的换能器，其特征在于，改变弹簧常数 k_p 的装置包括与电枢绕组串联的直流电源。

9. 根据权利要求2所述的改进的斯特林机械和所耦合的换能器，其特征在于，定子的固有振动频率 ω_s 基本上等于 $\omega_p \sqrt{1 - \frac{\alpha_p}{k_p}}$ 并且所述活塞的固有振动

频率 ω_p 基本上等于耦合的斯特林机械和换能器的运行频率 ω_o 。

10. 根据权利要求 2 所述的改进的斯特林机械和所耦合的换能器，其特征

在于，定子的固有振动频率 ω_s 在 $\omega_p \sqrt{1 - \frac{\alpha_p}{k_p}}$ 的 20% 之内，并且，活塞的固有频率 ω_p 在耦合的斯特林机械和换能器的运行频率 ω_o 的 20% 之内，其中， α_p 是连接在置换器和活塞之间弹簧的弹簧常数， k_p 是连接在活塞和壳体之间的弹簧弹簧常数。

11. 根据权利要求 10 所述的改进的斯特林机械和所耦合的换能器，其特征在于，权利要求 9 中的所述关系为都在 10% 之内。

12. 根据权利要求 11 所述的改进的斯特林机械和所耦合的换能器，其特征在于，权利要求 9 中的所述关系为都在 5% 之内。

13. 根据权利要求 2 所述的改进的斯特林机械和所耦合的换能器，其特征在于，还包括，连接在壳体和定子之间的力变换器。

14. 根据权利要求 13 所述的改进的斯特林机械和所耦合的换能器，其中，力变换器包括二级线性马达。

与线性马达或交流发电机连接的
自由活塞机械的定子振动平衡

申请的相关交叉参考

本申请要求 2007 年 8 月 9 日提交的美国临时申请第 60/954824 的优先权。

技术领域

本发明总的涉及一种与线性交流发电机或线性马达连接的 β 型自由活塞斯特林循环发动机和冷却器，尤其涉及一种平衡该连接系统以使振动最小化，而无需使用通常的无源振动平衡单元。

背景技术

斯特林循环发动机是一种公认的可将热能有效转化为机械能以用来驱动机械负载的热力机械装置。类似地，斯特林循环冷却器被公认为可有效地将机械能转化为热能，将冷却器温度的热能抽取为加热器温度的热能，从而利用其冷却包括处于低温温度的热负荷。这些发动机和冷却器被总称作斯特林机械，其通常机械连接于线性马达或线性交流发电机。斯特林发动机可驱动线性交流发电机来生成电力，而斯特林冷却器可由线性马达来驱动。线性马达和交流发电机具有同样的基本部件，最典型的是在线圈中往复的永磁体，该线圈缠绕在低磁阻的铁磁芯上以形成定子，由此，在这里将其总称为线性电-磁-机械换能器。

尽管斯特林机械可与不同结构的线性电-磁-机械换能器连接，但是一种最实用、有效和紧凑的结构使用的是 β 型斯特林机械，该机械将所连接的线性电-磁-机械换能器与斯特林机械形成整体，并且所有部件都包含在密封密闭的壳体中。在这个结构中，所有的往复部件沿着公共的往复轴线进行往复运动。这些往复部件包括活塞、置换器、任何的连杆、往复磁铁、及安装或支承结构。

这些部件的往复运动引起的振动力可作用到壳体，结果导致壳体及安装有壳体的任何物体的振动。为了降低、最小化或消除这种振动，现有技术中，壳体机械地连接了一外部或内部安装的振动平衡器，有时误称为振动吸收器。所述振动平衡器，最典型地为无源振动平衡器，增加了所述所组合和连接的斯特林机械与线性电-磁-机械换能器的成本和体积，也大幅增加了其实际重量。典型

地，必须根据实际的运行频率将所述振动平衡器调制到很高的精确度，这通常是很困难的。另外，如果连接在一起的斯特林机械和线性交流发电机或马达的运行频率偏离振动平衡器所调制到的共振频率，那么振动平衡器的效果就会降低。通过使冷却器具有正常冷却模式与发动机操作模式相结合所引起的差频，振动平衡器还会造成斯特林冷却器的不需要的动力学动作。

因此，需要以这样一种方式为线性电-磁-机械换能器所连接的 β 型斯特林机械提供振动平衡，即不需要振动平衡器、减少重量以及对调制精度的要求、并且仅增加一些质量和体积最小的连接至机械上的附加部件，由此也降低了成本，这也是本发明的目的和特征。这还能提高用于产生电功率的单位功率和冷却器的比容量。

附图1示出了完全根据现有技术的与线性电-磁-机械换能器12连接、并具有振动平衡器的 β 型斯特林机械10。 β 型斯特林机械10具有动力活塞14，该活塞与置换器18在同一气缸16中进行往复运动。置换器18固定于连杆20，该连杆延伸至与板簧22相连。动力活塞14密封地在连杆20上滑动并被连接至第二板簧24。

动力活塞14支承沿圆周排列的多个永磁体26，这些永磁体与动力活塞14一起进行往复运动。磁体26在低磁阻芯28的磁极片间往复运动，电枢绕组32缠绕在磁阻芯28上以形成定子30。具有电枢绕组32的定子30固定在壳体38的内部。磁体和定子一起形成线性马达或交流发电机。斯特林机械10也具有本领域技术人员熟知的传统热交换器34和再生器36。所有这些零部件都密封在包含压缩工作气体的壳体38中。现有技术中已经描述了与线性电-磁-机械换能器相连的斯特林机械的许多可选的结构和变型以及附加部件，这些都可以用于本发明中，但由于它们对于本发明的说明不是必需的，因此没有说明。

由现有技术可知，斯特林机械中，工作气体被限制在包括膨胀空间和压缩空间的工作空间中。为了做功或泵热，工作气体交替地进行膨胀或压缩。往复置换器周期性地使工作气体在压缩空间和膨胀空间之间往返运动，压缩空间和膨胀空间通过吸热器、再生器和散热器流体互相连通。周期性的往返运动改变了每个空间内的工作气体的相对比例。膨胀空间内的气体和/或通过再生器和膨胀空间之间的热交换器（吸热器）而进入膨胀空间内的气体，吸收了来自周围表面的热量。压缩空间内的气体和/或通过再生器和压缩空间之间的热交换器（散

热器)而进入压缩空间内的气体,向周围表面散发热量。由于两个空间通过具有相对低的流动阻力的通道而连通,所以在任何时刻,两个空间内气体的压力是基本相同的。然而,作为整体的工作空间中的工作气体压力会循环地或周期性地变化。当大部分工作气体在压缩空间内时,气体散发热量。当大部分工作气体在膨胀空间内时,气体吸收热量。无论机械用作热泵或发动机,都是如此。区分所输出的功和所泵送的热所唯一需要的是进行膨胀过程的温度。如果膨胀过程的温度高于压缩空间的温度,该机械倾向于做功,因此它被用作发动机,如果膨胀过程温度低于压缩空间的温度,那么机械将从冷源向温暖的散热器泵热。

与线性电-磁-机械换能器连接的斯特林机械是一个有多个质量体在一个壳体内往复运动的复杂的振动系统,该系统与弹簧连接并衰减,并具有作用在质量体上的各种力。结果,它们就具有由往复质量块和弹簧决定的固有振动频率。

术语“弹簧”包括机械弹簧,例如:盘簧、簧片、板簧,气体弹簧,例如:具有在限定容积内面移动的活塞,以及,现有技术中已知的其它弹簧。气体弹簧包括在斯特林机械中的工作空间以及在某些实施方式中包括后部空间,当气体体积变化时,这些空间对移动的部件施加弹簧力。由现有技术可知,通常,弹簧是将力作用于两个物体的结构或结构组合,所作用的力与一个物体相对于另一个物体的位移成比例。弹簧力和位移相关的比例常数被称为弹簧的弹簧常数。当机械弹簧被致动或移动并改变作用到其所连接的物体的力时,有时称弹簧“被伸缩”。同样的术语可以用在气体弹簧中,其中气体的膨胀和压缩就是气体弹簧的伸缩弯曲。另外,弹簧可是组合弹簧;也就是说,具有两个或多个弹簧组件。例如,两个弹簧并联地连结至两个物体来形成总的或组合弹簧。如果其中一个弹簧是可变的,即,它具有可变弹性常数,那么总或组合弹簧就是可变的。术语“弹性连接”用来表示由一个或多个弹簧连接的两个实体,也就是说它们通过总弹簧(net spring)连接在一起。

为了描述一个或多个实体的振动运动,实体的质量包括与其附连并随其运动的所有结构的质量。活塞质量包括磁体和附连在活塞上的支承结构的质量。类似地,定子质量是交流发电机/马达线圈、低磁阻铁磁芯和诸如安装结构之类的附着质量的质量总和。置换器的质量包括置换器连杆。

由于连接至线性电-磁-机械换能器的斯特林机械具有周期的、往复的质量,

所以它的壳体 38 会振动。因此，通常将振动平衡器 40 连接于壳体 38 来抵消周期振动力。参照图 1，一个典型的振动平衡器具有多个安装在板簧或片簧 44 或有时安装在盘簧（未示出）上的质量块 42，因此它们也成为振动体。弹簧 44 通过连接器 46 连结至壳体 38。被连接的斯特林机械和线性交流发电机或马达具有标定的运行频率，所以振动平衡器 40 被调制成具有在运行频率处的固有振动频率。其原理在于将平衡器质量 42 和它们所附着的弹簧设计成使得振动质量 42 产生通过弹簧 44 作用至壳体 38 的周期作用力，该周期性的力与往复部件、主要是动力活塞 14 和置换器 18 作用到壳体的力大小相等但相位相反。在这种方式中，作用在壳体的合力相等或几乎等于零。

发明内容

本发明取消了无源振动平衡单元。线性电-磁-机械换能器的定子不是刚性连接地安装在壳体的内部，而是将定子通过一个或多个弹簧安装在壳体的内部并使得其可在弹簧上自由运动。弹簧被布置成允许定子沿着其它往复运动部件的往复轴线往复运动，并在斯特林机械和连接的换能器的运行期间伸缩弹簧。定子、置换器和活塞每个都是其上作用有弹簧力的质量体，由此它们中的每个都有谐振频率。如说明书所详细描述的那样，通过将耦合机械的质量体设计成使得它们在振动频率、运行频率和阻尼，弹簧耦合及耦合机械的其它参数之间基本上或近似地具有特定的数学关系，从而减小、最小化或消除振动。通常，定子的谐振频率应该大体上或实质上等于所连接的斯特林机械和线性电-磁-机械换能器的运行频率，且稍微低于活塞谐振频率。

然而，在一些与性线电-磁-机械换能器连接的斯特林机械的实施例中，活塞谐振频率的变化为温度和平均工作气体压力的函数。因此，对于那些在运行中温度和平均压力会变化的机械，温度或平均压力的变化要通过改变定子和壳体或活塞和壳体之间的弹簧连接的结构来补偿。改变弹簧连接可以改变定子或活塞的谐振频率以保持使得振动最小的参数的数学关系，并由此对该变化进行补偿。

附图说明

图 1 示出了现有技术中与线性电-磁-机械换能器连接、并具有传统的振动平衡器的斯特林机械的剖视图。

图 2 示出了与图 1 类似但经修改的的本发明的实施例。

图 3 是图 2 所示实施例的示意图，示出了图 2 中部件质量体并示出了连接在它们之间的弹簧、阻尼和作用力，也定义了数学参数和往复运动实体的运动。

图 4 示出了与图 2 类似但进行了修改的本发明的另一个实施例，其中设置了用来补偿控制参数的变化替代装置。

图 5 示出了与图 2 类似但进行了修改的本发明的再一个实施例，其中设置了用来补偿控制参数的变化的另一个替代装置。

图 6 是类似图 3 所示的示意图，但其中示出了用于图 5 所示实施例的参数。

图 7 是图表，示出了作为工作气体温度函数的活塞谐振频率的变化。

图 8 示出了与图 2 类似但进行了修改的本发明的另一个实施例，其中设置了用来补偿控制参数的变化的另一个替代装置。

在参照附图描述本发明优选的实施例中，为了清楚起见，将采取特定的技术术语。然而，本发明并不局限在由此选择的特定术语，并且可以理解的是，每个特定术语包括以类似的操作方式实现类似的目的的所有技术等效形式。例如，经常使用与其相联系或类似的术语。它们并不是限制为直接相联系，而是包括本领域技术人员认为是等效形式的通过其他元素的联系。

具体实施方式

基本振动平衡

图 2 示出了基本发明。除了说明书所述的或对于本领域技术人员而言明显的之外，图 2 的部件与图 1 中的相似。在图 2 所示的实施例中，定子 230 通过所插入的弹簧 250 而安装在壳体 238 的内部。在斯特林机械和连接的线性马达或交流发电机运行时，这允许定子的往复运动和弹簧 250 的伸缩。定子本身成为沿着往复轴线往复运动的振动质量体，该往复轴线与动力活塞 214 和置换器 218 的往复轴线相同，动力活塞 214 和置换器 218 包括分别与其附连并随其往复运动的质量体。尽管图 2 示出了使用机械弹簧将定子 230 连接至壳体 238，上述的其它类型的弹簧也可以使用。结果，定子 230 同时充当线性马达或交流发电机的定子和平衡质量体。

向壳体提供了总和为零的作用力的耦合斯特林机械和线性马达或交流发电机的参数关系是通过数学分析得到的。图 3 是为了数学分析而针对图 2 所示的实施例所建立的模型的示意图。尽管图 3 中没有示出所有参数，现将本发明中用到的参数集中在一起作为参考并定义如下：

C	壳体
D	置换器
P	活塞
S	定子
D_d	置换器到壳体的阻尼系数
D_{dp}	置换器到活塞的阻尼系数
k_d	置换器到壳体的弹簧常数
k_p	活塞到壳体的弹簧常数
k_s	定子到壳体的弹簧常数
k_{meth}	是附着在活塞-一个部件上的机械弹簧的弹簧常数
α_p	循环热力学所产生的置换器和活塞之间的的弹簧连接的弹簧常数
x_d	置换器位移
x_p	活塞位移
x_s	定子位移
F	连接在定子和活塞之间的磁力
F_s	由残余力变换器传至壳体的作用力
p	在时变条件下瞬间工作空间的压力
j	是-1 的平方根，并用来表示在微积分中的虚数
ω_0	单位为每秒弧度的操作频率
X_d	是置换器的复振幅
X_s	是定子的复振幅
X_p	是活塞的振幅且起始相位被设置为零
m_d	是置换器的质量
m_p	是活塞的质量
m_s	是定子的质量
Q_d	是动力系统的质量因子
ω_d 、 ω_p 和 ω_s	是置换器、活塞和定子的固有频率
ω_{p0}	是在活塞谐振可能漂移的极端值的中间所取的参考活塞谐振
A_R 和 A_p	分别是连杆和活塞的横截面面积
利用本发明来平衡振动的数学推导条件在说明书的最后部分。不过，定子	

谐振频率的分析结果应该是：

$$\omega_s = \omega_p \sqrt{1 - \frac{\alpha_p}{k_p} - 2\pi Q_d \frac{D_{dp}\omega_d}{k_p} \left[1 - \left(\frac{\omega_s}{\omega_d} \right)^2 \right]} \quad E.13$$

然而，如果忽略小项来简化上述表示式，定子谐振频率实质上应为：

$$\omega_s \approx \omega_p \sqrt{1 - \frac{\alpha_p}{k_p}} \quad E.14$$

由于 α_p 相比 k_p 一般较小，上述等式意味着定子谐振频率 ω_s 应小于活塞固有频率 ω_p 。

除了参数的上述关系之外，操作频率应该为：

$$\omega_0 = \omega_s \left[1 - \frac{D_{dp}\omega_d}{\alpha_p} \frac{1}{2\pi Q_d} \right]^{-1/2} \quad E.15$$

对于在置换器到活塞的阻尼 D_{dp} 非常小的典型条件下，(E.15)可简化为：

$$\omega_0 \approx \omega_s \quad E.16$$

这意味着操作频率 ω_0 应该基本上等于定子谐振频率 ω_p 。

满足这些条件的结果是没有作用在壳体上的净力，从而得到本发明的定子谐振平衡的条件。

如在多数实际的工程问题中那样，数学精度不是必须的。通常，存在偏离数学精度的变化的范围或区间，在该范围或区间内的操作是可以接受的，而在更窄的区间内是很难或不可能察觉到较小的不精确和完美结果之间的区别。在处理谐振系统时尤其如此。本领域技术人员可知，谐振系统的响应经常由谐振峰值来描绘的，其陡度由质量因数 Q 来量化。从峰值的中心的小变化不会带来性能的劣化。关于本发明，由上述定义和实现平衡所必须的参数的关系是在数学表达式的 20%。在 $\pm 20\%$ 的范围内，本发明的一些实施方式是可以接受并有益的。在 $\pm 10\%$ 的范围内，多数的实施方式会得到极好的结果。如果参数通过上述方程被限定在 $\pm 5\%$ 的关系范围内，那么结果将相当精确。

压力和/或温度变化的补偿

上述方程中的一些参数是依赖于温度和/或压力。因此，如果在操作过程中，工作气体的平均温度和平均压力保持大约为常数或者至少它们中的一个或两个的变化非常小以至于数学关系能基本保持在限定的变化极限内，那么单独地基

于上述原理的本发明的实施方式就是充分的。然而，如果在操作过程中，出现一个或两个具有无法接受的高振幅的变化，那么可补偿温度和/或压力的变化以使其数学关系返回至一个可以接受的范围。

如以下给出的数学推导中阐述的那样，仅有的可作为温度和压力的函数来表示结果的变化的参数是活塞的谐振频率 ω_p 。图7中示出了活塞谐振频率 ω_p 作为温度的函数典型的变化特征。然而，活塞谐振频率 ω_p 的变化可由以下方式补偿：(1) 可控制地调节或改变活塞谐振频率 ω_p ，以使关系式回到等式的可接受范围内；(2) 可控制地调节或改变定子谐振频率 ω_s ，以使关系式回到等式的可接受范围内；和/或(3) 将残余力变换器连接至壳体，从而残余力变换器向壳体施加额外的周期作用力，该作用力的方式为抵消任何残余振动。

由于振动弹簧和质量系统的谐振频率是总弹簧的弹簧常数的函数，活塞谐振频率 ω_p 或定子谐振频率 ω_s 或两者都可以通过设置改变其各自弹簧常数 k_p 和 k_s 的装置来改变。通常，通过改变已有弹簧的弹簧常数来实现，如果它们是可变的，或者通过设置附加的弹簧来实现，该附加的弹簧自身是可变的并与已有的弹簧并联连接。由现有技术可知，气体弹簧可通过改变其容积来变化，且现有技术中已经举例说明了各种可变的气体弹簧。表示在定子430和壳体438之间的总弹簧的弹簧常数 k_s 是定子板簧450单独的弹簧常数和并联可变弹簧的弹簧常数的和。由此，可变弹簧的弹簧常数的变化改变了弹簧常数 k_s 。

图4示出了改变在定子430和壳体438间施加弹簧力的弹簧的总弹簧常数 k_s 的装置的实施例。定子430通过弹簧450连接到壳体，如上所述，同时也通过图示并列地连接在弹簧450上的可变气体弹簧来连接到壳体。可变气体弹簧由多个在小气缸462中可密封滑动的小活塞490构成且通过连杆464与定子430相连。每个气缸462的内部空间通过包括两个平行支路的通道与后部空间466相连，每个内部空间具有一系列相连的但方向相反的单向阀468和流量控制阀470。

对于大多数斯特林机械，在运行时，工作压力循环变化的过程中，处于后部空间中的压力变化很小并且基本上保持在平均工作压力。随着可变气体弹簧活塞460往复运动，在它们的气缸462中的压力会周期性地高于和低于平均工作气体压力。当可变气体弹簧气缸462中的压力相对低的时候，气体会从后部空间466中泄漏到可变气体弹簧气缸462。当可变气体弹簧气缸462中的压力相

对高时，气体会从可变气体弹簧气缸 462 泄漏到后部空间 466 中。为了改变可变气体弹簧的容积并由此改变其弹簧常数，设置阀 470 来提供不同的流速。在每个周期中，当流入可变气体弹簧的气体超过流出可变气体弹簧的气体时，则存在流入气缸 462 的净流量，它使气缸 462 容积膨胀并因此减少其弹簧常数。相反的净流量会带来相反的作用。这个差动泄漏系统允许阀 470 变化，从而可控制地改变活塞 460 在气缸 462 中的平均位置并通过这种方式可控制地改变总弹簧常数 k_s ，由此作为温度和压力的函数来补偿活塞的谐振频率 ω_p 变化。作为一个小的改变，如果固定的节流孔是可替代的，或等效于没有流量控制阀的平行通路的直径足够小而限制流速的情况下，其中的一个流速控制阀就可以忽略。留下来的流速控制阀可变化以提供比省略了流速控制阀的流体通道更大或更小的流速。

补偿由平均工作压力或温度引起的活塞振动频率 ω_p 的变化的另一种方式是通过利用包括与图 4 所示类似但可替代地连接在活塞 414 和壳体 438 之间的差动泄漏系统的可变气体弹簧来可控制地变化活塞振动频率 ω_p 。尽管未作说明，但该方式还是提供了一种相似的、示意性地平行的可变弹簧以允许对总弹簧常数 k_p 的控制。

补偿由平均工作压力或温度引起的活塞谐振频率 ω_p 变化的其它方式是基于改变动力活塞的平均位置的原理。在活塞和壳体之间的总弹簧的一个主要弹簧部件是由在工作空间作用于往复活塞的工作气体的气体弹簧作用。在活塞往复运动时，工作气体经历周期性的膨胀和压缩，并随着活塞的往复运动而活塞上施加时变压力。对于任意气体弹簧，它的弹簧常数是被限制的工作气体体积的函数。在其往复运动极端的中间位置处的活塞平均位置表示工作空间的平均容积。如果往复活塞的平均位置向外移动来增加工作空间的平均容积，则由作用在活塞上的被限制的工作气体所产生的气体弹簧的弹簧常数将减小。相反地，如果往复活塞的平均位置向内移动来减小工作空间的平均容积，则由作用在活塞上的被限制的工作气体所产生气体弹簧的弹簧常数将增加。由于总的活塞 (net piston) 到壳体的弹簧常数 k_p 的主要部分是工作气体的气体弹簧的作用，所以活塞谐振频率 ω_p 可控制地由变化的活塞平均位置来改变。

有多种装置基于这样的平均活塞位置的可控制的变化来补偿由平均工作气体压力或温度的变化而引起的活塞谐振频率 ω_p 的变化。一种这样的方式包括与

图 4 所示的差动泄漏系统概念上相类似的差动泄漏系统。由现有技术可知，因为在活塞和后部空间之间的气体泄漏不是均匀的，现有技术中示出了用于活塞的中心校正的各种差动泄漏系统，即，用于保持恒定的平均活塞位置。用于控制后部空间和工作空间之间的气体流量的已有的阀门系统或为此而插入的一个或多个附加的阀门可以受到控制，用于平移平均活塞位置，从而改变工作空间的平均体积。因此，这些阀可用来将总活塞的部件弹簧常数改变成工作气体作用在活塞上而产生的壳体弹簧常数 k_p 。

由于其简单并易于操作，通过移动平均活塞位置而改变平均工作气体压力和温度来补偿活塞谐振频率 ω_p 变化的优选的方式是将与电枢绕组串联的直流电源的恒定直流电压施加到线性马达或交流发电机的电枢绕组上。这要求线性马达或交流发电机能够处理所增加的电流而没有饱和。图 8 描述了这样的补偿装置。将电源 800 的直流电压应用到电枢绕组 832，会产生作用到由活塞 814 承载的电磁铁 826 上、并由此作用到活塞 214 上的恒定磁力。作用在活塞 814 上力是所应用的电压引起的电枢电流的函数，并具有沿着往复运动轴线的方向，该方向是所应用的直流电压极性的函数。如果活塞上的作用力使其远离工作空间，那么它将使往复活塞的平均位置平移远离工作空间，从而增加了工作空间的平均体积，由此减少了作用在活塞上的工作气体所产生的弹簧常数。相反的直流电压电极会具有相反的作用。平均活塞位置的移动距离是所应用的直流电压产生的电量的函数。

另一个在所有工况下能够获得平衡的替代装置是在定子和壳体之间或活塞和壳体之间设置残余力变换器。该残余力变换器将采取线性交流发电机/马达的形式。残余力变换器将时变力作用至壳体，该时变力与任何引起残余振动的残余的、非平衡力的大小相等、方向相反。如果非平衡力是非正弦曲线，那么该力也是非正弦曲线，并且该力与残余非平衡力反相。残余力变换器作用的力可以是合成的，并且也可具有更高的谐波频率。理想地，力的耦合与速度同相，从而使其构成阻尼器。但是，由于更加优选的是没有实际的硬件，故总是使用弹簧部件，也就是，能量存储反馈部件。

连接在定子和壳体之间的力变换器的另一个优选的实施方式在图 5 中图示出，并在图 6 中示意性地示出。它使用了将定子力耦合于壳体的二级线性马达残余力变换器 500。力变换器的耦合力通过图 6 中的 F_s 来表示。除了通过弹簧

550 将定子 530 安装到壳体以外，如图 4 所示实施例那样，二级线性马达还由绕在定子 530 上的二级电枢绕组 570 和固定在壳体上的永磁体 572 形成。时变周期性电压应用在二级电枢绕组 570 上以产生并在定子 530 和壳体上应用大小相等方向相反的时变磁力，以作为二级电枢线圈的磁力区与永磁体的磁力区相互作用的结果。可选择时变周期电压以在壳体上施加时变力，该时变力与引起任何残余振动的残余非平衡力大小相等，方向相反。可手工地调整时变周期性电压的大小和相位，或者该时变周期性电压可由感应残余振动的负反馈控制系统来产生从而产生和调整其大小和相位以使残余振动归零或最小。

数学推导

以上列出了标定变量、系数和零部件常数，以及在不同部件间的有效弹簧、阻尼器和连接件、连接到线性电-磁-机械换能器的 β 型斯特林机械的其它变化和参数的符号。

忽略或省略等式中的小的数学项具有常规的意义，这意味着所省略的项比等式中其余的项至少低一个数量级。

为了使壳体的反作用力归零，应使整个壳体耦合力的总和为零。通过设置以下的约束条件就可以实现。

$$D_d \dot{x}_d + k_d x_d + k_p x_p + k_s x_s = 0 \quad E.1$$

其中， x_d 上的点表示关于时间或速度的一次导数。

假设为正弦曲线运动，(E.1) 可重新表示为：

$$(j\omega_0 D_d + k_d) \frac{\dot{X}_d}{X_p} + k_p + k_s \frac{\dot{X}_s}{X_p} = 0 \quad E.2$$

其中：

j 是-1 的平方根，用来表示在微积分中的虚数

ω_0 单位为每秒弧度的运行频率

\dot{X}_d 是置换器的复振幅

\dot{X}_s 是定子的复振幅

X_p 是活塞的振幅且起始相位被设置为零

如果壳体是稳态的，那么系统质量中心的运动可以描述为：

$$m_d x_d + m_p x_p + m_s x_s = 0 \quad E.3$$

其中：

m_d 是置换器的质量

m_p 是活塞的质量

m_s 是定子的质量

整理 (E.3) 和复振幅, 得到;

$$\frac{\dot{X}_s}{X_p} = -\frac{m_d}{m_s} \frac{\dot{X}_d}{X_p} - \frac{m_p}{m_s} \quad E.4$$

将 (E.4) 代入 (E.2) 得到:

$$\left(j\omega_0 D_d + k_d - k_s \frac{m_d}{m_s} \right) \frac{\dot{X}_d}{X_p} + k_p - k_s \frac{m_p}{m_s} = 0 \quad E.5$$

对置换器而言, 动态系统的 Q 是有用的量并定义如下:

$$Q_d = \frac{\omega_d}{2\pi} \frac{m_d}{D_d} \quad E.6$$

简化的簧载质量的固有频率是有用的量并定义如下:

$$\omega = \sqrt{k/m} \quad E.7$$

在 (E.5) 中利用 (E.6) 和 (E.7) 的限定可得到:

$$\left(j\omega_0 \frac{\omega_d}{2\pi Q_d} + \omega_d^2 - \omega_s^2 \right) \frac{\dot{X}_d}{X_p} + \frac{m_p}{m_d} (\omega_p^2 - \omega_s^2) = 0 \quad E.8$$

其中: ω_d 、 ω_p 和 ω_s 是置换器、活塞和定子的固有频率

在理想的定子平衡下, 壳体不运动并且由此可使用置换器运动的常规结果。这种类型的机械的标准线性分析, 在现有技术 Redlich R.W 和 Berchowitz D.M. *linear dynamics of free-piston Stirling engine*, Proc.Institution of Mechanical Engineers, vol,199, No.A3, March 1985, PP203-213 中已经进行了讨论, 在此引入作为参考。从标准线性分析入手, 假定为零运动壳体, 可得到以下结果:

$$\frac{\dot{X}_d}{X_p} = -\frac{\alpha_p + jD_{dp}\omega_0}{k_d \left[1 - \left(\frac{\omega_0}{\omega_d} \right)^2 + j \frac{\omega_0}{\omega_d} \frac{1}{2\pi Q_d} \right]} \quad E.9$$

其中 α_p 是连接在置换器和活塞之间的弹簧。

将 (E.9) 代入 (E.8) 可得:

$$\begin{aligned} & -\frac{(\alpha_p + jD_{dp}\omega_0)}{k_p} \left[1 - \left(\frac{\omega_s}{\omega_d} \right)^2 + j \frac{\omega_0}{\omega_d} \frac{1}{2\pi Q_d} \right] + \left[1 - \left(\frac{\omega_s}{\omega_p} \right)^2 \right] \\ & \left[1 - \left(\frac{\omega_0}{\omega_d} \right)^2 + j \frac{\omega_0}{\omega_d} \frac{1}{2\pi Q_d} \right] = 0 \end{aligned} \quad E.10$$

为了 (E.10) 成立, 实项和虚项都必须等于 0, 这就得到两个结果.

由实项可得:

$$-\frac{\alpha_p}{k_p} \left[1 - \left(\frac{\omega_s}{\omega_d} \right)^2 \right] + \frac{D_{dp}\omega_0}{k_p} \frac{\omega_0}{\omega_d} \frac{1}{2\pi Q_d} + \left[1 - \left(\frac{\omega_s}{\omega_p} \right)^2 \right] \left[1 - \left(\frac{\omega_0}{\omega_d} \right)^2 \right] = 0 \quad E.11$$

且, 由虚项可得:

$$\frac{D_{dp}\omega_0}{k_p} \left[1 - \left(\frac{\omega_s}{\omega_d} \right)^2 \right] + \frac{\omega_0}{\omega_d} \frac{1}{2\pi Q_d} \left[\frac{\alpha_p}{k_p} - 1 + \left(\frac{\omega_s}{\omega_p} \right)^2 \right] = 0 \quad E.12$$

最后, 由 (E.11) 和 (E.12), 可得到定子谐振频率和运行频率:

由 (E.12) 得到定子的振动频率:

$$\omega_s = \omega_p \sqrt{1 - \frac{\alpha_p}{k_p} - 2\pi Q_d \frac{D_{dp}\omega_d}{k_p} \left[1 - \left(\frac{\omega_s}{\omega_d} \right)^2 \right]} \quad E.13$$

或者, 近似的, 忽略小项后可得:

$$\omega_s \approx \omega_p \sqrt{1 - \frac{\alpha_p}{k_p}} \quad E.14$$

在 (E.11) 中使用 (E.14)) 近似结果, 得到操作频率:

$$\omega_0 \approx \omega_s \left[1 - \frac{D_{dp}\omega_d}{\alpha_p} \frac{1}{2\pi Q_d} \right]^{-1/2} \quad E.15$$

在置换器对活塞的阻尼、即 D_{dp} 很小的情况下, (E.15) 可简化为:

$$\omega_0 \approx \omega_s \quad E.16$$

这表示操作频率应该是定子的谐振频率且定子谐振频率应该略低于活塞的谐振频率。

在满足 (E.13) 或 (E.14) 和 (E.15) 或 (E.16) 时, 其结果将不存在作用到壳体的净力, 并且是这也是振动定子平衡 (RSB) 的条件。

然而, 在实际问题中, 很显然, 这个条件仅对(E.13)-(E.16)中各项的特定值是可能成立的。许多项依赖于压力和/或温度, 并因此在非设计点, 是不会出现

理想的平衡。

根据自由活塞机械的线性动力学，给出 α_p 和 k_p 如下：

$$\alpha_p = A_R \frac{\partial p}{\partial x_p} \quad E.17$$

$$k_p = A_p \frac{\partial p}{\partial x_p} + k_{mech} \quad E.18$$

其中， A_R 和 A_p 分别是连杆和活塞面积， k_{mech} 是附着在活塞上的机械弹簧。

很显然，与气体弹簧的作用相比，机械弹簧较弱，在相同的刚度下， α_p 和 k_p 将以近似的速度变化，由此，比值 α_p/k_p 几乎是一个常数。对于活塞上没有机械弹簧的机械而言， $\alpha_p/k_p = A_R/A_p$ 。

因此，在 (E.14) 的结果中，唯一变化的参数是活塞谐振频率 ω_p 。该参数如图 7 所示的那样随着温度变化，并且也随着压力变化。而后，为了在所有运行工况下获得平衡，定子谐振频率 ω_s 必须根据活塞谐振频率 ω_p 来变化，显然，这就要求在定子上实施可变的弹簧。图 4 示出了一种实施方式。这里，气体弹簧柱塞的平均位置可通过控制在气体弹簧和回弹体积之间的差动泵送来改变。气体弹簧柱塞微小的移动就可改变总的定子弹簧负荷率。如果柱塞向内移动，弹簧变强，当柱塞向外移动，则弹簧变弱。

用来补偿活塞谐振变化一个更简单的技术是提供一种装置来改变活塞弹簧的平均负荷率。其可利用在处理定子谐振时的相同的方法，只是要用在活塞上。换句话说，不是调节定子，而是利用相同的净力来调整活塞的平均位置点。如果活塞谐振增强，则暗示着活塞气体弹簧的作用已经变强，而活塞的平均位置点“外移”将弱化气体弹簧作用，因此，通过正确的调整将活塞谐振频率恢复到标定值。如果活塞弹簧作用变弱，该方法将采用相反的方式来工作。除了通过差动泄漏来调整平均位置移动，如果马达/交流发电机能够处理增加的电流而不饱和，则施加在马达/交流发电机上的直流电压将得到相同的结果。

在所有运行工况下获得平衡的一种替代方式是在定子和壳体之间或在活塞和壳体之间设置残余力变换器。图 6 示意性地示出了用于定子到壳体的连接的情况。残余力变换器可采用线性交流发电机/马达的形式。图 5 示出了具有线性马达的残余力变换器的例子。

在活塞振动变化的工况下，限定可消除壳体运动的残余力是有指导性意义

的。

通过下式给出壳体上的反作用力之和:

$$D_d \dot{x}_d + k_d x_d + k_p x_p + k_s x_s + F_s = 0 \quad E.19$$

其中, F_s 是由残余力变换器传送至壳体的作用力。

根据上述方法, (E.19)最后可变为:

$$\begin{aligned} & \left(\alpha_p + j D_{dp} \omega_0 \right) \left[1 - \left(\frac{\omega_s}{\omega_d} \right)^2 + j \frac{\omega_0}{\omega_d} \frac{1}{2\pi Q_d} \right] - k_p \left[\left(\frac{\omega_s}{\omega_p} \right)^2 \right] \\ & \left[1 - \left(\frac{\omega_0}{\omega_d} \right)^2 + j \frac{\omega_0}{\omega_d} \frac{1}{2\pi Q_d} \right] - \frac{?}{X_p} \left[1 - \left(\frac{\omega_0}{\omega_d} \right)^2 + j \frac{\omega_0}{\omega_d} \frac{1}{2\pi Q_d} \right] = 0 \end{aligned} \quad E.20$$

设定:

$$\omega_s = \omega_{p0} \sqrt{1 - \frac{\alpha_p}{k_p}} \quad E.21$$

其中, ω_{p0} 是在活塞谐振的可能的漂移极端值中间取得的参考活塞谐振频率。

另外, 设定:

$$\omega_0 = \omega_s \quad E.22$$

也就是, 运行频率等于定子谐振频率。

将(E.21)和(E.22)代入(E.20), 可得:

$$\left(\alpha_p + j D_{dp} \omega_0 \right) - k_p \left[1 - \left(\frac{\omega_{p0}}{\omega_p} \right)^2 \left(1 - \frac{\alpha_p}{k_p} \right) \right] - \frac{?}{X_p} = 0 \quad E.23$$

按 F_s 重新整理后, 就是:

$$\frac{?}{X_p} = k_p \left[1 - \left(\frac{\omega_{p0}}{\omega_p} \right)^2 \left(\frac{\alpha_p}{k_p} - 1 \right) \right] + j D_{dp} \omega_0 \quad E.24$$

定义

$$\omega_p - \omega_{p0} = \omega_\Delta \quad E.25$$

并标注:

$$\omega_p = \sqrt{k_p/m_p} \text{ (活塞谐振分辨率)} \quad E.26$$

且, 暂时假设 α_p/k_p 为常数(活塞上没有机械弹簧), 代替 ω_p , (E.24)变成:

$$\frac{\dot{F}_s}{X_p} = m_p \omega_{p0}^2 (1 + \delta)^2 \left[1 - \left(\frac{1}{1 + \delta} \right)^2 \right] \left(\frac{\alpha_p}{k_p} - 1 \right) + j D_{dp} \omega_0 \quad E.27$$

其中：

$$\delta = \omega_\Delta / \omega_{p0} \text{ 且一般小于 } 1 \quad E.28$$

利用泰勒展开，(E.27)可近似为：

$$\frac{\dot{F}_s}{X_p} \approx 2m_p \omega_{p0}^2 (1 + 2\delta)^2 \delta \left(\frac{\alpha_p}{k_p} - 1 \right) + j D_{dp} \omega_0 \quad E.29$$

且，忽略二阶项，(E.29)还可简化为：

$$\frac{\dot{F}_s}{X_p} \approx 2m_p \omega_{p0}^2 \delta \left(\frac{\alpha_p}{k_p} - 1 \right) + j D_{dp} \omega_0 \quad E.30$$

这显示出每单位活塞振幅的残余力具有为 $2m_p \omega_{p0}^2 \delta \left(\frac{\alpha_p}{k_p} - 1 \right)$ 的一小部分的实部，以及通常也很小的 $D_{dp} \omega_0$ 的虚部。

这里结合附图所作的详细描述，旨在主要地对本发明优选的实施例进行说明，但并不代表构成或利用本发明的仅有的形式。该说明书结合对实施例的说明阐述了实现本发明的设计、功能、方式和方法。然而，可以理解的是，相同或等同的功能和特征还可通过落入本发明精神和范围的不同的实施例来实现，在不超出本发明或其权利要求范围的情况下可进行各种修改。

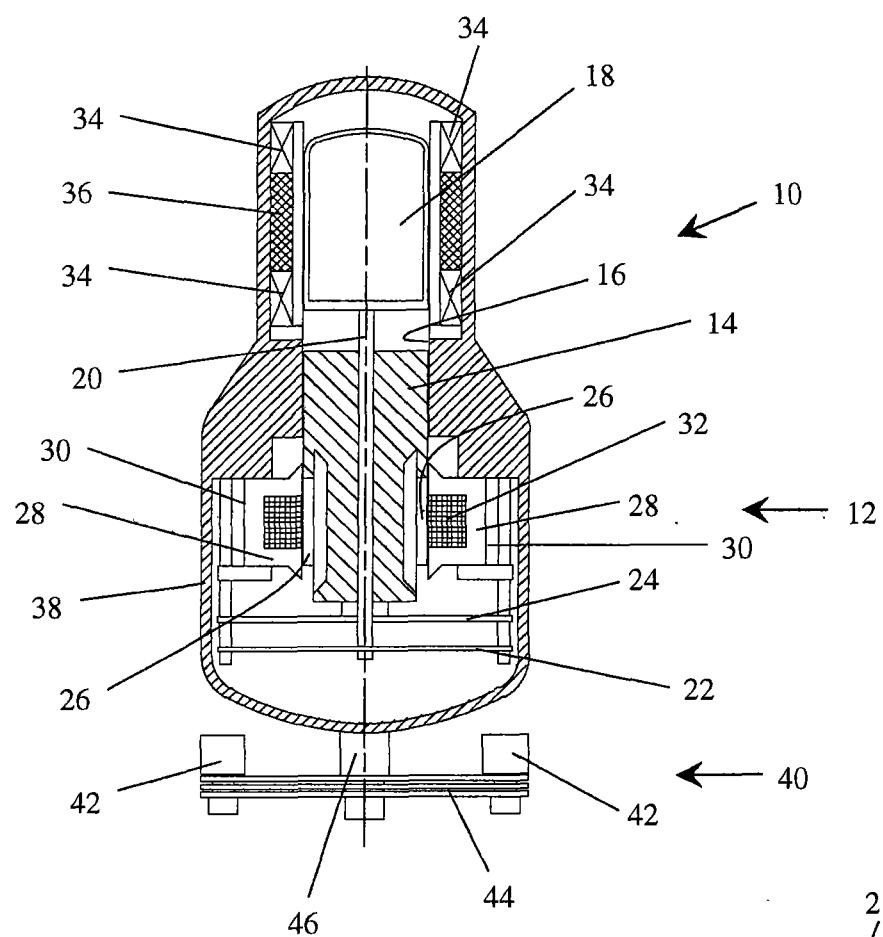


图 1(现有技术)

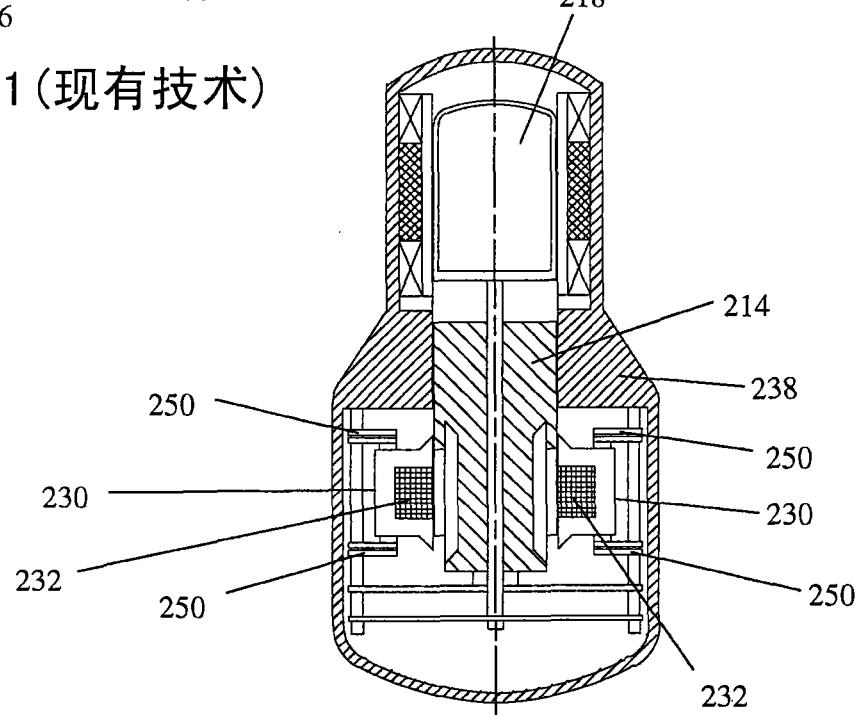


图 2

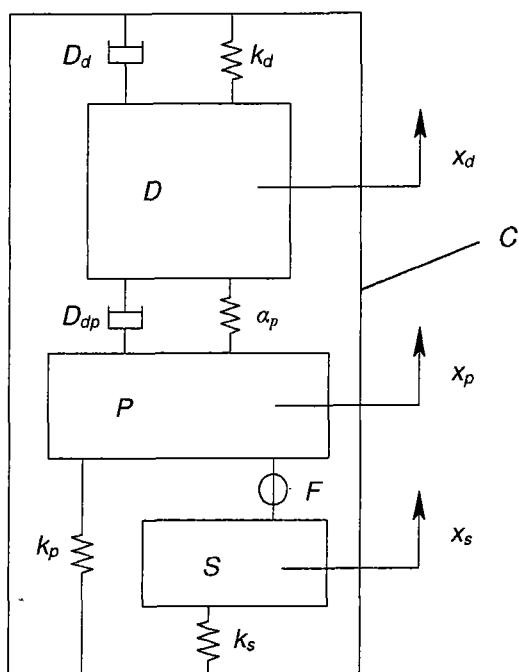


图 3

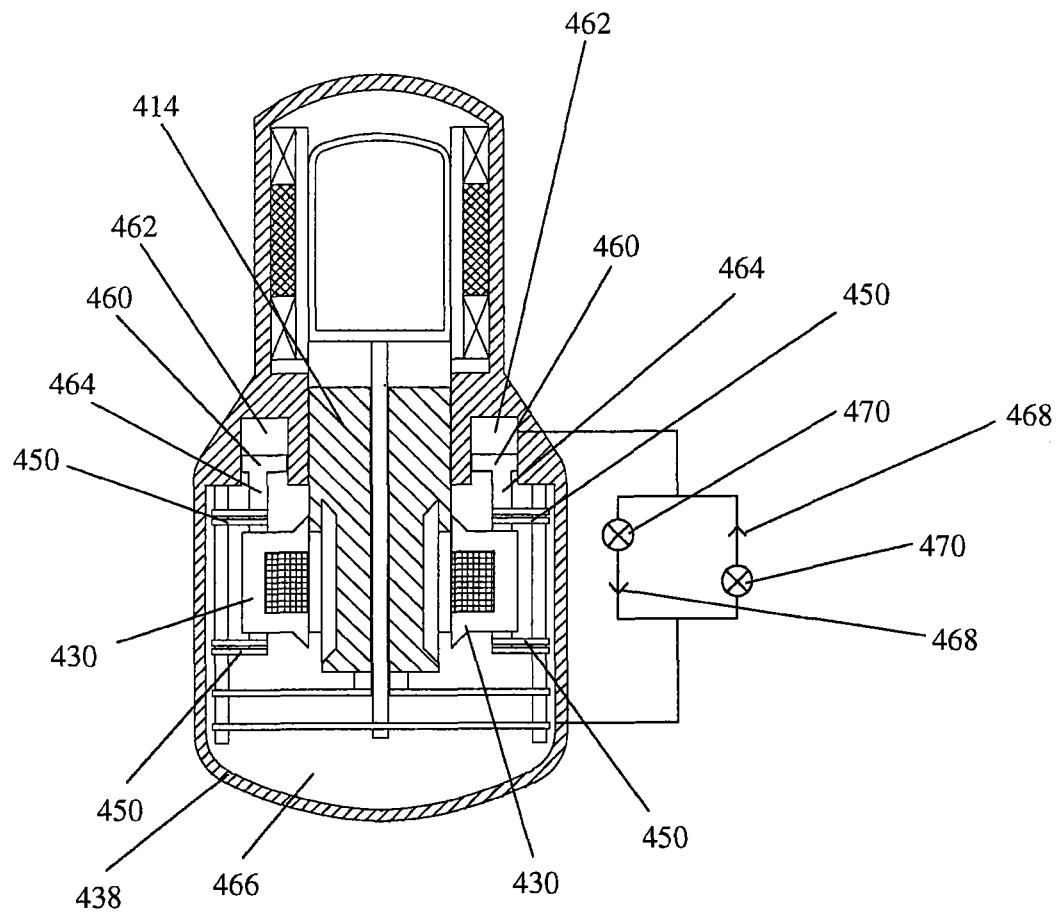


图 4

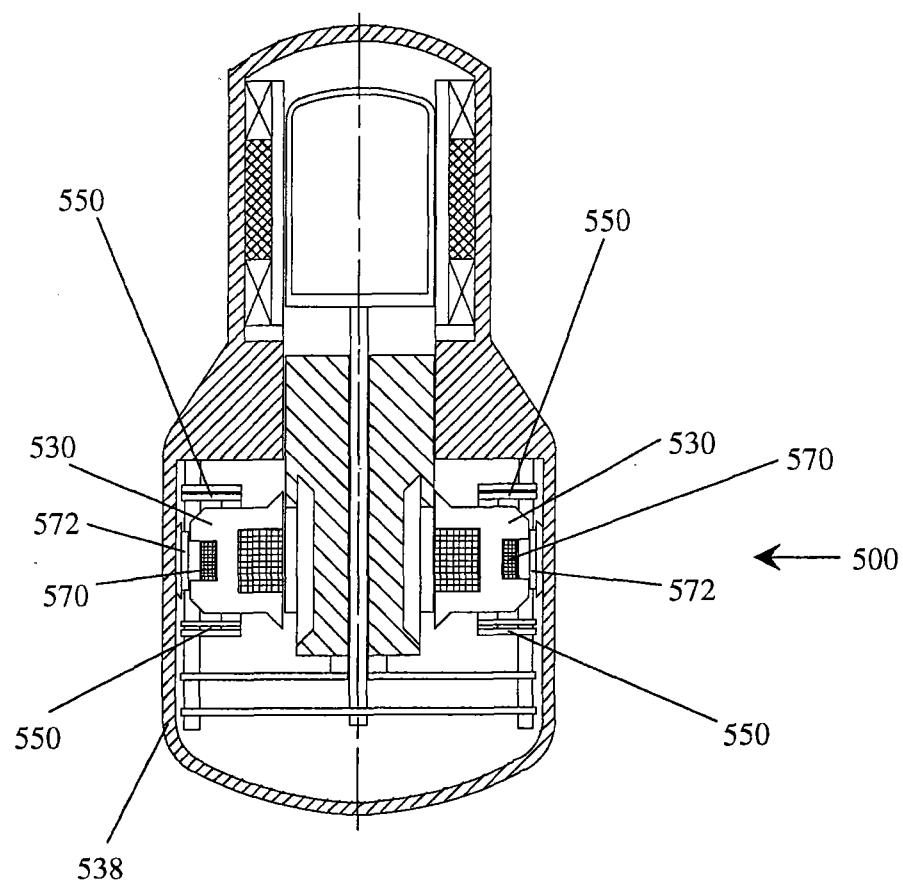


图 5

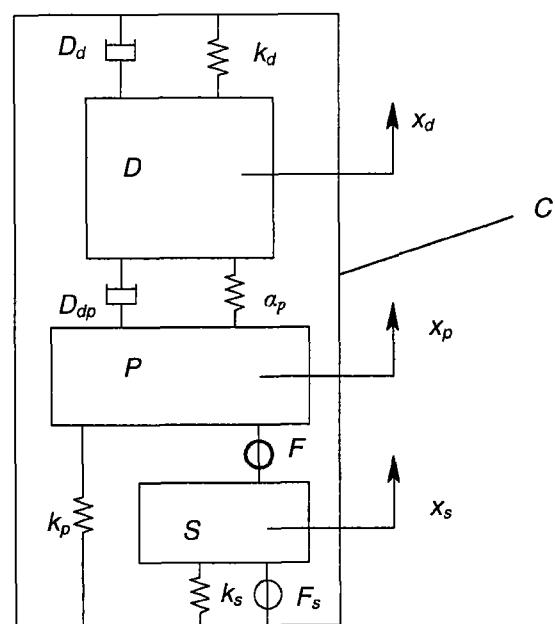


图 6

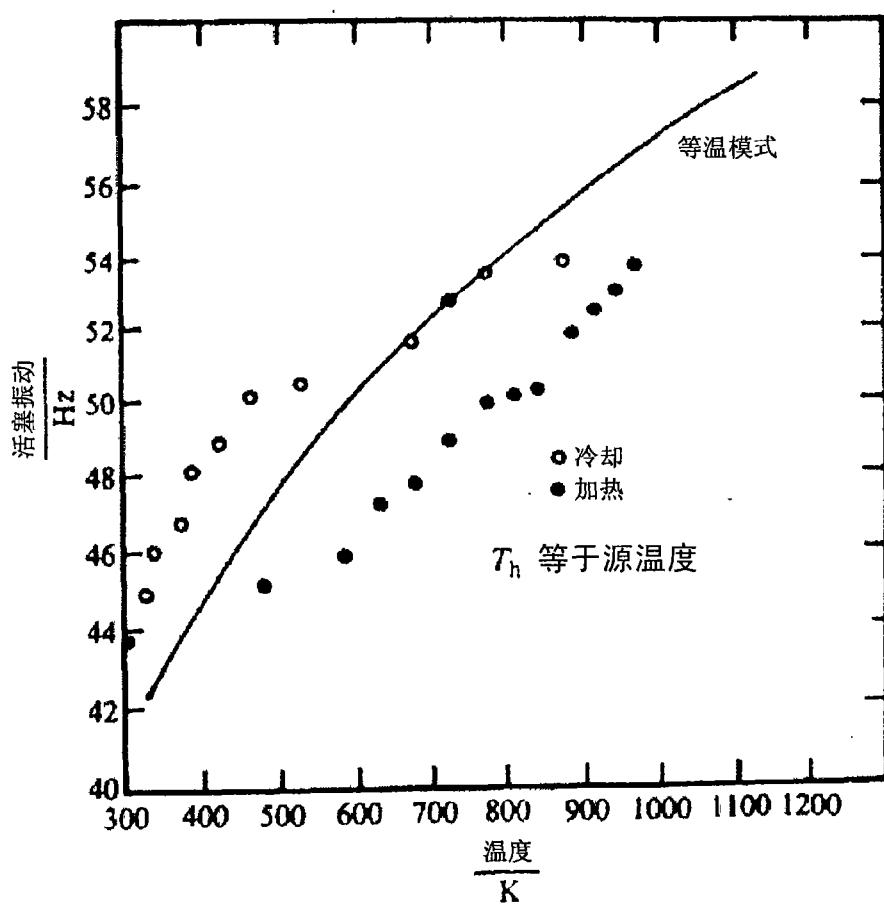


图 7

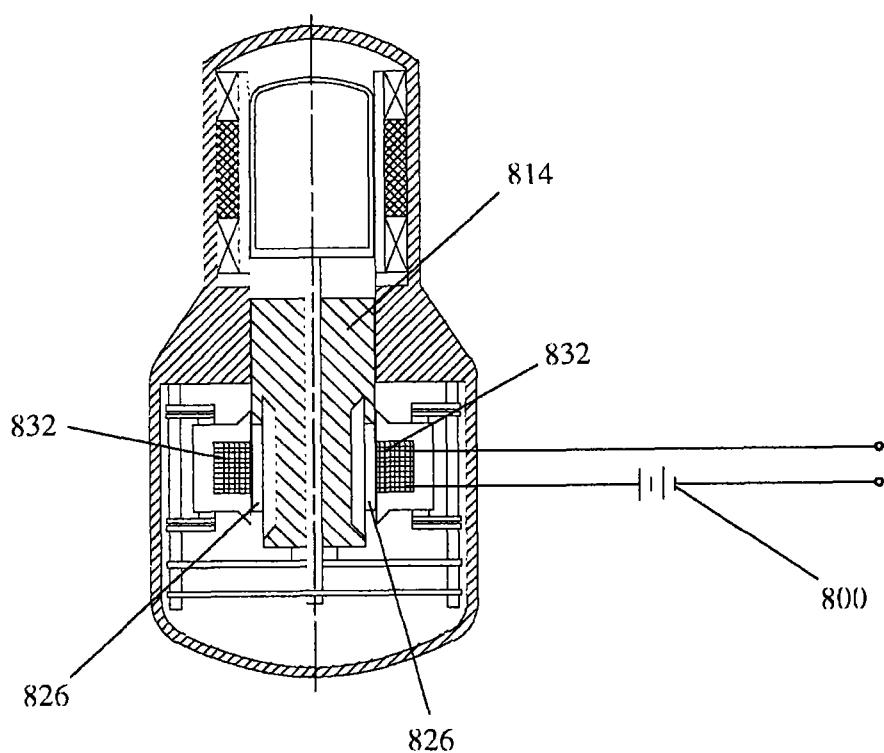


图 8