



[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 96121579.8

[43]公开日 1997年9月10日

[11] 公开号 CN 1158945A

[22]申请日 96.12.18

[30]优先权

[32]95.12.19[33]US[31]574,991

[71]申请人 科普兰公司

地址 美国俄亥俄

[72]发明人 里查德·达纳·布鲁克

罗伯特·克里斯托弗·斯托弗

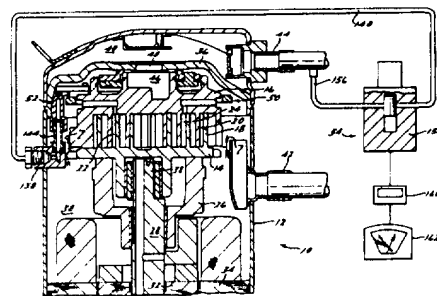
[74]专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商标
事务所
代理人 陈申贤

权利要求书 3 页 说明书 12 页 附图页数 9 页

[54]发明名称 具有容量调节系统的涡旋机

[57]摘要

一涡旋型致冷压缩机的高效、低费用和可靠的容量调节系统，它有一实现满容量和降低容量之间调节的单一致动器，包含一旋转支承于非运转涡形件上的环形阀圈，它的工作能同时使一个或多个通道开启或关闭从而避免压缩机工作中在相对两压缩流体袋穴间哪怕短暂的压力不平衡，或在一改型实例中提供一受控的压力不平衡以在十字联轴节上产生一降噪音扭矩。再者调节系统在启动和停机时降低容量就可使系统采用高效、低启动扭矩电机并使停机噪声下降。



权 利 要 求 书

1. 一涡旋型压缩机的容量调节系统包括有:

— 第一涡旋形件 (简称涡形件), 它有一第一端板和一竖立于该端板上的第一螺旋包绕部;

— 第二涡形件, 它有一第二端板和一竖立于该端板上的第二螺旋包绕部, 所述第一和第二螺旋包绕部相互交插从而限定出至少两个运动的流体袋穴, 当所述包绕部相互间作沿旋转轨道的相对运动而使袋穴从径向外部位置移入到径向内部位置时, 袋穴的尺寸缩小;

— 第一流体通道, 它在一个所述运动的流体袋穴与一基本上处于吸入压力下的区域之间延伸;

— 第二流体通道, 它在另一个所述运动的流体袋穴与一基本上处于吸入压力的区域之间延伸; 和

一个阀件, 它的工作基本上能做到使所述第一和第二流体通道同时开启和关闭从而实现所述涡旋型压缩机的容量调节。

2. 一按权利要求项 1 的容量调节系统, 其特征在于: 上述阀件使上述两流体通道同时完全开启。

3. 一按权利要求项 1 或 2 的容量调节系统, 其特征在于: 上述阀件使上述两流体通道同时完全关闭。

4. 一按前述任一项权利要求的容量调节系统, 其特征在于: 上述阀件在其完全开启和完全关闭的位置之间有一些中间 (或过渡) 位置, 从而能实现中等程度的调节。

5. 一按前述任一项权利要求的容量调节系统还包括有一致动组件, 所述致动组件的工作使上述阀件在第一 (断电) 去激励位置和第二 (通电) 激励位置之间运动, 在所述去激励位置, 上述第一和第二通道与上述基本上处于吸入压力下的区域相连通, 在所述激励位置, 上述第一和第二通道与上述基本上处于吸入压力下的区域相互隔离关闭。

6. 一按权利要求项 5 的容量调节系统, 其特征在于: 当上述压缩机启动时上述致动组件断电去激励, 从而要采用一种低启动扭矩的电动机来驱动上述压缩机。

7. 一按权利要求项 5 或 6 中任一项的容量调节系统, 其特征在于: 当上述压缩机停机时上述致动组件断电去激励。

8. 一按权利要求项 5、6 或 7 中任一项的容量调节系统, 其特征在于: 上述致动组件是依靠流体压力驱动的。

9. 一按权利要求项 5 - 8 中任一项的容量调节系统, 其特征在于: 上述致动组件包含一使含上述阀件运动的电磁阀。

10. 一按前述任一项权利要求的容量调节系统, 其特征在于: 上述阀件是一旋转支承于上述第一和第二涡形件中之一上的环圈。

11. 一按权利要求项 10 的容量调节系统, 其特征在于: 上述环圈包含第一和第二部, 它们可相对于上述第一和第二通道进入或退出相互叠合复盖关系。

12. 一按权利要求项 5 至 11 中任一项的容量调节系统, 其特征在于: 上述致动组件包含一可运动地设置在一作动筒内的活塞, 所述活塞与上述阀件相连接, 和一可选择地使压力流体供入所述作动筒的流体管路, 从而上述活塞能使上述阀件沿第一方向从上述第一位置移至上述第二位置。

13. 一按权利要求项 12 的容量调节系统, 其特征在于: 上述致动组件包含一回复弹簧, 当上述压力流体不再供入时该弹簧起作用, 使上述阀件从上述第二位置移回至上述第一位置。

14. 一按权利要求项 12 或 13 中任一项的容量调节系统, 其特征在于: 上述压力流体的供给是来自上述压缩机排出的加压致冷剂。

15. 一按权利要求项 5 至 14 中任一项的容量调节系统, 其特征在于: 上述致动组件包含一与上述阀件连接的齿条和由一电动驱动的小齿轮, 它用来驱动所述齿条。

16. 一按前述任一项权利要求的容量调节系统还包括: 一与上述运动的流体袋穴中之一相连通的第三流体通道和一与上述运动的流体袋穴中的另一个相连通的第四流体通道, 所述第三流体通道相对上述第一流体通道处在沿圆周方向内的位置, 和所述第四流体通道相对于上述第二流体通道处在沿圆周方向向内的位置。上述单个阀件的工作可使所述第三和四流体通道基本上能实现同时开启和关闭。

17. 一按权利要求项 16 的容量调节系统, 其特征在于: 上述单个阀件可从第一位置运动至第二位置, 在所述第一位置时上述第一、第二、第三和第四流体通道均开启, 在所述第二位置时上述第三和第四流体通道关闭。

18. 一按权利要求项 16 或 17 中任一项的容量调节系统, 其特征在于: 上述阀件可运动至第三位置, 在该位置上上述第一、第二、第三和第四流体通道均关闭。

19. 一按权利要求项中任一项的容量调节系统, 其特征在于: 上述阀件可在上述开启和关闭位置之间的一些中间位置工作, 从而可实现中等程度容量的调节。

说 明 书

具有容量调节系统的涡旋机

总的来说，本发明涉及涡旋压缩机，更具体地说，是涉及上述压缩机中的一个吸入延迟型容量调节系统。

通常，由于环境条件的变化，致冷和空气调节系统会在相当宽范围的负载工况下运行。为了在上述变化的条件下有效地实现所希望的冷却效果，就希望能在利用压缩机的上述系统中加入能改变压缩机容量（或功率）的装置。

为实现此类容量调节已研制出了多种系统，这类系统的绝大多数是采用下述方法：延迟由涡旋形件（以后简称：涡形件）所限定出的运动的流体袋穴的初始密封点。此类系统的一种形式是：通常具有一对泄放通道，该通道使吸入压力与最外侧的一对运动流体袋穴导通。典型情况下，这些通道通常在包绕件最外端密封点的 360° 范围内的某一位置与可移动流体袋穴相通。有些系统为每一个上述泄放通道设置一单独的阀件，这些阀同时工作以确保两个流体袋穴之间压力平衡。还有的系统采用了附加通道以使两个泄放通道流体连通，从而就可利用一单个阀来控制容量调节。

上述第一种类型的系统有可能发生下述情况：两个阀可能不同时工作。举例说，若两个阀中的一个发生故障，两个流体袋穴之间就会发生压力失衡，这就使十字联轴节上的应力增加从而缩短了压缩机的使用寿命。进一步说，上述压力失衡会造成工作噪声增加到一种让人无法接受的水平。即使是两个阀在工作运转速度上只有轻微的差异，也会造成由于暂时压力失衡所产生的有害噪声。

虽然上述第二种类型的系统消除了第一种系统中可能出现的压力失衡现象，但它需要采用额外的昂贵机构，该机构为使两泄放通道内部连通提供了一个贯穿涡形端板的连接通道。另外，这一额外的连接通道在压缩机处于满容量状态时增大了压缩机的再膨胀体积，从而也就降低了

压缩机效率。

然而，本发明通过利用一由一致动器操纵的阀圈来确保泄放通道同时打开和关闭，从而避免了流体袋穴中哪怕是暂时的压力失衡，这样即可克服上述问题。本发明中的阀圈采用一环圈的形式，它旋转地安装在非轨道运转的涡形件上，并包括有可使一个，两个或多个泄放通道同时打开和关闭的部件。其一种形式为：具有一致动器，该致动器最好是使阀件从一开启的降低容量的位置移动到一闭合位置；还有一回复弹簧，该弹簧可使阀件返回到一最佳开启位置。另一种形式为省去回复弹簧，利用致动器驱动阀件在开启和闭合位置之间运动。因而，只需最少的部件就实现了容量调节。进一步说，本发明的容量调节系统最好按下述设计：在启动和关机时，压缩机处于降低容量的工作方式状态下。容量降低的启动方式减小了所需的启动扭矩，因为此时压缩机只压缩很少量的致冷剂。由于启动扭矩较小，就可采用低扭矩高效率的电机。同样，关机时采用容量降低的工作状态会减小由于涡形件反转所产生的噪声，从而使用户满意程度得以提高。另外，本发明的系统是按下述设计的：即便是致动系统失效，压缩机仍可按已降低容量方式或已调节好的容量方式连续工作。这一点是大家所希望的，因为在通常所能遇到的工作运转条件下，压缩机在其绝大部分的运转时间中处于调节好的容量方式或容量降低的方式下运转的。

结合附图，利用下文说明和所附权利要求将对本发明的其它优点和特征予以说明。

图 1 是组合有本发明容量调节系统的密封涡旋压缩机的局部截面图。

图 2 是图 1 中所示压缩机某一部分的放大视图，该部分具有一处于闭合位置的阀圈；

图 3 是图 1 中压缩机除去顶部外壳后的平面图；

图 4 是装在图 1 中压缩机上的阀圈的透视图；

图 5 和图 6 是图 4 中阀圈分别沿线 5 - 5 和 6 - 6 剖切后的截面图；

图 7 所示是构成图 1 中压缩机的一部分的涡形组件的局部截面图，所示截面图是沿线 7 - 7 剖切后的截面。

图 8 是按本发明的装在图 1 中压缩机上的致动组件的放大视图；
图 9 是按本发明的拆去阀圈的非运转涡形件的平面图；
图 10 是图 9 中非运转涡形件沿线 10 - 10 剖切后的局部截面图；
图 11 是图 9 中非运转涡形件上某一部分的放大细节图；
图 12 是示出按本发明的致动组件和阀圈之间内部连通的放大细节图；
图 13 是类似图 1 的局部的截面图，但所示出的是本发明的另一实施例；
图 14 是装在图 13 中实施例上的致动组件的放大细节图；
图 15 是类似图 1 的局部截面图，但所示出的是本发明的另一实施例；
图 16 是按本发明的有所改变的致动器壳体的透视图；
图 17 - 19 是类似图 7 的视图，但所指示的是本发明实施例的变型；
图 20 - 21 是类似图 8 的视图，但所指示的是按本发明的另外两种致动组件。

现参阅附图，特别是参阅图 1，图中示出了按本发明的统一由标号 10 所指示的密封涡旋型致冷压缩机，该压缩机装有一容量调节系统。

压缩机 10 的类型已在 1988 年 8 月 30 日发表的美国 4, 767, 293 号专利中分开，4, 767, 293 号专利已交付给本专利申请的代理人，该专利在本文中引作参考文件。压缩机 10 包括有一外罩 12，在外罩 12 内设置有运转和非运转涡形件 14 和 16，涡形件 14 和 16 包括有直立的相互交插的螺旋包绕部 18 和 20，包绕部 18 和 20 限定出运动的流体袋穴 22 和 24，22 和 24 在它们从涡形件 14 和 16 外周缘向内运动时其尺寸逐渐减小。

设置有一主支承壳体 26，该壳体由外罩 12 支撑，而该壳体 26 可运动地支撑运转涡形件 14 以使 14 相对于非运转涡形件 16 作相对的轨道运动。非运转涡形件 16 利用一适当方式由主支承壳体支撑并固定于该壳体上从而限制其相对于壳体的轴向运动，该适当的方式已在 1995 年 4 月 18 日分布的美国 5, 407, 335 号专利中公开，该专利已交付给本专利申请的代理人，已公开的该专利在本文中引作参考文件。

一驱动轴 28 由主支承壳体 26 旋转地支撑，该轴在其顶端有一偏心销 30，该偏心销 30 与运转涡形件 14 驱动连接。一电动机转子 32 固定在驱动轴 28 的底端，它与由外罩 12 所支撑的定子 34 协同工作从而使驱动轴 28 旋转。

外罩 12 具有一消音板 36，36 将罩内部分隔成两部分：大体上为吸入压力的第一下部腔 38 和处于排出压力的上部腔 40，设置有一个与下部腔 38 导通用来为压缩而供入致冷剂的吸入口 42；在排出腔 40 处设置有一排出口 44 以使已压缩的致冷剂导入致冷系统。

进一步说明，涡旋压缩机 12 通常即是指上述涡旋型致冷压缩机。工作运转过程中，通过吸入口 42 进入下部腔 38 的吸入气流在运转涡形件 14 相对于非运转涡形件 16 作轨道运转时被吸入可运动的流体袋穴 22 和 24 中。当运动的流体袋穴 22 和 24 向内移动时，此吸入气流被压缩然后通过非运转涡形件 16 中的中心排出通道 46 和消音板 36 上的排出口 48 排放到排出腔 40 中。然后通过排出口 44 将已压缩的致冷剂送入致冷系统。

在为一特定应用场合选择一致冷压缩机时，人们通常选择具有足够的容量的压缩机，从而在上述应用场合中所能预料的最恶劣工作条件下能够提供适量的致冷剂流；并且人们可能会选择容量略大些的压缩机以增大安全保险系数。然而，上述最恶劣条件在实际工作中很少发生，因此在压缩机工作运转中有很大大一部分时间压缩机是处于一种负载较小的工作条件，从而上述多余的压缩机容量未能有效利用。上述操作会造成系统总运行效率的降低。因此，为了在常见工作条件下提高总的运行效率，并且仍能使致冷压缩机承受“最恶劣”工作条件，就得在压缩机 10 中设置一容量调节系统。

本发明的容量调节系统包括：一环阀圈 50，它可运动地安装在非运转涡形件 16 上；一个同样由非运转涡形件 16 支撑的致动组件 52；和一个用来控制致动组件工作的控制系统 54。

如图 2 和图 4 到 6 所示，阀圈 50 具有一大体上呈环形的主体部 56，56 具有一对沿直径方向相对放置并沿径向向内延伸的凸块 58 和 60，两凸块具有大体上相同的预定轴向和圆周方向尺寸。在凸块 58，60 沿轴

向相反的两側的邻近位置，分别提供了适当的大体上同样是沿圆周方向延伸的引导表面 62，64 和 66，68，另外，两对大体上相同地沿圆周方向延伸相互分隔开的引导表面 70，72 和 74，76 设置在主体 56 上，70，72 和 74，76 大体上沿直径方向相对放置，分别与相应的凸块 58 和 60 沿圆周方向有约 90° 的间隔。如图所示，与引导表面 62 和 66 类似引导表面 72 和 74 从主体 56 上沿径向略为向内凸出，引导表面 72，74 以及 62，66 最好能轴向对齐并且所处的圆周其半径应略小于主体 56 的半径。与此类似，与引导表面 64，68 类似引导表面 70，76 从主体 56 上沿径向略为向内凸出，并且也均沿轴向对齐。同样，表面 70，76 和 64，68 所处的圆周，其半径应略小于主体 56 的半径并且最好与表面 72，74 和 62，66 所处圆周的半径大体相等。主体 56 还具有一个沿圆周方向延伸的阶梯部 78，阶梯部 78 在其一端包括有一沿轴向延伸的周向光滑止动表面 79。阶梯部 78 处在凸块 60 和引导表面 70，72 之间。在邻近于阶梯部 78 一端的位置还设置有一沿轴向向上延伸的销件 80。阀圈 50 可由合适的金属，比如铝来制造，或可由合适的聚合物制成，销 80 既可压入阀圈 50 上适当的开孔中或与阀圈 50 做成一体。

如前所述，阀圈 50 应设计成可移动地安装在非运转涡形件 16 上。为了容纳阀圈 50，非运转涡形件 6 具有一沿径向向外经加工的光滑圆柱形侧壁部 82，82 在其顶端的邻近位置形成有一环形槽口 84。为使阀圈 50 与非运转涡形件 16 组装到一起，参阅图 3 所示，在非运转涡形件 16 上设置有一对大体相等的凹槽 86，88，它们沿直径方向相对放置，并沿径向向内延伸，它们与槽口 84 相通。凹槽 86、88 沿圆周方向的延伸尺寸略大于阀圈 50 上凸块 58 和 60 的圆周方向的尺寸。

槽口 84 的尺寸应做成，当阀圈装入时它可移动地容纳凸块 58 和 60；并且凹槽 86，88 的尺寸应足以使凸块移入槽口 84 中。另外，圆柱形部 82 的直径应按下述来确定：引导表面 62，64，66，68，70，72，74 和 76 可滑动地支承阀圈 50 相对于非运转涡形件 16 的旋转运动。

非运转涡形件 16 还包括一对通道 90 和 92，90，92 大致沿直径方向相对设置并沿径向延伸，且与槽口 84 的内表面相通，而且大体上沿径向向内延伸穿过非运转涡形件 16 的端板。一轴向延伸的通道 94 使通道

90 的内端与运动流体袋穴 22 流体连通，并且第二个沿轴向延伸的通道 96 使通道 92 的内端与运动流体袋穴 24 流体连通。通道 94 和 96 最好为椭圆形，从而可使开口尺寸达到最大，并且不会使其宽度超过运转涡形件 14 上包绕部的宽度。通道 94 位于涡旋包绕部 20 一内侧壁表面的邻近位置处，而通道 96 位于包绕部 20 一外侧壁表面的邻近位置处。如果需要，通道 94 和 96 可为圆形，但其直径应符合下述，当通道穿入涡形件 14 时其开口不能延伸到运转涡形件 14 的径向内侧。

致动组件 52 包括：一个活塞和作动筒组件 98 和一个回复弹簧组件 99。活塞和作动筒组件 98 具有一壳体 100，该壳体 100 具有一限定出作动筒 104 的孔，该孔从壳体一端向内延伸，一活塞 106 移动地设置在孔 104 中。活塞 106 的一个外端 107 沿轴向从壳体 100 的一端处向外伸出，外端 107 具有一狭长的开孔 108，开孔 108 用来接纳销 80，销 80 阀圈 50 的一个部件。狭长的或椭圆开口孔设计是用来与销 80 在工作过程中相应于活塞端 107 的直线运动所做的弧线运动相适配。壳体 100 的悬垂部 110 包括有一较大直径的开口 112，一流体通道 114 由此开口处向上延伸，如图 8 所示。流体通道 114 与一横向延伸的通道 116 贯通，通道 116 与作动筒的端部连通。相对较小一些的第二个横向延伸的通道 118 沿与流体通道 116 相反的方向从流体通道 114 处开始延伸，并且穿过壳体 100 的一端壁 120 向外开口。壳体 100 还有一个与之一体的安装凸缘 122，该凸缘从壳体处向上凸出并横向向外延伸。安装凸缘 122 就位于平面 124 上，平面 124 位于非运转涡形件 16 上，124 具有一对间隔分布的孔口 126，128 分别用来接纳定位销 130 和 132，平面 124 还有一中心开口，该开口用来接纳合适的螺纹紧固件 134，该紧固件容纳于非运转涡形件 16 上的螺纹孔 136 中。如图 11 所示，定位销 130 和 132 应在一开始就压入非运转涡形件 16 的平面 124 上适当的孔口中，从而在装配和工作运行中均使壳体 100 处于合适位置，这样就不需要采用多个螺纹紧固件来完成上述固定操作。

一合适的大体呈 L 型的匹配件（管接头）138 固定在外罩 12 上并从罩 12 向外延伸，其外端与一流体管路 140 相连。在匹配件 138 内设置有一大直径开口 142，它用来接纳一弹性流体耦联件 144 的一个端部。

流体耦联件 144 的相反端被承纳于壳 100 的大直径开口 112 中，因此流体可从流体管路 140 通过匹配件 138 和耦联件 144 导入壳 100 中的作动筒 104 中。在耦联件 144 两相对端的邻近位置处设置有诸如 O 形圈一类的适配密封件 146 和 148；从而确保在较大直径的开口 112，142 处实现流体密封。应注意到；流体耦联件 144 是由弹性材料制成的并且与开口 112 和 142 是滑动配合，这样就可适应于非运转涡形件 16 由于其在安装过程中的轴向屈服性所形成的轻微轴向运动。

回复弹簧组件 99 包括有一个挡板 150，150 用来覆盖并抵靠着壳 100 的安装凸缘 122。挡板还具有：一对用来容纳定位销 130 和 132 的间隔分布开口；和一个容纳螺纹紧固件 134 的中心开口，紧固件 134 用来将挡板 150 和壳体 100 固定在非运转涡形件 16 上。如上所述，采用定位销 130 和 132 可使挡板在工作过程中处于正确位置并且也就无需多个螺纹紧固件了。挡板 150 在壳体 100 的上方复盖延伸并与之有一定间隔，挡板 150 具有一悬销 152，悬销的一端固定有一个螺旋弹簧 154。弹簧 154 的另一端固定在阀圈 50 上的直立销 80 上。

只要将凸块 58 和 60 与相应的凹槽 86 和 88 对齐并将凸块 58，60 移入环形槽口 84 即可轻易地将阀圈 50 组装到非运转涡形件 16 上。然而阀圈 50 旋转到所要求的位置，此位置处凸块 58 和 60 上沿轴向的上下表面与引导表面 62，64，66，68，70，72，74 和 76 协同工作从而在非运转涡形件 16 上可移动地支撑阀圈 50。在此之后，致动组件 52 的壳体 100 就位于定位销 130 和 132 上，并且活塞端 107 已装纳了销 80。然后弹簧 154 的一端可与销 152 连接，并将挡板装到定位销 130，132 上，并将螺纹紧固件 134 安装好，接着，可把弹簧 154 的另一端与销 80 相连，这样也就完成了整个组装过程。

如上文所述，在组装阀圈 50 和致动组件 52 之前需先利用合适的螺栓 155 将非运转涡形件 16 固定在主支承壳体 26 上，然而在某些情况下在将非运转涡形件 16 组装到主支承壳体 26 上之前最好先把所述容量调节部件装在非运转涡形件 16 上。这一点可以通过沿阀圈 50 的外周边适当位置处设置一组弧形切口 157 来轻松实现，这类切口可以在阀圈已固定到非运转涡形件 16 上后使人们仍能紧固螺栓 155，在图 17 中示出了

这一变型。

再一次参阅图 1，控制系统 54 包括一流体管路 156，管路 156 的一端与排出口 44 相连，另一端则与一双向电磁阀 158 相连。流体管路 140 构成了控制系统的一部分，它也与电磁阀 158 相连。设置有一控制模块 160，它按照系统的工作条件，比如说根据从温度自动调节器 162 所接收到的信号来控制电磁阀 158 的工作。

工作时在压缩机启动过程中控制模块 160 确保电磁阀 158 处于闭合状态，从而防止流体管路 156 和 140 发生流体连通。因此，致动组件 52 的作动筒 104 通过通道 116 和 118 与处于吸入压力的腔 38 相连通，因而可确保由回复弹簧 154 所施加的力能使阀圈 50 保持在图 1 中所示的位置，此种情况下，凸块 58 和 60 沿圆周方向从通道 90 和 92 处移出。因此，在涡旋包绕部在其外端实现表面的初始密封后，直至运动流体袋穴向内移至它们不再与通道 94、96 流体连通的某一点之前，运动的流体袋穴 22 和 24 利用通道 94、90 和 96、92 始终与处于吸入压力的下部腔 38 流体连通。因此，当阀圈 50 处于使通道 90、92 与吸入气流腔 38 相连通的位置时，涡旋包绕部 18 和 20 的有效工作长度就会减小，压缩比也就减小，因而压缩机的容量也就降低了。应注意到：压缩机容量的调节或降低程度可在一给定的范围内选择，该范围取决于通道 94 和 96 的位置。这些通道应这样设置：即在从后侧表面进入密封啮合的点算起向内移至不超过 360° 的任一位置点，这些通道均与相应的吸入袋穴连通。若这些通道位置比上述位置还要靠里，袋穴内流体就会开始被压缩，因而在这些这些位置下的连通会损失功率并降低了效率。

还应注意到：通过确保启动时通道 90 和 92 与吸入压力相通，压缩机所需的启动扭矩明显减小。这就保证了能够采用更有效率的低启动扭矩的电机，因而进一步有助于提高系统总效率。

任何情况下，只要系统工作条件与由控制模块 160 所接收到的指示条件相同，压缩机 10 将继续在这种降低容量的工作模式下运行。然而，倘若可能由于从温度自动调节器 162 送入控制器 160 的信号所指示的系统条件需增大容量时，控制器 160 就要驱使电磁阀 158 进入开启位置，从而使处于排出压力下的流体从排出口 44 经流体管路 156、140，接头

158 耦联件 144 和通道 114 和 116 流入作动筒 104。处于排出压力下的流体作用于作动筒 104 的力克服弹簧 154 的作用力而推动活塞 106 从作动筒 104 向外运动并驱动阀圈如图 3 所示沿顺时针方向转动直至止动表面 79 运动至与壳体 100 上的接合表面 164 进入啮合为止。当阀圈 50 处于该位置时凸块 58 和 60 已沿槽口 84 滑移至如图 2 所示位置，在该位置凸块 50 和 60 分别覆盖并关闭通道 92 和 90，从而防止流体吸入袋穴进一步的与通道 92、90 沟通，因而使压缩机 10 负荷增大至其满额定负荷。只要系统的工作条件需要，电磁阀将保持在其通电开启位置从而持续向作动筒 104 供入具排出压力的流体而使活塞 106 保持在其伸出位置，于是压缩机 10 处于其满额定容量状态。

一旦系统条件表明系统有必要回复至容量减小的状态下运行时，控制模件 160 将使电磁阀 158 断电从而关断管路 156 与 140 之间的流体连通，在管路 140 和作动筒 104 中的流体排出压力通过管路 118 与吸入压力腔 38 中的吸入压力相连通，于是允许弹簧 154 使阀圈 50 回至其原始位置，通道 90 和 52 处于与在吸入压力下的腔室 38 流体连通的状态。

应注意到：因凸块 58 和 60 设置在同一环圈上所以保证了通道 92 和 90 同时开启和关闭。这样也就确保在两运动流体吸入袋穴之间甚至短暂的压力不平衡也不会发生，这种压力不平衡会引起应力磨损和/或工作噪声的增大。再者，应注意到：由于通常情况下电磁阀设定于关闭位置，因此不论是电磁阀还是控制模件的故障均不会对压缩机的继续工作形成阻碍。这一特性有利于采用高效、低启动扭矩的电动机，因为这样的电动机是无法起动满负荷运行状态的压缩机。此外，本发明的调节系统最好设计成：在停机过程中使压缩机回复至降低负荷运行方式以利于减少由于反转引起的停机噪声。

在上述本发明的调节系统具有非常有效的控制压缩机容量的措施的同时，连续地使排气经泄放通道 118 通向吸入腔在某些应用场合下是不理想的和/或可能降低已调节负荷和满负荷运行之间的转换速度，因此如图 13 和 14 所示本发明的最佳实施例中，这种泄放通道 118 已取消。

在这最佳实施例中，采用一种三通路电磁阀 166 取代双通路电磁阀 158，并且设有使电磁阀 166 连接吸入口 42 的流体管路 168。压缩机和

调节系统的其它部分与前述实例相同，故用相同标号加“1”号来表示。进一步说，本实施例的工作运转与上文所述实施例的工作运转基本相同，区别仅在于：当压缩机 10' 处于容量已降低的工作方式下运转时，电磁阀处在断电位置，此时流体管路 140' 通过利用流体管路 168 而与吸入口 42' 流体连通。

图 15 示出本发明的另一实施例 170，在该实施例中相对应的零部件用同样标号“”表示，在此实例中，电磁阀 158”位于压缩机外罩 12”内，它与一根从电磁阀 158”处延伸的流体管路 172 相连并经消音板 36”通向排出腔 40”。这种实例取消了任何外部管路面仅需有电磁阀 158”穿过外罩 12”与控制模件 160”相连的电气连接。除此之外该实施例的功能和运行实质上与前述的实施例是等同的。但应该提到，若有需要，图 13 所示，上述三通路电磁阀也可由一两通路的电磁阀 158”所替代。

现参阅图 16，图中示出一种有所改变的致动器壳体 174，壳体 174 大体上与上述的壳体 100 相同，不同之处仅在于壳体的两端中间处设有一销 176。销 176 用来作为弹簧 154 某一端的固定柱，从而不需设置一个如上文所述的单独的挡板。销 176 既可与壳体 174 做成一体，也可压入设置在壳体上的一适当的孔内。此外，如图 16 所示为取代把定位销 130 和 132 压装在非运转涡形件 16 内这一方法，定位销可压装在壳体 174 或 100 上挡板部的适当孔内，需要时或者甚至可与挡板部做成一体。

如上所述通道 94 和 96 的位置按下述设定：在包绕部外端的 360° 范围内与压缩机腔室 22 和 24 相连通，在某些场合下希望能比现有设定提供更大程度的调节量。图 17 描述了一种按本发明的有所改变实施例 1 其中非运转涡形件 178 设有一对大致径向相对的通道 180，182，其位置与通道 94，96 的位置相比沿圆周方向向内大约 90°。如上述，通道 180 和 182 各自与大致沿径向向外延伸的通道 181，183 相连通，通道 181，183 按与上文所述大体相同的方式根据阀件的位置有选择与一吸入压力区相连。由于通道 180 和 182 所处位置是沿圆周方向向内超过 360°，这样吸入气体在连通吸入压力之前会发生某种程度的压缩，然而这种压缩在极大多数情况下很轻微，而且取决于这些通道所处位置向内的程度有多大。

按本发明的另一个有所改变的实施例示于图 18 中。该实例中非运转涡形件 184 设有两对通道 186、188、190、192。通道 186 和 188 的位置分别与通道 94 和 96 所设定的位置大致相同并各自经大致沿径向延伸的通道 194、196（各自与上述的通道 90 和 92 相对应）有选择地与大体上具有吸入压力的区域相连通。通道 190 和 192 分别相对于通道 196、188 处于沿圆周方向向内的位置上并各自包含一沿涡形件 184 的一弦线延伸的通道 198、200，通道 198、200 分别在通道 194 和 196 相邻的位置在涡形件 184 的外周表面处向外开口。在此实例中，阀件 50 上凸块 58 和 60 的尺寸应按下述：能实现有选择地开启或关闭各自对应的通道 194、198 和 196、200。在此实例中，在运转和非运转涡形件的侧表面之间的密封啮合后沿点沿圆周方向向内运动至内部的一对通道 190、192 之前压缩不会开始。于是该实例避免了图 17 所示的实施例中由于轻微压缩造成的功率损失，但要求加工出具这一对额外通道。除此之外该实施例的运行工作实质上与前述的相同。应该提到：图 18 的实施例中对致动器组件做某种修改就可实现包含两级的分级调节，即按上述当致动器处于其正常非激励通电位置时能实现最大调节量的第一种工况，当致动器工作使阀件 50 沿圆周方向运动至第一预定距离，此时凸块 58 和 60 复盖并关闭通道 198 和 200，这就实现了中等调节量的第二种工况，和当使阀件进一步沿圆周方向移过一段距离使得凸块复盖并关闭住两对通道时实现满负载的第三种工况。

在某些应用场合，可能要求调节量比上述实施例所能实现的调节量小些。在图 19 中示出符合这种要求的实施例，在这实施例中非运转涡形件 202 设有一仅向一压缩腔开口的单一通道 204，同时有选择地经通道 206 连通吸入腔。如上述，使通道 206 与吸入压力相连通可由阀件 50 按上述同样方法来控制。采用单一通道的调节措施会引起压缩袋穴之间的压力不平衡，但这种压力不平衡在某种情况下会产生一些有利的副作用，因在十字联轴节上作用了一扭矩载荷而可能使噪音减小。

所有上述实施例中的致动器组件均采用了活塞和作动筒的配置，但本发明还可采用其他类型的致动器以使阀件 50 实施沿圆周方向的运动。如在图 20 所示的实例，致动组件 52 可由一电磁阀式致动组件 208 所取

代，致动组件 208 与致动组件 52 类似，它包含一杆件 210 和回复弹簧 212，两者均与阀件 50 的销 80 相连接。然而壳体 214 包含有一电磁线圈 216，当线圈 216 通电激励时驱动杆件 210 从线圈内向外运动从而引起阀件 50 作圆周方向的旋转运动。当电磁线圈断电（去激励），回复弹簧使杆件 210 缩回从而使阀件 50 转回至其初始调节位置，电磁线圈 216 的通电激励与断电去激励的控制实质上与上述方法相类同。

图 21 还示出另一种有所改变的致动组件 218。致动组件 218 是采用一可逆转电动机驱动一小齿轮 220 转动而带动一外端与阀件 50 上的销 80 相连的齿条 222。在此实例中，当可逆转电动机驱动的小齿轮 220 工作时，会驱动齿条 222 并带动阀件 50 作朝向和背离调节位置的运动，其动作原理同上述但不需要有回复弹簧。还可作些改变，即小齿轮 220 可设置成：仅驱动齿条 222 并带动阀件运动进入全负载运行位置并使其保持在该位置上。这时可使用一回复弹簧使阀件回至调节位置。这样做的好处是当驱动电动机、齿轮或齿条万一发生故障时能提供一种故障安全保护功能。

应提到：图 20 和图 21 所示的两种致动组件是如同上述固定在非运转涡形件上的。再者，这两种致动组件中的任一种均可用于上述的任一种实施例中。

现已可理解，本发明的容量调节系统提供了一种用来调节涡形致冷压缩机容量的十分可靠、在故意时保证安全的配置，它仅需制造和组装少量的零部件就能实现。再者，由于设计的调节系统能保证压缩机在容量减小的情况下启动固而可采用高效率低启动扭矩的电动机，这样更大大改进了整个压缩机系统的效率。

很明显，所公开的本发明最佳实施例均经周密计算以提供上面提到的各种优点和特点。很容易理解，本发明是易于在所附权利要求范围内在并不背离其精神实质情况下作种种改变、修改和变化的。

说明书附图

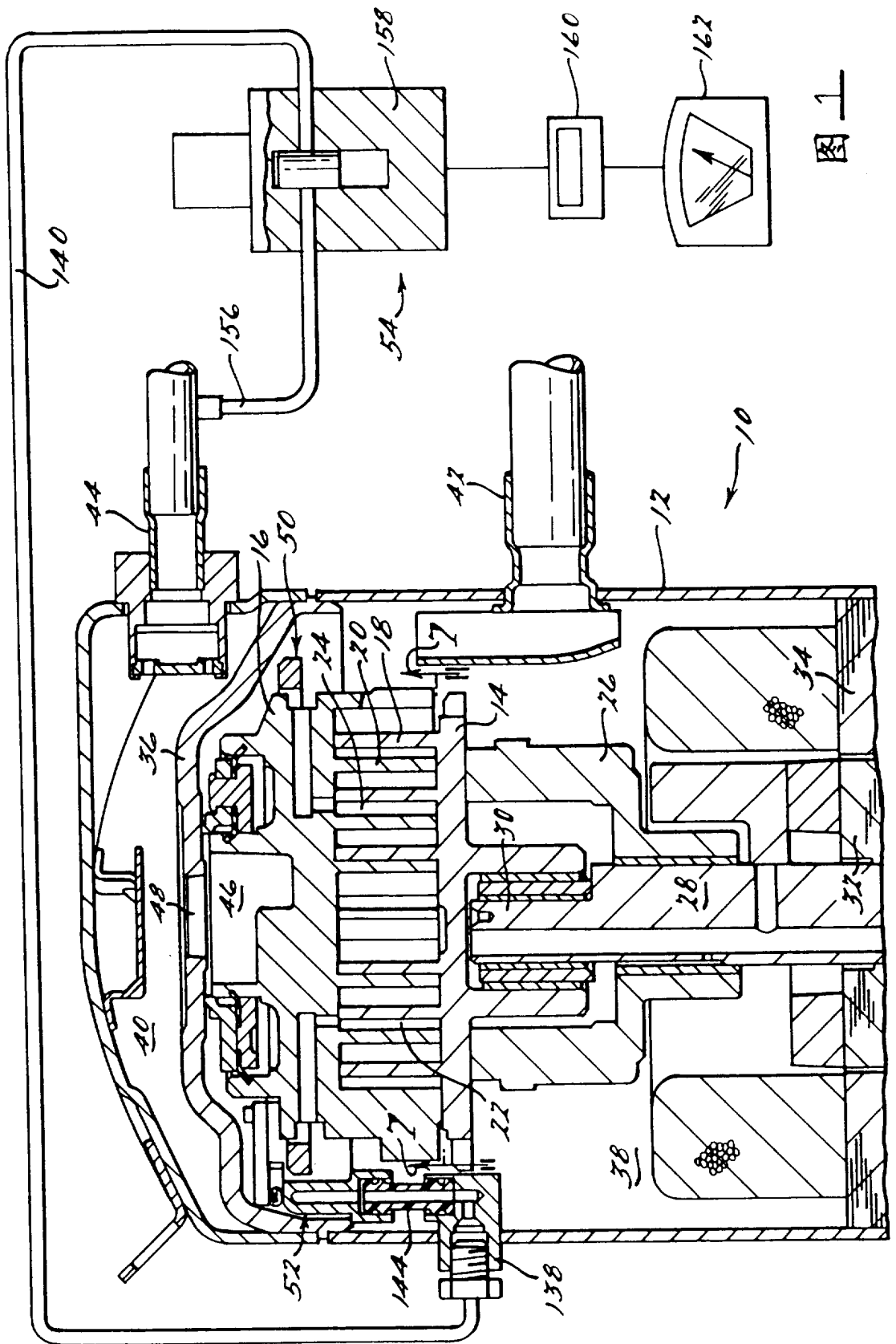
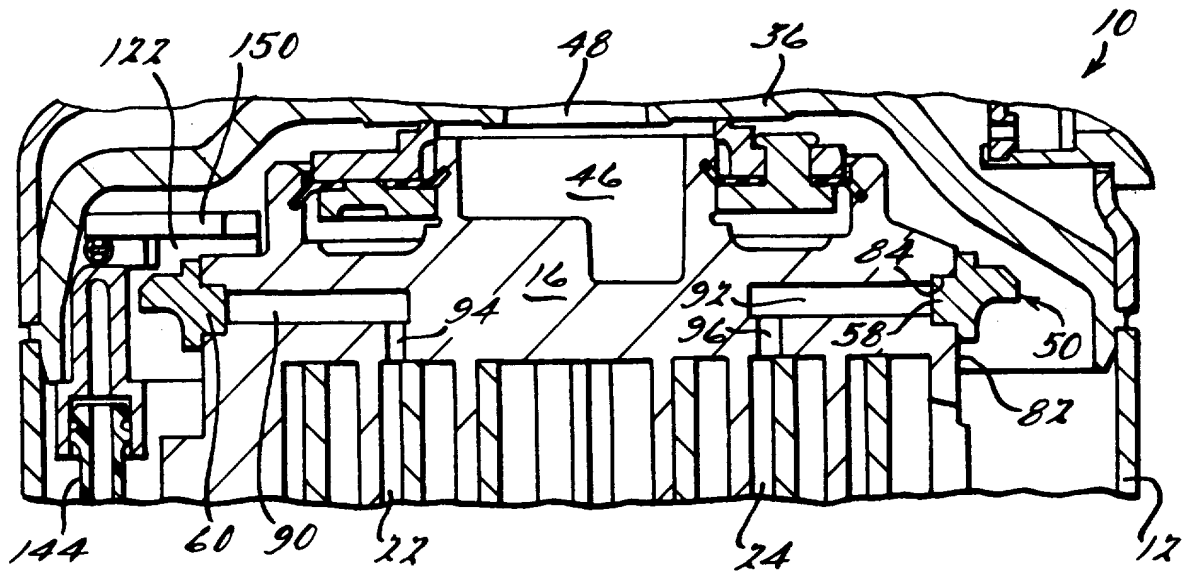


图 1



图二.

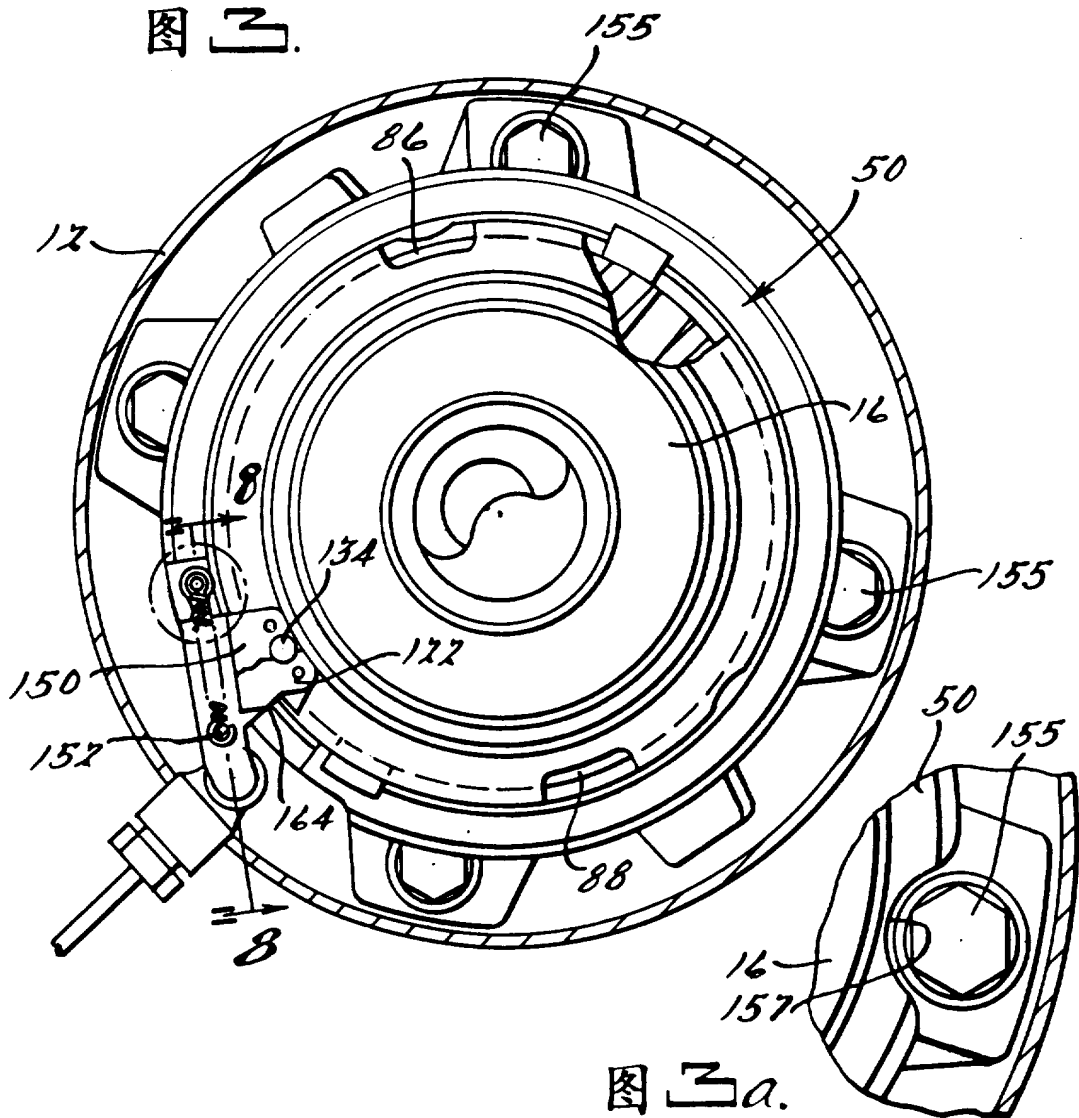
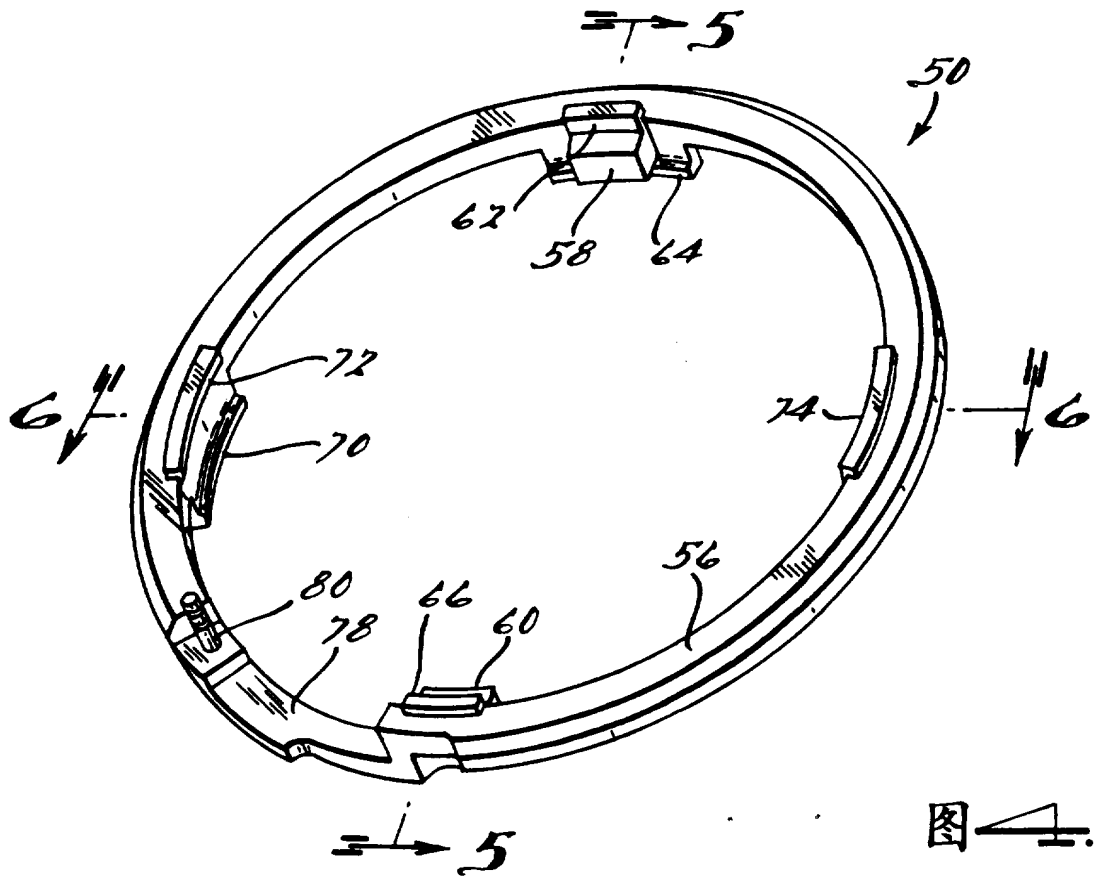
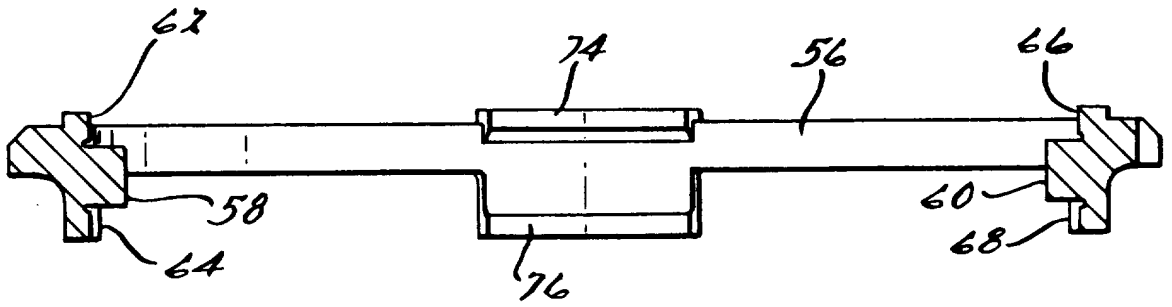


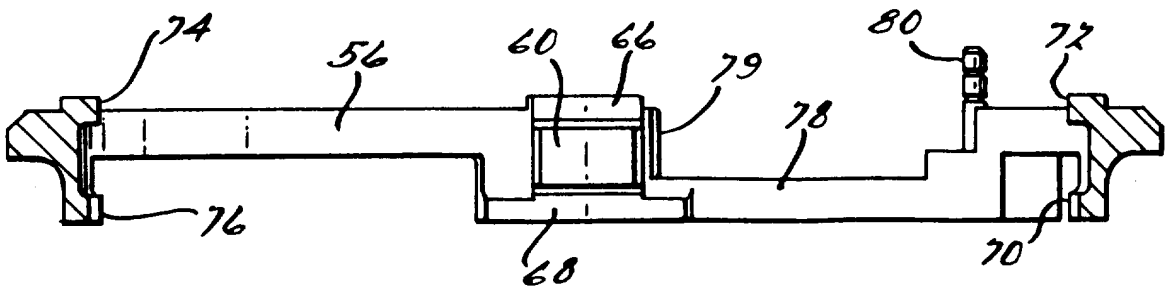
图3a.



图一.



图二.



图三.

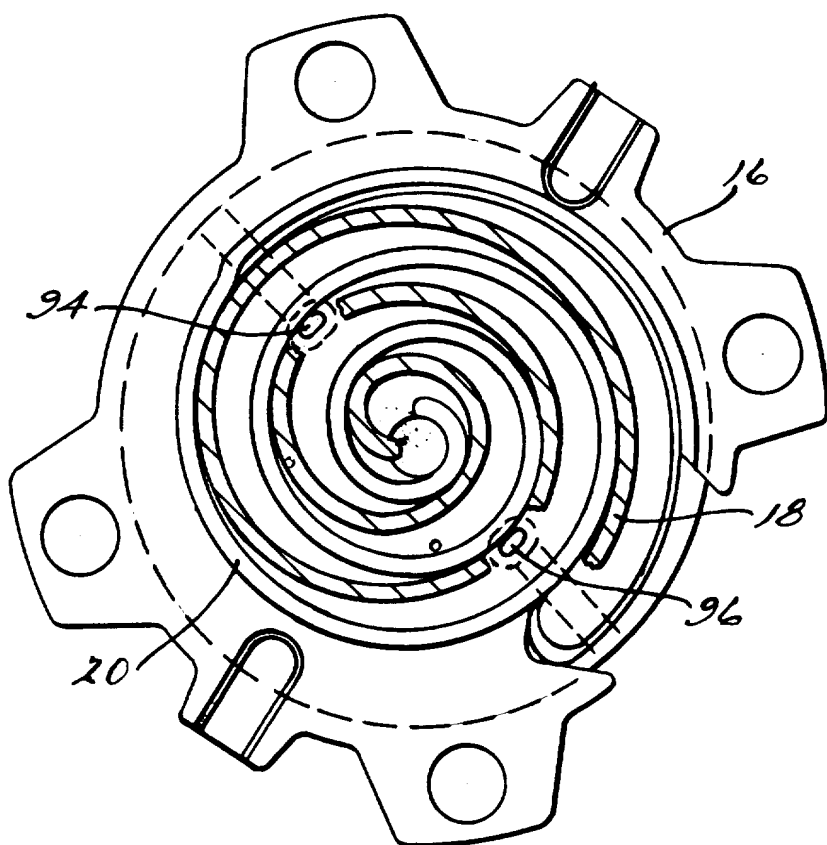


图. 1.

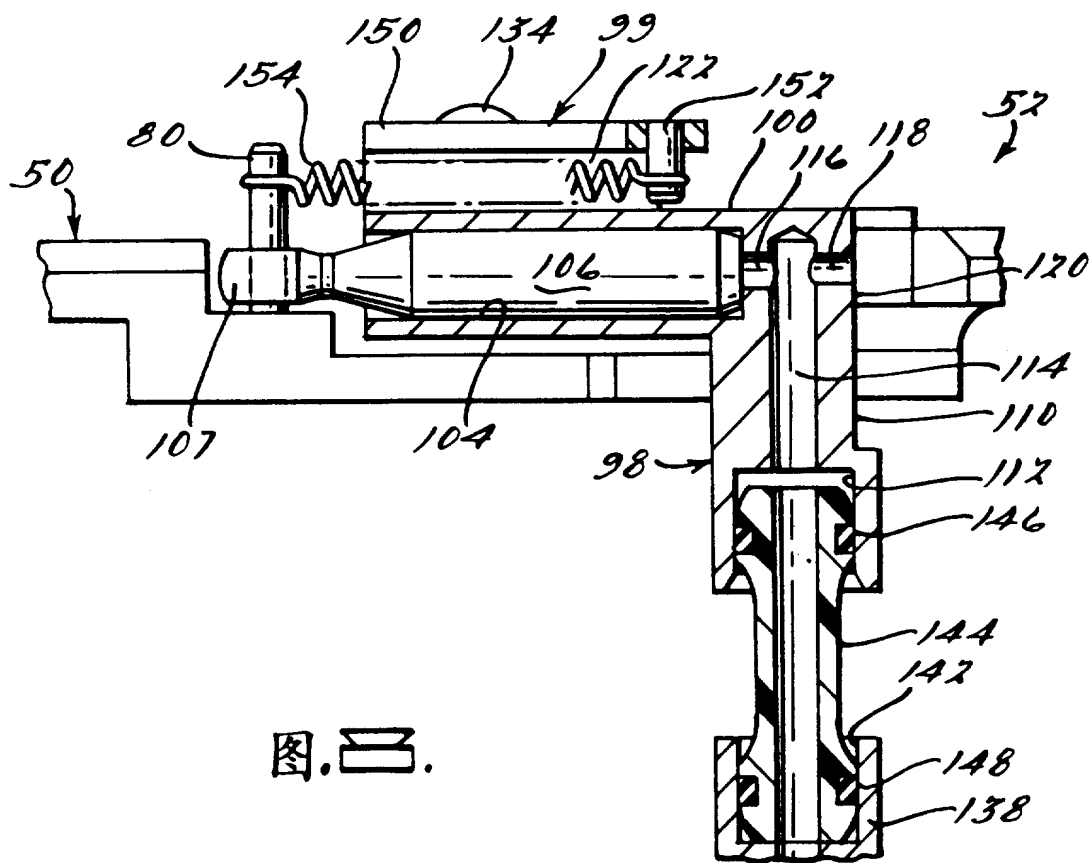


图. 2.

图 1 丙.

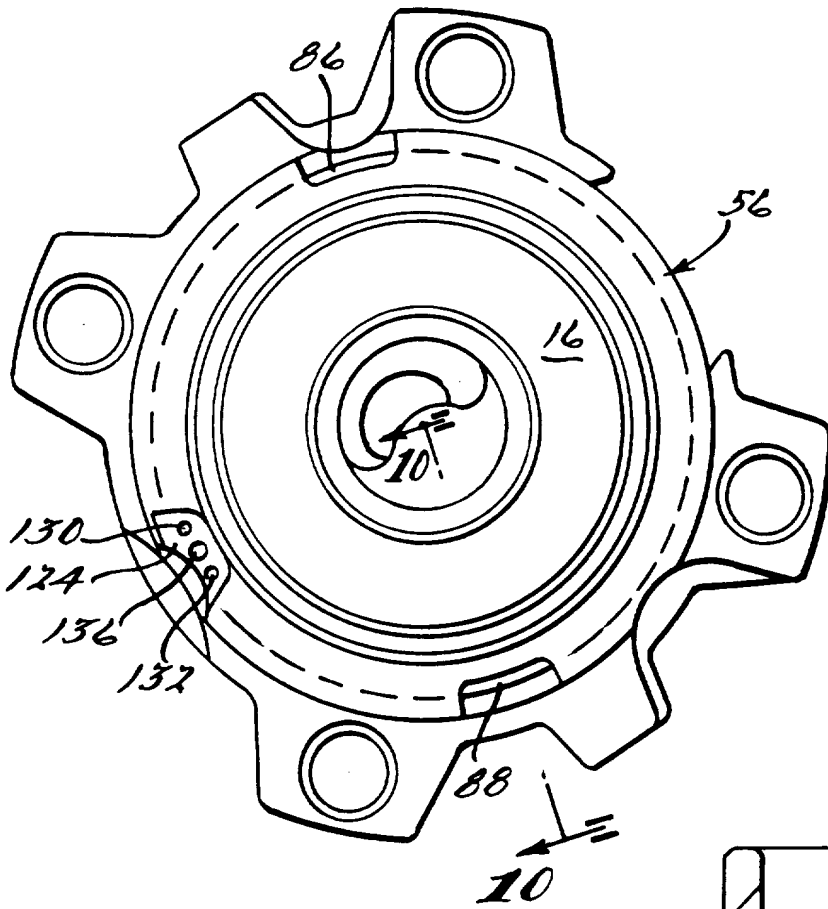


图 1 甲.

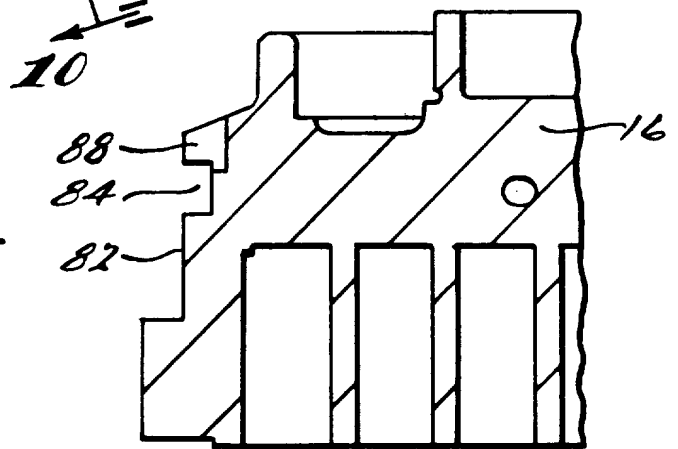


图 1 乙.

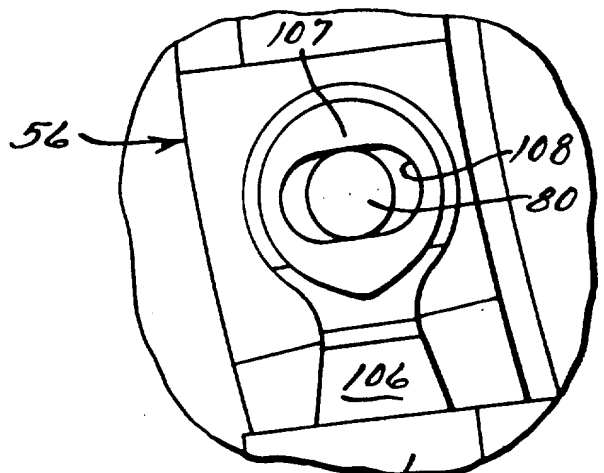
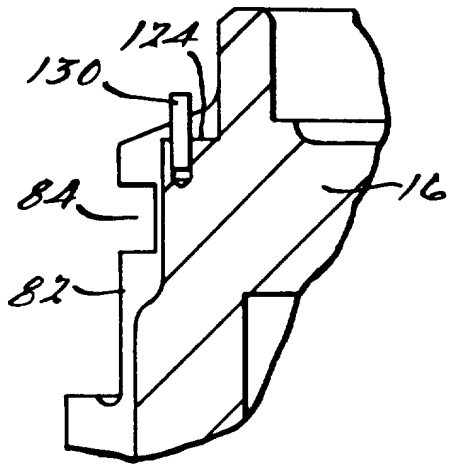


图 1 己. 100

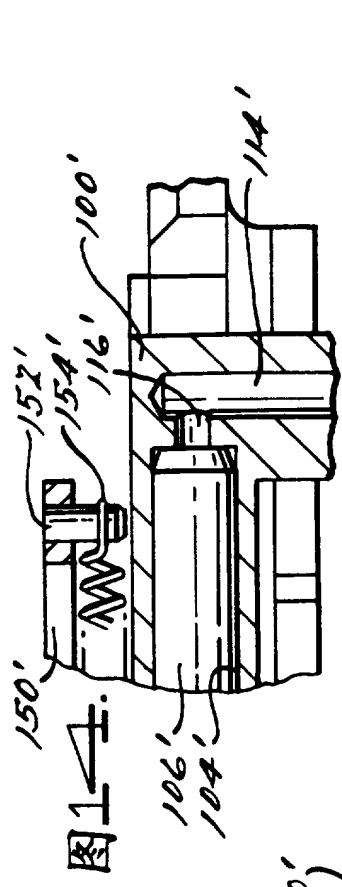
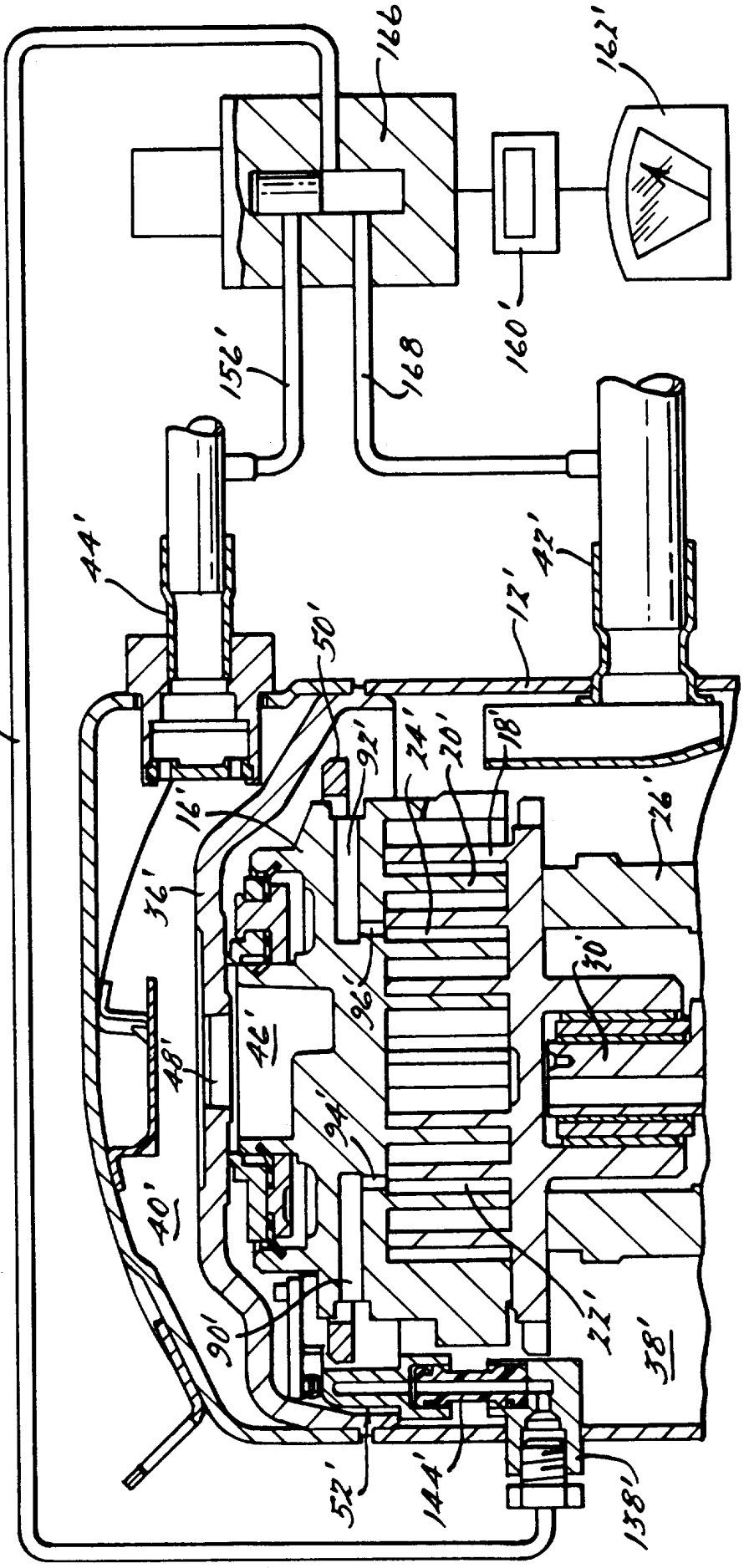


图1

图1.3.



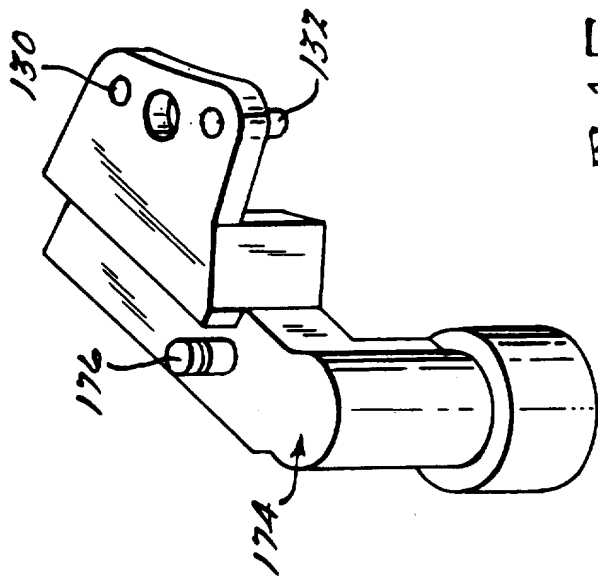


图15.

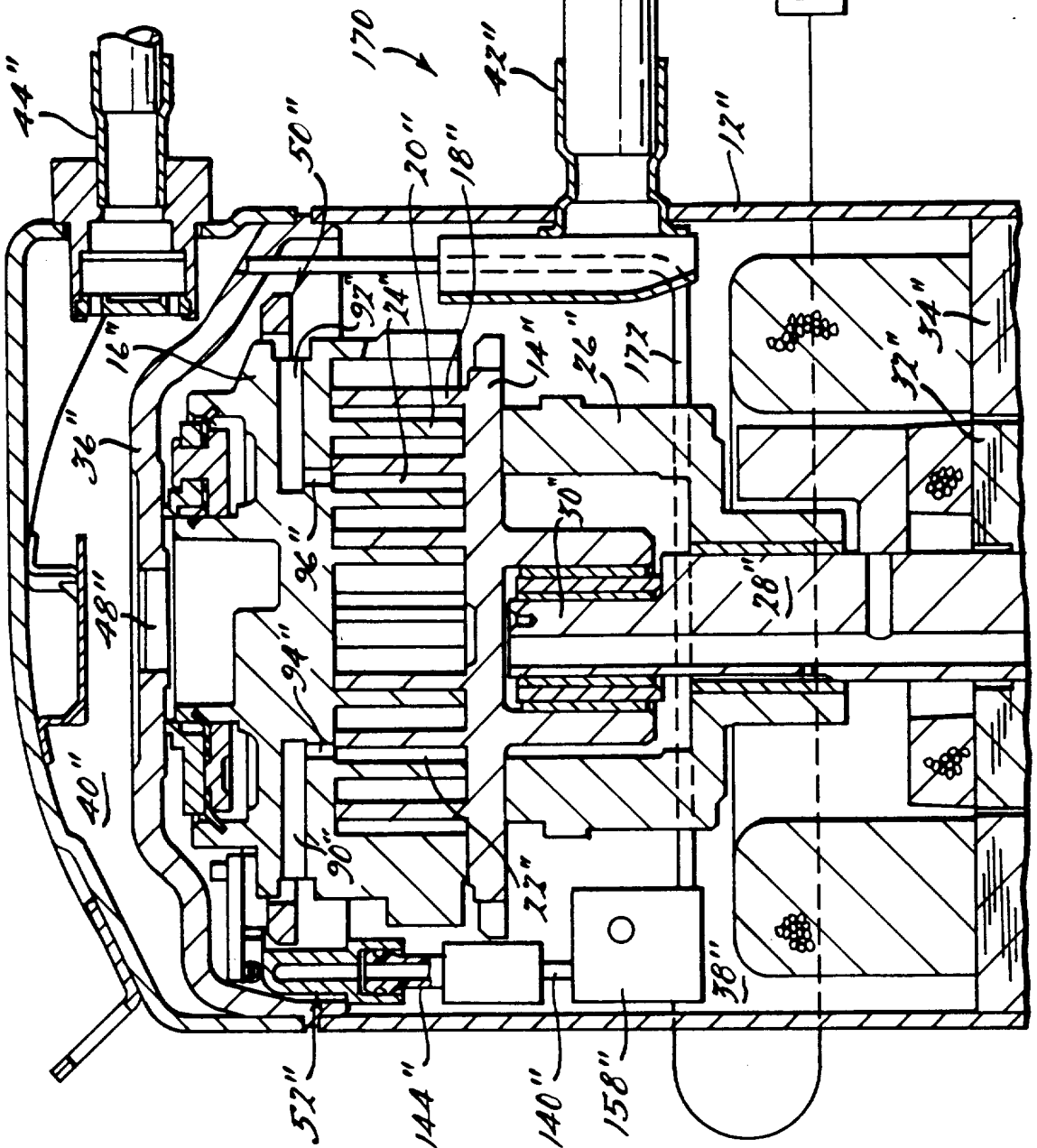


图16.

图 18.

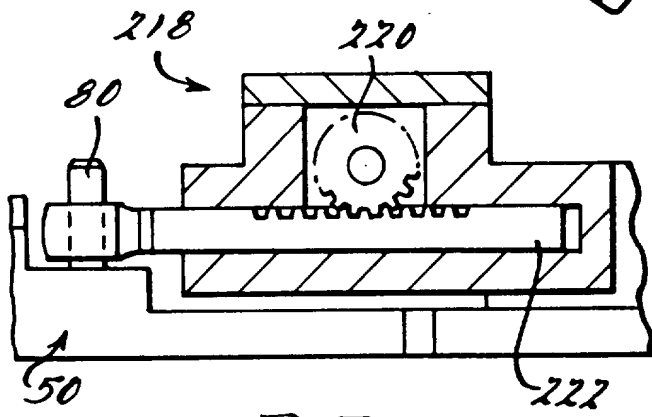
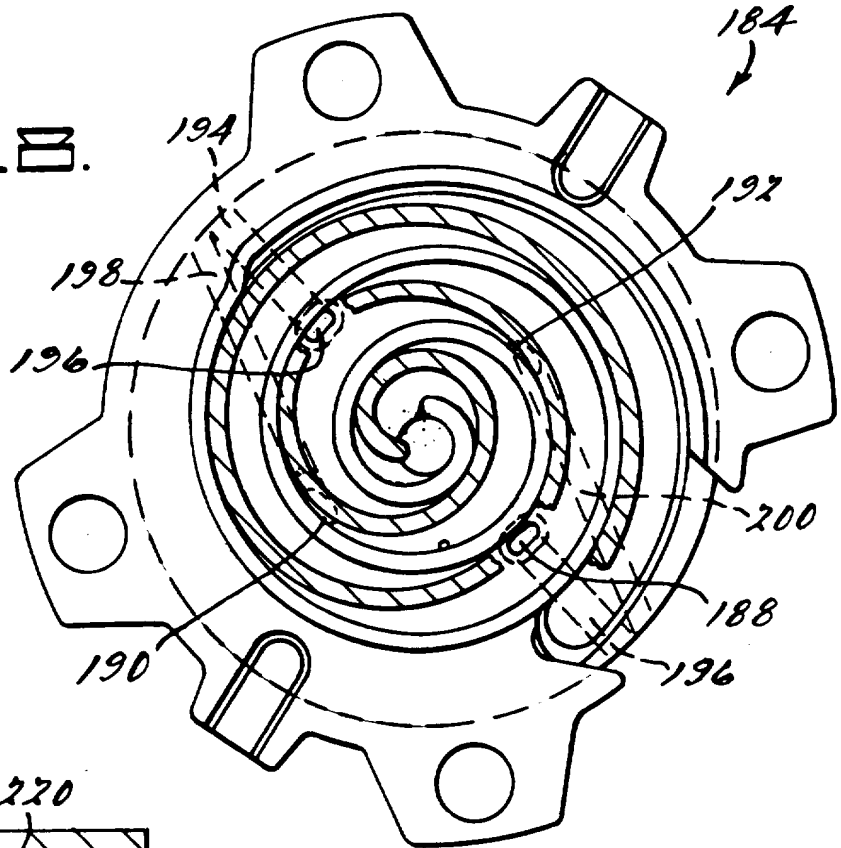


图 19.

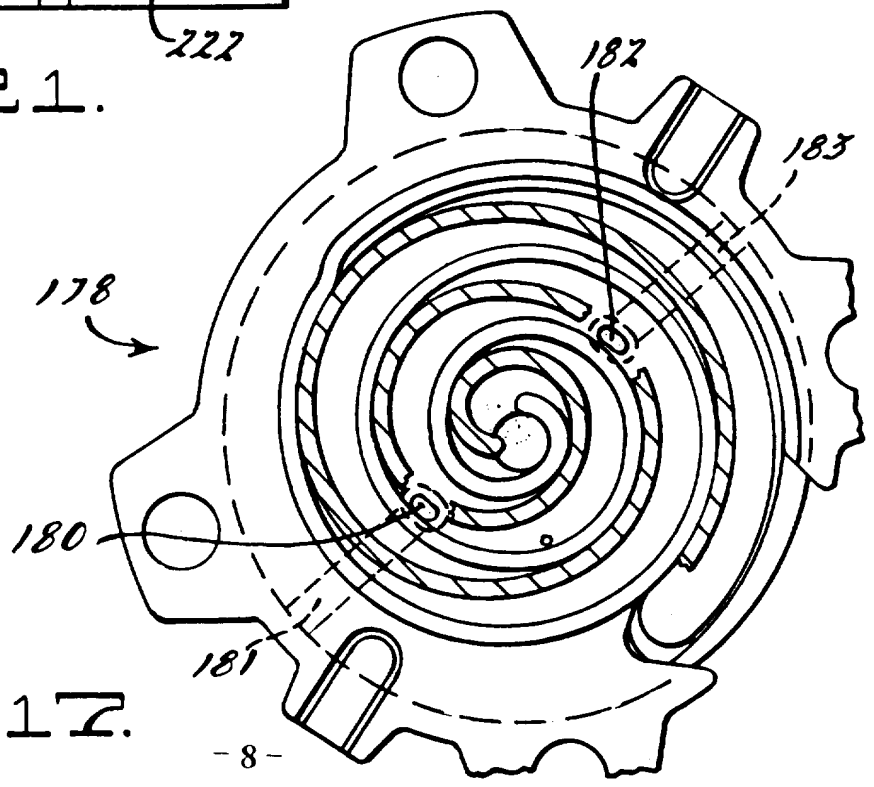


图 20.

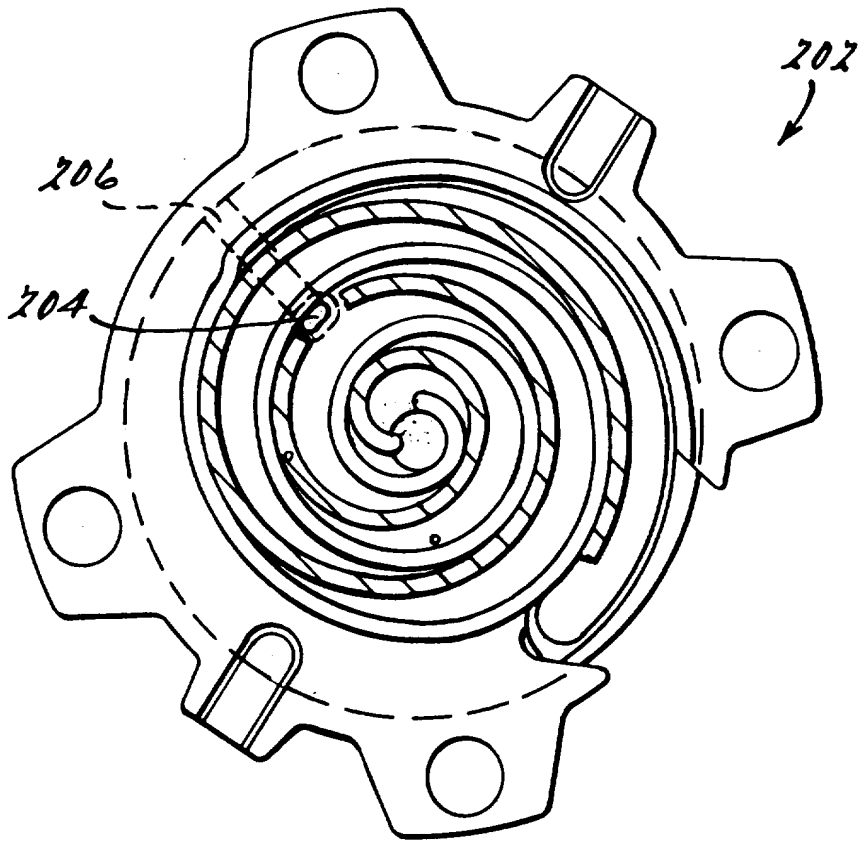


图 1 示。

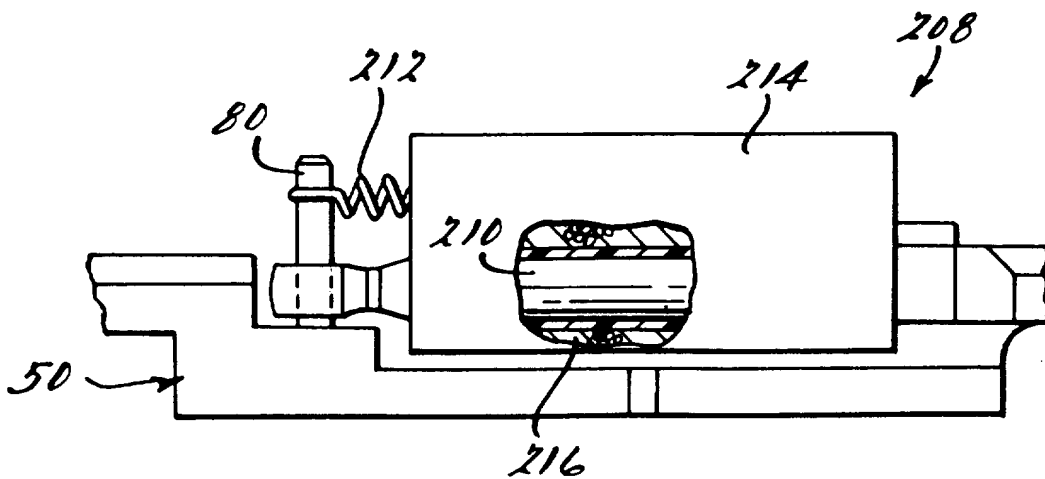


图 2 示。