



[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 97191449.4

[45] 授权公告日 2003 年 7 月 9 日

[11] 授权公告号 CN 1114042C

[22] 申请日 1997.10.2 [21] 申请号 97191449.4

[30] 优先权

[32] 1996.10.17 [33] US [31] 08/734,415

[86] 国际申请 PCT/US97/17622 1997.10.2

[87] 国际公布 WO98/16745 英 1998.4.23

[85] 进入国家阶段日期 1998.6.17

[71] 专利权人 蜗卷技术公司

地址 美国阿肯色州

[72] 发明人 约翰·罗伯特·威廉斯

乔·托德·黑尔

吉恩·迈克尔·菲尔德斯

审查员 张 炜

[74] 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利
商标事务所

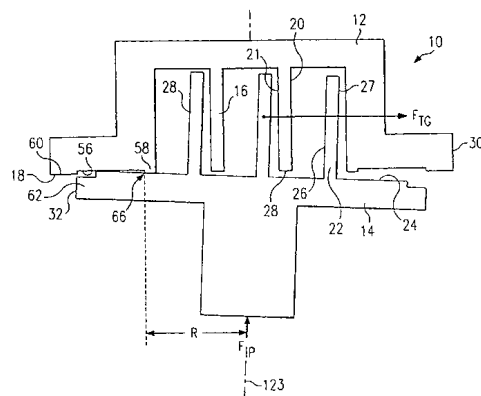
代理人 郑修哲

权利要求书 1 页 说明书 7 页 附图 3 页

[54] 发明名称 涡旋式压缩机

[57] 摘要

一种涡旋式压缩机，包括固定的蜗形元件(12)及作绕轨道运行的蜗形元件(14)。各蜗形元件有一平表面(18, 24)，从元件的蜗卷延伸到元件的周边。在各蜗形元件设非接触区域(56, 62)通过平表面，使与径向气体力对抗的中间压力的有效枢转点径向向里朝蜗形元件的中心移动。结果摩擦力减小，蜗形元件中工作要求工作的时间减小。



1. 一个涡旋式压缩机，包括：

一个固定的蜗形元件，具有一平表面及一个蜗卷，所述的蜗卷具有一蜗卷表面，从平表面的内点延伸到外点，平表面从外点延伸到固定蜗形元件的周边；

一个绕轨道运行的蜗形元件，具有一平表面及一蜗卷，所述的蜗卷具有一蜗卷表面，从平表面的内点延伸到外点，所述的平表面延伸超出外点到作绕轨道运行的蜗形元件的周边；

所述的作绕轨道运行的蜗形元件具有一部分从一个中间压力源延伸出把中间压力致冷剂传到作绕轨道运行的蜗形元件的背表面以抵抗来自切向气体压力的顶端力矩，所述的作绕轨道运行的蜗形元件相对于所述的固定的蜗形件作绕枢轴转动，其特征在于一个非接触区域设在所述的固定的蜗形元件上，通过外点及周边之间的平表面，和一个非接触区域设在所述的绕轨道运行的蜗形元件上，通过外点及所述的作轨道运行的蜗形元件的周边之间的平表面，所述的非接触区域用于进行绕枢轴的转动。

2. 按照权利要求1的涡旋式压缩机，其特征在于所述的平表面的一部分从蜗卷的外点延伸到所述的非接触区域，所述的非接触区域延伸到周边。

3. 按照权利要求1的涡旋式压缩机，其特征在于所述的平表面的一部分从非接触区域延伸到蜗形元件的周边。

涡旋式压缩机

技术领域

本发明涉及涡旋式压缩机。

背景技术

涡旋式压缩机广泛地用于家用或办公室的空调系统。涡旋式压缩机典型地包括一固定的蜗形元件及相对固定蜗形元件作绕轨道运行的作绕轨道运行的蜗形元件。各蜗形元件具有设成螺旋曲线的蜗卷，其与另一个蜗形元件上的蜗卷接合以形成压缩致冷剂的压缩袋。压缩袋从蜗卷的外周边到蜗形元件的中心体积减小以压缩致冷剂。在蜗形元件的中部发生压缩致冷剂的高压排出。

各蜗形元件具有一精确机加工的平表面或底部。各蜗形元件的螺旋卷的唇部与邻近的蜗卷元件上的平表面密封接合。在吸气压力及排气压力之间的一个位置与一个压力袋连接的一个中间压力口供入作绕轨运行的蜗卷元件的背室把作绕轨道运行的蜗形元件及固定蜗形元件顶入合适的密封接合。由中间压力背室提供的力必须克服在压缩袋中倾向分离蜗形元件的气体力，也必须克服当致冷剂在相配的蜗卷之间压缩时由致冷剂的切向气体引起的枢转力矩。

在涡旋式压缩机的蜗形元件的蜗卷唇部及平表面之间要求较多的机加工及精密的精度，这就要求对此改进。

发明内容

本发明的目的是提供一种涡旋式压缩机，其能减小交界面的复杂性及高的花费，又要保持对合适操作涡旋式压缩机必要的密封关系。

为实现本发明的上述目的，按照本发明，提供了一个涡旋式压缩机，包括：一个固定的蜗形元件，具有一平表面及一个蜗卷，所述的蜗卷具有一蜗卷表面，从平表面的内点延伸到外点，平表面从外点延伸到固定蜗形元件的周边；一个绕轨道运行的蜗形元件，具有一平表面及一蜗卷，所述的蜗卷具有一蜗卷表面，从平表面的内点延伸到外点，所述的平表面延伸超出外点到作绕轨道运行的蜗形元件的周边；所述的作绕轨道运行的蜗形元件具有一部分从一个中间压力源延伸出把中间压力致冷剂传到作绕轨道运行的蜗形元件的背表面以抵抗来自切向气体压力的顶端力矩，所述的作绕轨道运行的蜗形元件相对于所

述的固定的蜗形件作绕枢轴转动，其特征在于一个非接触区域设在所述的固定的蜗形元件上，通过外点及周边之间的平表面，和一个非接触区域设在所述的绕轨道运行的蜗形元件上，通过外点及所述的作轨道运行的蜗形元件的周边之间的平表面，所述的非接触区域用于进行绕枢轴的转动。

附图说明

通过下面参照附图的详细说明会更全面地理解本发明及其优点，附图中：

图 1 是构成本发明第一实施例的涡旋式压缩机中的蜗形元件的剖面图；

图 2 是示出非接触区域的固定蜗形元件的顶视图；

图 3 是作用在绕轨道运行的蜗形元件上的力的示意图；

图 4 是在中间压力室中抵消由切向的气体力产生的力矩的中间压力的变化的示意图；

图 5 是压力与压缩循环中的转动的关系的曲线图，示出在压力袋中的压力增加；

图 6 是要求的半径与压缩机曲柄角度之间的关系的曲线。

具体实施方式

参见附图，其中相应的标号表示与另外的图，特别是图 1 中相似的或相应的零件，图 1 示出了一个涡旋式压缩机 10，压缩机可对家居、办公室或其它应用中致冷循环中用的致冷剂进行压缩。涡旋式压缩机包括一固定蜗形元件 12 及一个绕轨道运行的蜗形元件 14。固定蜗形元件具有一个蜗卷 16，其从平表面 18 的底面部分 18A 延伸出，并限定了一个外蜗卷面 20 及一个内蜗卷面 21。平表面 18 由底面部分 18A 及沿着蜗形元件 12 的轴线 123 与底面部分 18A 隔开的同心的环形部分 18B 形成。绕轨道运行的蜗形元件 14 限定一个从平表面 24 延伸出的蜗卷 22，该蜗卷 22 限定了内蜗形表面 26 及外蜗形表面 27。

众所周知，固定蜗形元件 12 固定在压缩机内，而绕轨道运行的蜗形元件 14 在一个圆中绕轨道半径作绕轨道运行同时由十字联轴节阻止其相对固定蜗形元件转动。

各蜗卷 16，22 限定了密封唇 28，其以足够的力与平表面 18 或 24 接合，在它们之间产生密封。如图 2 明显可见，固定蜗形元件 12 的密封唇 28 并入其平表面 18 的环形部分 18B。因此环形部分 18B 也可称为固定蜗形元件 12 的密封唇 18B 的一部分。类似地，随着绕轨道运行的蜗形元件 14 相对固定蜗形元件 12 作绕轨道运行，蜗卷表面 20，21，26 和 27 相互接合限定了多个压缩袋，使蜗形元件的外边缘 30，32 到蜗形元

件中心的体积减小。典型地，在靠近涡形元件中心线处设有排气口，排出在中心处最大压缩点的致冷剂。

参见图 3，说明作用在绕轨道运行的涡形元件 14 上的力。

作绕轨道运行的涡卷元件 14 有背面 34，从其上延伸出圆柱形支承元件 36。轴承元件 36 装在涡旋式压缩机的曲轴（未示出）内。曲轴典型地由电动机带动转动使绕轨道运行的涡形元件 14 作绕轨道运行。曲轴借助通过支承中心点 44 作用的支承力 $F_{o/s}$ 驱动绕轨道运行。

涡旋式压缩机外壳（未示出）的一部分构成面对绕轨道运行的涡形元件 14 的背面 34 的表面。在背面 34 和涡卷压缩机外壳的面对表面之间设有两个密封件 45，47，限定了一个中间压力室 38。压力室 38 通过在背面 34 和平表面 24 之间延伸的中间压力口 40 与涡形元件 12 和 14 的涡卷之间形成的压缩袋中的一个连接。室 38 中的压缩气体产生一力 F_{ip} ，其沿着绕轨道运行的涡形元件 14 的轴线 125 作用以保持涡卷的密封唇与平表面 18，24 密封接合。

随着涡旋式压缩机操作使涡形元件的涡卷之间的致冷剂压缩，压缩下的气体产生一切向的气体力，其由支承力 $F_{o/s}$ 部分平衡但仍作用通过距离 Z_1 ，该距离代表切向的气体力的有效矢量和绕轨道运行的涡形元件 14 之间的力矩臂。该切向的气体力产生绕点 44 的力矩，其倾向使涡卷元件倾斜，及使涡形元件的密封唇 28 与元件的平的密封表面 18，24 分离。另外，在涡形元件之间压缩的气体产生一轴向力 F_{ag} ，其倾向沿着轴线 123，125 分离涡形元件。（在涡卷压缩机正常工作中轴线 123，125 保持平行，但是在压缩机的绕轨道运行的半径处，轴线 125 绕轴线 123 作绕轨道运行）。力矩及轴向力被中间室 38 中作用在背面 34 的压缩的致冷剂的力平衡，如箭头 42 所示，其形成力 F_{ip} 。抵抗力矩的力是顶端止推力 F_{tt} ，其是根据 $F_{tt}=F_{ip}-F_{ag}$ 计算的结果。该力 F_{tt} 作用通过限定为 R （如图 1 所示）的力矩臂，该处绕轨道运行的涡形元件 14 的平表面 24 相对固定的涡形元件 12 的平表面 18 作绕枢轴转动。在普通的涡旋式压缩机中，平表面 18，24 延伸到接近或在涡形元件的外边缘 30 及 32，枢轴接近边缘处。

各种力是动力的。例如，室 38 中的中间压力随着绕轨道运行的涡形

元件 14 的完整的绕轨道运行而改变, 如图 4 所示。随着作绕轨道运行的涡形元件 14 相对于固定的涡形元件 12 的绕轨道运行, 一个特殊的压缩袋将在压力口 40 上方移动。随着作绕轨道运行的涡形元件 14 继续其绕轨道的运行, 压缩袋的体积降低, 在袋中及室 38 中的压力增加直到在最大压力点 46 压缩袋移动到压力口 40 的径向里面。随后下一个压缩袋在较低的中间压力打开在压力口 40 上, 使室 38 中的压力突然降到最低压力 48, 再开始一新的循环。在绕轨道运行的涡形元件 14 的各完整的轨道运行中发生最大及最小的压力差。类似地, 中间压力室 38 通过其作用来对抗切向的气体力矩的螺卷压缩机 10 的半径 R 随绕轨道运行的涡形元件的转动而变化, 如图 6 中线 50 所示。连接图 6 中菱形点的线 52 图示了理想的要求半径 R 与曲柄的角度之间的关系, 该角度对于在该曲柄角度下防止翻转可得到的中间力是必须的。切向气体力本身会改变, 可引起变化的顶端力矩, 如图 6 的线 52 所示。由正方形数据点示出的线 50 表示在实际涡旋式压缩机 10 中可得到的半径, 其是在任一给定的曲柄角度下形成枢转点的点 66 和由形成非接触区域 56、62 产生的涡旋式压缩机的中心线之间任意给定的距离下限定的。在没有非接触区域的普通涡旋式压缩机中, 半径是直线 53 (如图 6 所示), 其表示在普通涡旋式压缩机中的半径是比较恒定的, 并形成在固定的及绕轨道运行的蜗形元件的外边缘之间的接触线处。在普通的涡旋式压缩机中, 半径必须超过在要求的半径 52 中的最大半径以防止翻转。但是, 随着在完整的 360° 周期中要求的半径 52 从最大的要求的半径明显地下降, 在普通的涡旋式压缩机的要求的半径与恒定的半径之间的任一给定的曲柄角度下的分离代表平衡力明显地超过对简单抵消翻转力需要的力的状况, 这导致了不必要的摩擦损失。在本发明中, 建议使由非接触区域 56, 62 限定的可得到的半径线 50 尽可能如实际那样紧密地跟踪要求的半径线 52 的轮廓。

图 5 示出当压缩袋径向向内移动并由蜗形元件压缩时压缩袋中的气体压力的增加。当压缩袋开始形成在靠近蜗形元件外缘处在蜗形元件之间, 致冷气体在较低的吸气压力 P_1 下。当作绕轨道运行的蜗形元件 14 作绕轨道运行及压缩袋朝着蜗形元件的中心线径向向里移动, 压力升高。在点 54, 蜗卷袋在排气压力 P_2 下开始通过排气口排入压缩机的高压

侧。对于作绕轨道运行的蜗形元件的一转，排气口开口通到压缩体积，压力保持比较恒定。在一个典型的涡旋式压缩机中，在压缩袋从吸气侧移动到排气侧之前，作绕轨道运行的蜗形元件 14 可转动 $2\frac{1}{2}$ 转。虽然图 5 一般地示出了气体压力增加到排气压力 P_2 ，根据涡旋式压缩机的具体设计，在中间袋中的压力可超过实际的排气压力。当设计为较高的压比（例如 2.5）的压缩机中用较低的压比（例如 2.0）比较容易发生这一情况。因此，虽然一般使中间压力口 40 朝涡旋式压缩机排气口径向向里移动会倾向使中间室中的压力增加，但并不总是如此。如果中间压力口的大部分停顿时间是在压缩袋已开口到排气压力时的一个间隔中，并且排气压力低于封闭的袋开口到排气口之前达到的压力，那么平均的中间压力实际是小的。

参照图 1 及 2，说明本发明的一个明显的优点。蜗形元件 12，14 的以前设计一般有平表面 18，24，其在蜗形元件的中心线与蜗卷元件的外卷 30，32 之间延伸。特别是，平表面 18 的环形部分 18B 设成在其整个范围为精确的平表面（向外到线 86）。但是，固定的蜗形元件 12 具有环形的非接触区域 56，其径向在平表面 18 的一部分 58 和在外缘 30 处的平表面 18 的部分 60 之间延伸。类似地，一个环形的非接触区域 62 设成穿过作绕轨道运行的蜗卷元件 14 的平表面 24，该区域从平表面 24 的部分 64 延伸到作轨道运行的蜗形元件 14 的外缘 32。

参见图 2，图中示出固定蜗形元件 12 的外缘 30。线 86 代表普通设计中平表面 18 的精确机加工部分的外缘。在线 86 及外缘 30 之间的环形空间通常设有螺栓孔以把蜗形元件用螺栓固定在压缩机中，其是没有精确地机加工的。线 88 代表对在车加工操作中防止与蜗卷密封唇 28 干涉所需要在车床上的旋转圆。因此，本发明的一个可能的实施例是使非接触区域 56 成形为线 86 和 88 之间的环形区域。线 90 代表避免与蜗卷密封唇 28 干涉的最大的潜在的非接触区域的极限，本发明的另一个实施例可产生在线 86 和 90 之间的非接触区域 56。点 92 代表工作的螺旋或蜗卷 16 的端部。

该设计有很多优点。过去，从部分 56 到靠近外缘 30 的线 86

的整个平表面 18 和从蜗卷 22 到外缘 32 的整个平表面 24 必须以比较高的精度形成。在平表面上的任何凸起、凹槽或波会中断涡旋式压缩机的光学操作。虽然随着涡旋式压缩机操作，这些表面缺陷会磨平，但是这使得有比较长的工作时间蜗卷压缩不是在最大的效率下工作。另外，靠近作绕轨道运行的蜗形元件 14 的边缘 32 处，通过形成蜗形元件 14 必要的操作，包括夹住蜗形元件进行机加工常会产生竖起的卷边。在对涡旋式压缩机加工时，卷边也要求相当的加工一直到卷边磨平到平表面。

在本发明的设计中，作绕轨道运行的蜗形元件 14 将绕在固定蜗形元件 12 的部分 58 处设的枢转点 66 作枢转，使力矩半径 R 从现有的设计再往里移动。由于有非接触区域 56，62，枢转点 66 的位置更加可预测及是稳定的，允许涡旋式压缩机有最大效率的理想设计。唯一要求的密封是在蜗形元件的密封唇 28 及在平表面 18，24 上的与唇接合的部分。非接触区域要足够深以防止在正常操作中蜗形元件在包括点 66 的一个圆的外面接触。当然，当作绕轨道运行的蜗形元件相对固定蜗形元件作绕轨道转动时，点 66 沿部分 58 的整个外缘移动。如果非接触区域 56 足够深，对实现本发明的优点，另一非接触区域 62 就不是必须的。平表面 18，24 在蜗卷唇径向外面的大的部分之间的接合对要求的密封作用是没有帮助的。但是，在过去的没有非接触区域 56，62 的设计中，这些表面 18，24 是相接合的，产生摩擦力并产生了泄漏通道。

由于本发明减小了半径 R ，可调节中间压力以补偿力矩臂的减小。为实现这一点，中间压力口 40 可从位置 68 径向向内移到位置 70，位置 68 用以使无非接触区域 56，62 的涡旋式压缩机性能最佳化。在位置 70，中间压力口 40 与压力袋连通，该袋对排气压力更敏感，导致在高压比状态有高的平均中间压力，使室 38 有较高的平均压力。因此，较高的平均压力产生了对高的压比操作必要的附加力 F_{ip} 。

虽然附图中示出了本发明的一个实施例，并在上面作了详细说明，但应明白本发明不局限于上述的实施例，在本发明的精神范围

内可以作出很多种安排，改型及零部分的替换。

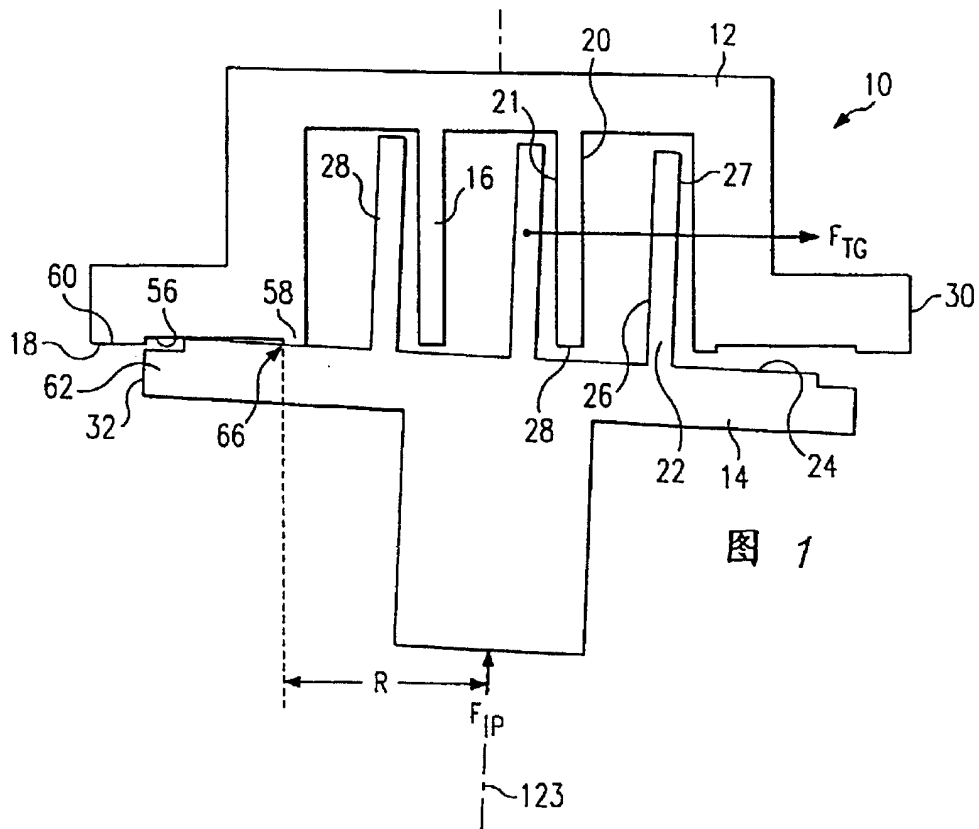


图 1

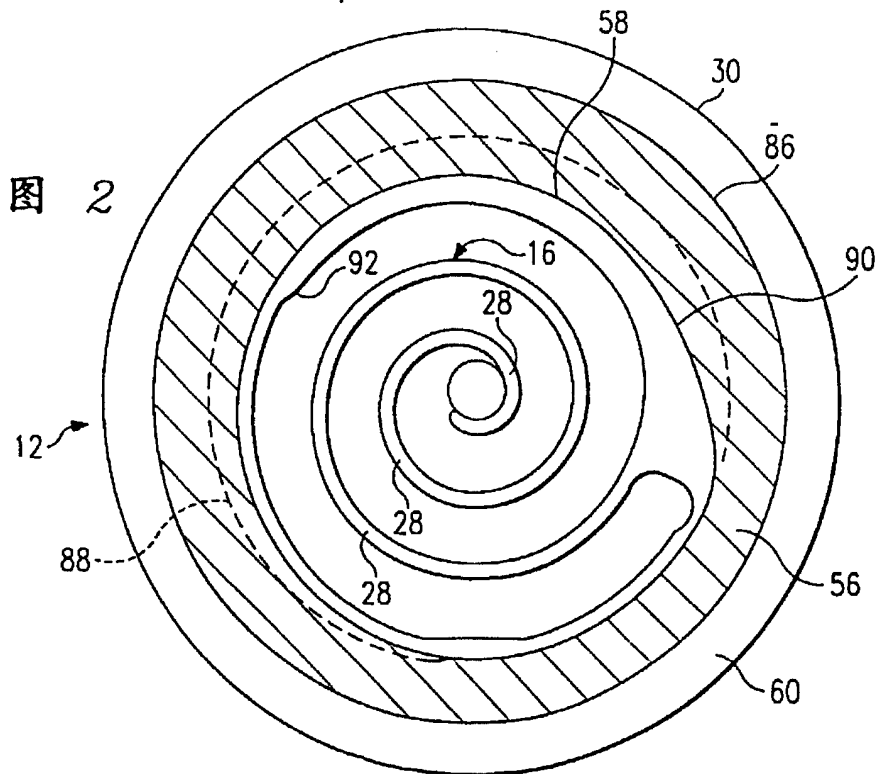


图 2

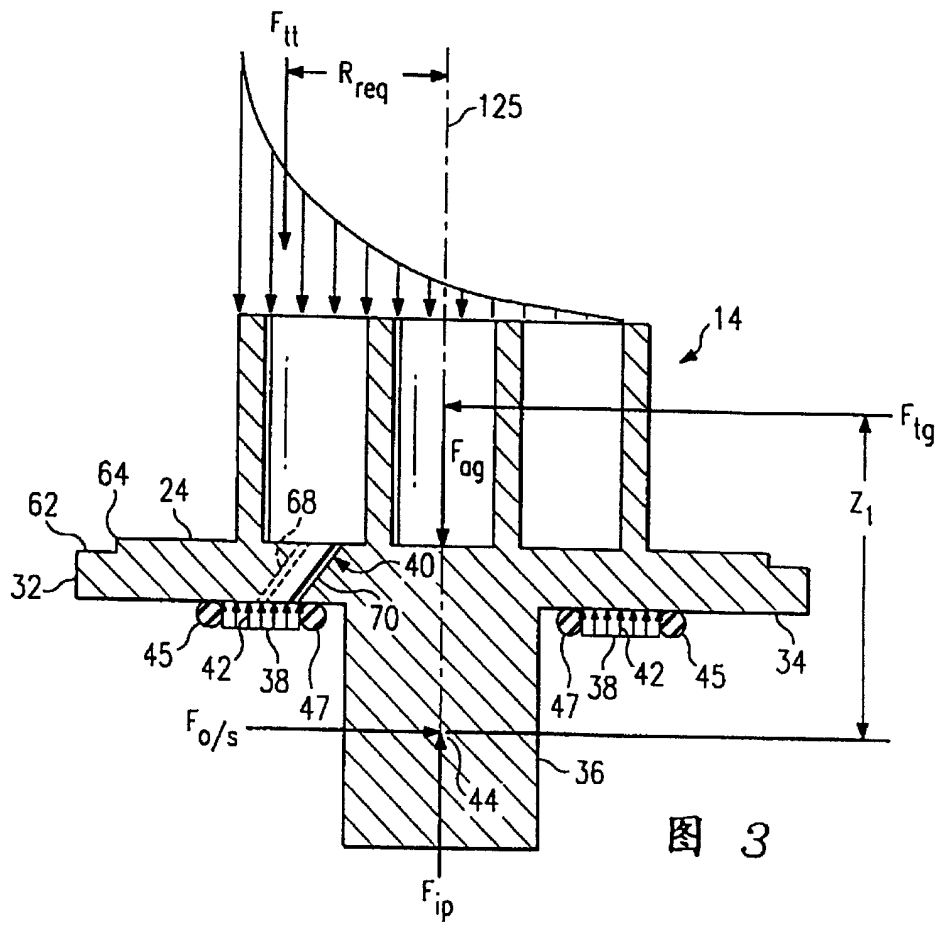


图 3

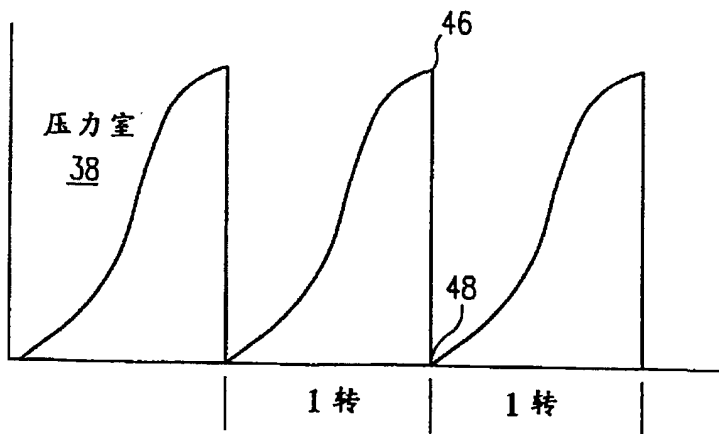


图 4

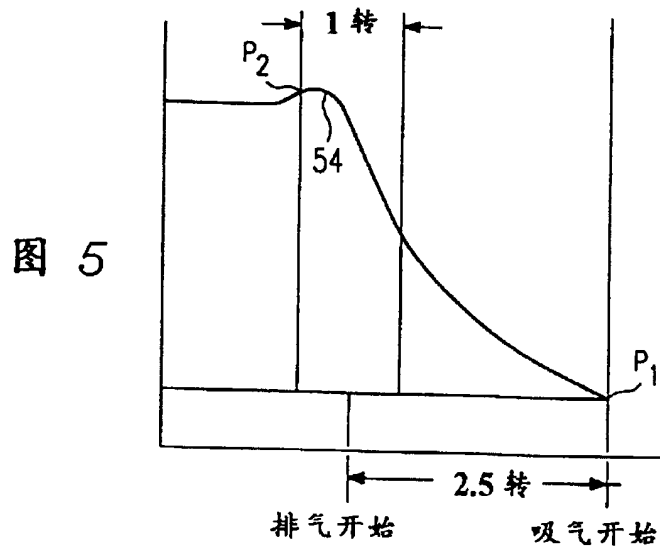


图 5

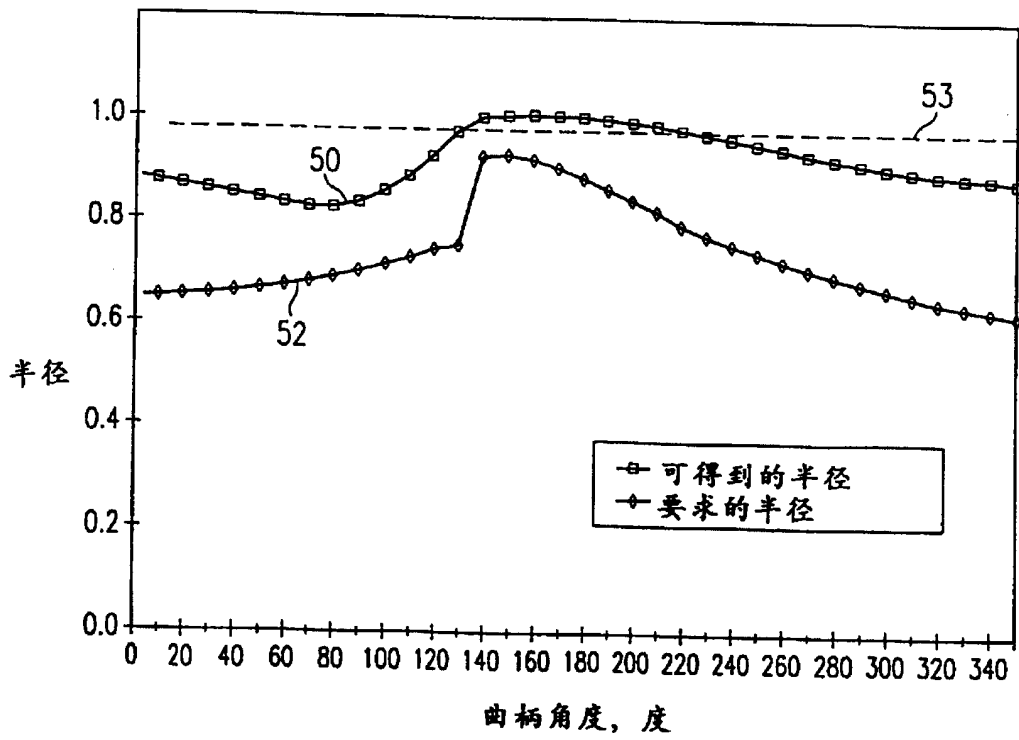


图 6