[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl[7]
F04C 18/04
F16D 3/04

[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 99109792.0

[45] 授权公告日 2004 年 11 月 10 日

[11] 授权公告号 CN 1175187C

[22] 申请日 1999.6.22 [21] 申请号 99109792.0

[30] 优先权

[32] 1998. 6.22 [33] US [31] 60/090136

[71] 专利权人 特库姆塞制品公司

地址 美国密歇根州

[72] 发明人 D·K·哈勒 D·S·奥布里恩

审查员 孙宏霞

[74] 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司

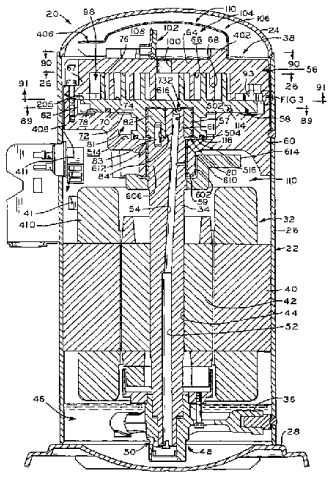
代理人 杨松龄

权利要求书 4 页 说明书 28 页 附图 31 页

[54] 发明名称 一种涡旋压缩机的十字联轴节

[57] 摘要

一种涡旋压缩机，包括相互啮合的固定涡旋件和旋转涡旋件。一十字联轴节有可滑动地接合在第一对和第二对凹槽内的第一对和第二对轴向接片，防止固定和旋转涡旋件之间的相对转动。十字联轴节具有包含第一和第二部分的外部圆周表面，设在第一平面内一线的相对侧，该线平行于位于旋转涡旋件内的第二对偏置且平行的细长凹槽。十字联轴节在垂直于线的方向上在第一和第二位置之间往复运动。固定涡旋件有一设置十字联轴节的凹入部分，其由一径向内壁局部限定。第一和第二径向内壁表面有第一和第二外部圆周表面部分的形状，当十字联轴节位于其第一和第二位置时，第一和第二径向内壁表面靠近十字联轴节。



ISSN1008-4274

1．一种涡旋压缩机（20），包括一固定涡旋件（56）和一旋转涡旋件（58），其中固定涡旋件（56）具有一平坦的表面（66）和一从其所述平坦的表面（66）上伸出的内旋的涡卷部件（68），旋转涡旋件（58）具有一平坦的表面（74）和一从其所述平坦的表面（74）上伸出的内旋的涡卷部件（76），所述固定涡旋件和旋转涡旋件相互啮合，使所述固定涡旋件的所述内旋涡卷部件朝向所述旋转涡旋件的所述平坦的表面伸出，并且所述旋转涡旋件的所述内旋涡卷部件朝向所述固定涡旋件的所述平坦的表面伸出，所述平坦的表面在位置上彼此相平行，从而所述涡旋件之间的相对旋转可压缩所述内旋涡卷部件之间的制冷剂，涡旋压缩机（20）还包括一轴（34），该轴的旋转轴线垂直于所述平坦的表面，该轴与所述旋转涡旋件相连，由此所述轴的转动引起所述固定涡旋件和旋转涡旋件之间的相对转动，还包括一十字联轴节（93，93’），该联轴节具有一设置在一第一平面内的环形部分，该第一平面位于所述平坦的表面之间并平行于所述平坦的表面，所述十字联轴节具有一从所述环形部分的一第一侧面（224）轴向延伸的第一对部件（204，206）和一从所述环形部分的一第二侧面（226）轴向延伸的第二对部件（208，210），所述固定涡旋件具有一第一对细长凹槽（212，214），该第一对细长凹槽在一第一方向上偏置平行并延伸，所述十字联轴节的第一对部件可滑动地设置在所述第一对细长凹槽内，所述旋转涡旋件具有一第二对细长凹槽（216，218），该第二对细长凹槽在一第二方向上偏置平行并延伸，所述第二方向垂直于所述第一方向，所述第一和第二方向垂直于所述旋转轴，十字联轴节的所述第二对部件可滑动地设置在所述第二对细长凹槽内，由此防止所述固定涡旋件和旋转涡旋件的相对转动；

其特征在于所述十字联轴节围绕所述第一平面内的任一线都是非对称的。

2．如权利要求 1 所述的涡旋压缩机，其特征在于所述第一和第二对细长凹槽中的一个位于所述固定和旋转涡旋件其中之一的所述平坦的表面内，其各自的所述内旋涡卷从该表面伸出。

3．如权利要求 1 所述的涡旋压缩机，其特征在于所述部件的平行于所

述第一平面的横断面是矩形的。

4. 如权利要求 1 所述的涡旋压缩机，其特征在于在所述第一和第二环形部分侧面的其中之一上提供有一滑动表面（228，230，232，236），所述滑动表面与所述固定和旋转涡旋件中的一个滑动接合。

5. 如权利要求 4 所述的涡旋压缩机，其特征在于所述滑动表面与所述平坦的表面的其中之一滑动接合。

6. 如权利要求 4 所述的涡旋压缩机，其特征在于在所述第一和第二环形部分侧面中的每一个上提供有一所述滑动表面，每一个所述滑动表面与一涡旋件滑动接合。

7. 如权利要求 6 所述的涡旋压缩机，其特征在于每一个环形部分侧面具有多个滑动表面。

8. 如权利要求 1 所述的涡旋压缩机，其特征在于一所述滑动表面位于所述第一和第二环形部分侧面中的每一个上，所述滑动表面在所述环形部分上轴向彼此相对准。

9. 如权利要求 8 所述的涡旋压缩机，其特征在于所述滑动表面在面积上是相同的。

10. 如权利要求 9 所述的涡旋压缩机，其特征在于所述滑动表面彼此呈镜像。

11. 如权利要求 8 所述的涡旋压缩机，其特征在于所述滑动表面与所述固定涡旋件和旋转涡旋件处于压缩接合，并且一交变的主翻转力矩在一沿所述第二方向延伸的平面内被施加到所述旋转涡旋件上，所述主翻转力矩由所述压缩接合所抵销，进而防止所述旋转涡旋件的波动。

12. 一种涡旋压缩机（20），包括一固定涡旋件（56），该固定涡旋件（56）具有一平坦的表面（66）和一从其所述平坦的表面上伸出的内旋涡卷部件（68），该固定涡旋件具有一第一对偏置并平行的细长的凹槽（212，214），该压缩机还包括一旋转涡旋件（58），该旋转涡旋件具有一平坦的表面（74）和一从其所述平坦的表面上伸出的内旋涡卷部件（76），所述固定涡旋件和旋转涡旋件相互啮合，使所述固定涡旋件的所述内旋涡卷部件朝向所述旋转涡旋件的所述平坦的表面伸出，并且所述旋转涡旋件的所述内旋涡卷部件朝向所述固定涡旋件的所述平坦的表面伸出，所述平坦的表面在位

置上彼此相平行，从而所述涡旋件之间的相对旋转可压缩所述内旋涡卷部件之间的制冷剂，所述旋转涡旋件具有一第二对偏置且平行的细长凹槽（216，218），所述第一对和第二对凹槽在垂直的方向上相对准，还包括一设置在一第一平面内的十字联轴节（93，93’），该第一平面位于所述平坦的表面之间并平行于所述平坦的表面，所述十字联轴节具有一第一对轴向延伸的接片（204，206）和一第二对轴向延伸的接片（208，210），所述第一对轴向延伸的接片可滑动地接合在所述第一对凹槽内，而所述第二对轴向延伸的接片可滑动地接合在所述第二对凹槽内，由此防止所述固定涡旋件和旋转涡旋件之间的相对转动，所述十字联轴节具有一包含有第一和第二部分的外部圆周表面，所述第一和第二外部圆周表面部分设置在所述第一平面内、处于一线（242）的相对侧，所述线平行于位于所述旋转涡旋件内的所述第二对偏置且平行的细长凹槽，所述十字联轴节在垂直于所述线的方向上在第一和第二位置之间往复运动；

其特征在于所述固定涡旋件具有一凹入部分（202），所述十字联轴节设置在所述凹入部分内，该凹入部分由具有第一和第二表面的一径向内壁（203）局部限定，所述第一和第二径向内壁表面位于所述线的相对侧，所述第一径向内壁表面具有与所述十字联轴节的第一外部圆周表面部分相符的形状，当所述十字联轴节位于其所述第一位置时，所述第一径向内壁表面靠近所述十字联轴节，所述第二径向内壁表面具有与所述十字联轴节的第二外部圆周表面部分相符的形状，当所述十字联轴节位于其所述第二位置时，所述第二径向内壁表面靠近所述十字联轴节。

13. 如权利要求 12 所述的涡旋压缩机，其特征在于所述十字联轴节具有一内部圆周表面，该内部圆周表面围绕所述内旋涡卷部件，所述内部圆周表面在所述第一和第二位置紧靠所述内旋涡卷部件中的一个。

14. 如权利要求13所述的涡旋压缩机，其特征在于每一个所述内旋涡卷部件包括一径向向外的涡卷端，在所述十字联轴节的第一和第二位置中的一个处，所述内旋涡卷端中的仅一个靠近所述十字联轴节的所述内部圆周表面，在所述十字联轴节的第一和第二位置中的另一个处，所述内旋涡卷端的两个均靠近所述十字联轴节的所述内部圆周表面， 由此使所述压缩机的圆周尺寸最小化。

15. 如权利要求12所述的涡旋压缩机，其特征在于所述固定涡旋件的凹入部分的所述第一和第二径向内壁表面中的一个具有一吸入气体入口（88）。

16. 如权利要求12所述的涡旋压缩机，其特征在于所述固定涡旋件的所述内旋涡卷部件具有一外部径向壁表面，所述第一对偏置且平行的细长凹槽中的每一个所述凹槽具有一径向最内端，所述径向最内端中的至少一个直接与所述涡卷部件的外部径向壁表面相邻。

一种涡旋压缩机的十字联轴节

技术领域

本发明涉及封闭式涡旋压缩机，特别是涉及用于这种压缩机的十字联轴节。

背景技术

授权给本发明的受让人的美国专利 US5306126（Richardson）通过参考引用于本说明书中，其中给出一普通涡旋压缩机的运行的详细描述。

一般封闭式的涡旋压缩机包括一涡旋机构，制冷剂以吸入压力进入该涡旋机构，涡旋机构对该制冷剂进行压缩，而后以一升高了的排出压力将压缩后的制冷剂排出。这样的涡旋压缩机一般用于制冷装置、空调和其它的这样的系统。普通的涡旋机构包括一旋转涡旋件和一固定涡旋件，在一种替换形式的涡旋机构中可包括共转（co-rotating）涡旋件。在每一个涡旋件上提供有涡卷，这些涡卷以一种旋转方式彼此面对并相互啮合，以便在压缩机的运行过程中形成一压缩空间（pocket）。

在压缩机的运行过程中，在涡旋装置内的压缩空间中的气体向涡卷施加作用力，促使它们沿轴向相分离。涡旋部件的分离导致了压缩机的泄漏及其运行效率的降低。现有技术中的涡旋压缩机装置内提供有各种装置，用以轴向推动涡旋部件，防止一个涡旋件的涡卷尖端从另一涡旋件的接触平面分离。通常这样的装置包括使一流体压力施加在涡旋件中的一个的一后侧面上，朝向另一涡旋件推动该涡旋件。然而，防止涡旋件分离不是向涡旋件中的一个的后侧面施加压力就能简单解决的。当旋转涡旋件旋转时，交错的涡卷之间的压缩气体所产生的分离力距旋转涡旋件的中心的径向距离是不断变化的。由于这些分离力在大小和位置上的不断变化，当旋转涡旋件相对于固定涡旋件旋转时，波动的翻转力矩被施加在旋转涡旋件上。这些波动的力矩会导致旋转涡旋件的振动，从而使一个涡旋件的涡卷尖端从另一涡旋件的接触平面短暂的分离。其大小高于其它的翻转力矩（下文称“主”翻转力矩）

的一翻转力矩在一基本上平行于旋转曲轴并大体垂直于十字联轴节相对于固定涡旋件往复运动的方向的平面内作用在旋转涡旋件上。主翻转力矩是导致旋转涡旋件产生不利的振动的最重要的因素。希望有一种装置，用来抑制主翻转力矩对旋转涡旋件的影响，从而降低由其导致的旋转涡旋件的振动。

发明内容

此外，本领域一直在努力降低制冷设备、空调和其它的压缩机装置的安装所需的尺寸。因此，降低压缩机装置所需的安装空间而不降低其制冷容量也是想要得到的。

本发明的一方面在于它包括一位于固定和旋转涡旋件之间的十字联轴节。十字联轴节相对于固定涡旋件往复运动的方向基本上垂直于旋转涡旋件的主翻转力矩的作用平面，该平面大体垂直于旋转曲轴。十字联轴节的环形部分位于固定涡旋件的一凹槽内，并具有两个从其每一侧凸出的接片。一对接片与固定涡旋件内的槽相啮合，另一对接片与旋转涡旋件内的槽相接合。各对接片中的细长的接片均是横向延伸的,一对接片在一方向上相对准,该方向大体垂直于另一对接片相对准的方向。十字联轴节的移动使得每一个涡旋件的外部周边处的平面与十字联轴节的衬垫表面滑动接触。由此，十字联轴节的环形部分的衬垫表面处于压缩状态，抵抗由翻转力矩所产生的作用力，以降低旋转涡旋件的振动。

本发明的另一方面在于它包括一围绕交错的涡卷部件的十字联轴节，位于一凹槽内，并且当旋转涡旋件旋转时，它在凹槽内前后往复运动，其形状与形成该凹槽的侧壁的形状相近，进而降低了十字联轴节所需的空间。

本发明提供了一种涡旋压缩机，该涡旋压缩机包括一固定涡旋件和一旋转涡旋件，其中固定涡旋件具有一基本上平的表面和一从其上伸出的内旋的涡卷部件，旋转涡旋件具有一基本上平的表面和一从其上伸出的内旋的涡卷部件，固定涡旋件和旋转涡旋件相互啮合，基本上平的表面在位置上大体彼此相平行，从而涡旋件之间的相对旋转压缩内旋涡卷部件之间的制冷剂，上述涡旋压缩机还包括一轴，该轴的旋转轴线大体垂直于基本上平的表面，该轴与旋转涡旋件相连，还包括一十字联轴节，该联轴节具有一设置在一第一平面内的环形部分，该第一平面位于上述基本平的表面之间并大体平行于上述基本平的表面。联轴节具有一从环形部分的第一侧面轴向延伸的第一对部

件和一从该环形部分的第二侧面轴向延伸的第二对部件。固定涡旋件具有一第一对细长凹槽，该第一对细长凹槽在一第一方向上偏置平行并延伸。十字联轴节的第一对部件可滑动地设置在上述第一对细长凹槽内。旋转涡旋件具有一第二对细长凹槽，该第二对细长凹槽在一大体垂直于第一方向的第二方向上偏置平行并延伸，第一和第二方向基本上垂直于所述旋转轴。十字联轴节的第二对部件可滑动地设置在第二对细长凹槽内，由此可防止固定涡旋件和旋转涡旋件的相对转动。该联轴节围绕所述第一平面内的任一线都是不对称的。

本发明还提供了一种涡旋压缩机，该压缩机包括一固定涡旋件，该固定涡旋件具有一基本上平的表面和一从其上伸出的内旋涡卷部件，该固定涡旋件设置有一第一对偏置并平行的细长的凹槽，该压缩机还包括一旋转涡旋件，该旋转涡旋件具有一基本上平的表面和一从其上伸出的内旋涡卷部件，固定涡旋件和旋转涡旋件相互啮合，所述基本上平的表面的位置为大体彼此相互平行，由此涡旋件的相对旋转使内旋涡卷部件之间的制冷剂压缩。旋转涡旋件具有一第二对偏置且平行的细长凹槽，第一对和第二对凹槽在大体垂直的方向上相对准，一十字联轴节设置在一第一平面内，该第一平面位于所述基本上平的表面之间并平行于所述基本上平的表面。该十字联轴节具有一第一对轴向延伸的接片和一第二对轴向延伸的接片，第一对接片可滑动地接合在上述第一对凹槽内，而第二对接片可滑动地接合在上述第二对凹槽内，由此可防止固定涡旋件和旋转涡旋件之间的相对转动。该十字联轴节具有一包含有第一和第二部分的外部圆周表面，该第一和第二外部圆周表面部分设置在所述第一平面内在一线的相对侧，该线大体平行于位于旋转涡旋件内的第二对偏置且平行的细长凹槽。该十字联轴节在大体垂直于该线的方向上在第一和第二位置之间往复运动。固定涡旋件具有一凹入部分，十字联轴节设置在其内。该凹入部分由具有位于所述线的相对侧的第一和第二表面的径向内壁局部限定。该第一径向内壁表面具有十字联轴节的第一外部圆周表面部分的形状。当十字联轴节位于其第一位置时，第一径向内壁表面靠近十字联轴节。该第二径向内壁表面具有十字联轴节的第二外部圆周表面部分的形状。当十字联轴节位于其第二位置时，第二径向内壁表面靠近十字联轴节。

附图说明

从下面的参照附图对本发明的实施例的描述中，可以更清楚地理解本发明，并且对本发明的上述及其它的特征和目的，以及获得这些特征和目的的方式也可以有更深入的了解，附图包括：

图 1 是本发明的涡旋压缩机的一涡旋剖视图；

图 2 是图 1 所示的涡旋压缩机的壳体内部的一俯视图；

图 3 是图 1 中的涡旋压缩机的固定涡旋件和框架部件之间的密封结构的第一实施例的一个放大的局部剖视图；

图 4 是图 1 中的涡旋压缩机的固定涡旋件的一仰视图；

图 5 是图 4 中的固定涡旋件的一俯视图；

图 6 是一局部剖视图，示出了图 4 中的固定涡旋件的安装性能；

图 7 是图 4 中的固定涡旋件的一局部剖视图；

图 8 是沿图 5 中的线 8-8 所作的固定涡旋件的一剖视图；

图 9 是图 4 中的固定涡旋件的内旋涡卷的最内端位置的一放大的局部仰视图；

图 10 是图 1 所示的涡旋压缩机的旋转涡旋件的一仰视图；

图 11 是图 10 中的旋转涡旋件的一俯视图；

图 12 是图 10 中的旋转涡旋件的一局部剖视图，示出了带有一轴向油道的内部轮毂部分；

图 13 是图 10 中的旋转涡旋件的涡卷的最内端位置的一放大的局部俯视图；

图 14 是沿图 11 中的线 14-14 所作的图 10 所示的旋转涡旋件的一剖视图；

图 15 是图 10 所示的旋转涡旋件的一放大的局部剖视图，示出了一轴向油道；

图 16 是设置在图 1 所示的涡旋压缩机的主轴承或框架与旋转涡旋件之间的一密封的第一实施例的一放大的局部剖视图；

图 17 是设置在图 1 所示的涡旋压缩机的主轴承或框架与旋转涡旋件之间的一密封结构的第二实施例的一放大的局部剖视图；

图 18 是一设置在涡旋压缩机的固定涡旋件和主轴承或框架的外部周边之间的片密封环的实施例的一俯视图；

图 19 是一放大的局部剖视图，示出了图 3 中所示的密封结构的另一种形式；

图 20 是图 1 所示的涡旋压缩机的十字环的第一实施例的一顶部透视图；

图 21 是图 20 所示的十字环的一底部透视图；

图 22 是图 20 所示的十字环的一俯视图；

图 23 是图 20 所示的十字环的一第一侧视图；

图 24 是图 20 所示的十字环的一第二侧视图；

图 25 是图 1 所示的涡旋压缩机的十字环的第二实施例的一俯视图；

图 26 是图 1 所示的压缩机装置沿线 26-26 所作的一剖视俯视图，其中的阴影部分显示其十字联轴节和固定涡旋件的凹槽；

图 27 是在图 1 所示的涡旋压缩机的出口止回阀装置中使用的一排出阀部件的第一实施例的一俯视图；

图 28 是图 27 所示的排出阀部件的一左侧视图；

图 29 是在图 1 所示的压缩机的出口止回阀装置中使用的一排出阀固定部件的第一实施例的一前视图；

图 30 是图 29 所示的排出阀固定部件的一俯视图；

图 31 是图 29 所示的排出阀固定部件的一左侧视图；

图 32 是在出口止回阀装置的一实施例中使用的一卷簧销的一端部视图；

图 33 是图 32 所示的卷簧销的一前视图；

图 34 是在出口止回阀装置的上述实施例中使用的一衬套的一侧视图；

图 35 是与出口止回阀装置一同使用的排出阀部件的第二实施例的一俯视图；

图 36 是图 35 所示的排出阀部件的一后视图；

图 37 是图 35 所示的排出阀部件的一右侧视图；

图 38 是在出口止回阀装置中使用的排出阀部件的第三实施例的一俯视图；

图 39 是图 38 所示的排出阀部件的一后视图；

图 40 是图 38 所示的排出阀部件的一右侧视图；

图 41 是带有一出口止回阀装置的一实施例的图 1 所示的压缩机的固定涡旋件的一剖视图；

图 42 是带有一出口止回阀装置的另一实施例的图 1 所示的压缩机的固定涡旋件的一剖视图；

图 43 是在图 1 所示的压缩机的出口止回阀装置中使用的排出阀固定部件的第二实施例的一前视图；

图 44 是图 43 所示的排出阀固定部件的一左侧视图；

图 45 是图 43 所示的排出阀固定部件的一俯视图；

图 46 是一排气流转向机构的第一实施例的一侧视图；

图 47 是图 46 所示的排气流转向机构的一俯视图；

图 48 是图 46 所示的排气流转向机构的一前视图；

图 49 是一排气流转向机构的第二实施例的一侧视图；

图 50 是图 49 所示的排气流转向机构的一俯视图；

图 51 是图 49 所示的排气流转向机构的一前视图；

图 52 是一排气流转向机构的第三实施例的一侧视图；

图 53 是图 52 所示的排气流转向机构的一俯视图；

图 54 是图 52 所示的排气流转向机构的一前视图；

图 55 是图 1 所示的涡旋压缩机的曲轴的一侧视图；

图 56 是图 55 所示的曲轴沿线 56-56 所作的剖视图；

图 57 是图 55 所示的曲轴的一仰视图；

图 58 是图 55 所示的曲轴的一俯视图；

图 59 是图 55 所示的曲轴的一放大的局部侧视图，示出了与图 1 所示的压缩机的轴承润滑系统相通的环形的油道或油孔；

图 60 是图 55 所示的曲轴的上部的一放大的局部的剖视图；

图 61A 是图 1 所示的涡旋压缩机的偏心滚筒的一仰视图；

图 61B 是图 61A 所示的偏心滚筒的一侧视图；

图 61C 是从图 61B 的线 61C-61C 方向看的偏心滚筒的一侧视图；

图 62 是图 61A 所示的偏心滚筒沿线 62-62 所作的剖视图；

图 63A 是图 1 所示的压缩机装置的一第一放大的局部剖视图；

图 63B 是图 1 所示的压缩机装置的一第二放大的局部剖视图；

图 64 是图 63A 所示的压缩机装置沿线 64-64 所作的一局部剖视图；

图 65 是图 1 所示的涡旋压缩机的下部的一第一局部剖视图，示出了一正排量油泵的第一实施例；

图 66 是图 65 所示的正排量油泵的一第二局部剖视图；

图 67 是图 1 所示的涡旋压缩机的一仰视图，其中去除了下轴承和油泵；

图 68 是图 65 所示的下轴承和正排量油泵装置的一部件分解图；

图 69 是图 65 所示的下轴承和正排量油泵装置的泵壳体的一剖视图；

图 70 是图 69 所示的泵壳体的下部的一放大的局部剖视图；

图 71 是图 69 所示的下轴承的上部的一放大的局部剖视图；

图 72 是图 69 所示的油泵壳体的一放大的局部剖视图，示出了油泵入口；

图 73 是图 69 所示的下轴承和油泵壳体的一仰视图；

图 74 是图 68 所示的油泵的泵叶或泵刷的一俯视图；

图 75 是图 74 所示的泵叶的一侧视图；

图 76 是图 68 所示的油泵的反向出口板的一俯视图；

图 77 是图 76 所示的反向出口板的一右侧视图；

图 78 是图 76 所示的反向出口板的一仰视图；

图 79 是图 76 所示的反向出口板的一顶部透视图；

图 80 是一正排量油泵的第二实施例的一部件分解图；

图 81 是图 80 所示的油泵的组装状态下的剖视图；

图 82 是一摆杆径向屈服机构的一受力图；

图 83 示出了气体切向力从 100 磅至 1000 磅变化情形下的固定涡旋至曲轴中心的偏移而产生的侧翼密封力的值与旋转半径变化之间的关系曲线；

图 84 示出了在几个气体切向力值下的侧翼密封力随曲轴角的变化，其中的固定涡旋至曲轴中心的偏移为 0.010 英寸；

图 85 示出了一涡旋压缩机在高负荷运行工况下气体切向力与曲轴角之间的变化关系曲线；

图 86 示出了一固定涡旋至曲轴中心的偏移为 0.020 英寸状况下的侧翼密封力与曲轴角之间的变化关系曲线，其中气体切向力的变化如图 85 中所

示；

图 87 示出了多种固定涡旋至曲轴中心的偏移值下的正负峰值曲轴扭矩载荷与曲轴角之间的计算值；

图 88 示出了多种固定涡旋至曲轴中心的偏移值下的正负峰值曲轴扭矩载荷与径向屈服角之间的计算值；

图 89 是图 1 所示的压缩机沿线 89-89 所示方向的一俯视图，示出了曲轴中心轴线至固定涡旋中心线的偏移；

图 90 是图 1 所示的压缩机沿线 90-90 所示方向的一俯视图，示出了固定涡旋件的轴向中心线；

图 91 是图 1 所示的压缩机沿线 91-91 所示方向的一仰视图，示出了固定涡旋件的轴向中心线；和

图 92 是图 91 所示的压缩机的一个放大的局部仰视图，示出了曲轴中心轴至固定涡旋中心线的偏置。

具体实施方式

在各视图中，相同的数字标号表示相同的部件。这里所示出的例子以一种形式描述了本发明的一个最佳实施例，但这些例子不能以任何方式解释为对本发明范围的限制。

在附图示出的本发明的一实施例中，涡旋压缩机 20 以一垂直轴实施例示出。该实施例仅作为一个例子，并不是对本发明的限制。

如图 1 所示，所示的涡旋压缩机 20 具有壳体 22，壳体 22 包括上部 24，中部 26 和下部 28。在另一种形式中，中部 26 和下部 28 组合在一起，形成一整体的下部壳体部件。壳体部分 24、26 和 28 之间利用焊接或铜焊密封并固定在一起。下部壳体部件 28 还用作为一安装法兰，将压缩机 20 固定在垂直的直立位置。本发明还适用于水平布置的压缩机装置。壳体 22 内布置有电机 32，由下轴承 36 支撑的曲轴 34 和涡旋机构 38。电机 32 包括定子 40 和转子 42，曲轴 34 容纳在转子 42 内的孔 44 内。聚集在贮油槽或蓄油器 46 内的油作为油源在入口 50 处被吸入正排量油泵 48 并从油泵 48 排出进入下部油道 52。润滑油沿通道 52 和 54 流动，从而被传送到轴承 57、59 和相互啮合的涡卷之间，下面将进一步描述。

涡旋压缩机机构 38 一般包括固定涡旋件 56、旋转涡旋件 58 和主轴承框

架部件 60。利用多个固定螺栓或固定部件 62 将固定涡旋件 56 牢固地安装到主轴承框架部件 60 上。固定涡旋件 56 包括平的端板 64，端板 64 具有基本上平的表面 66、侧壁 67 和内旋的固定涡卷部件 68，该内旋的固定涡卷部件 68 从表面 66 沿轴向向下延伸。旋转涡旋件 58 包括平的端板 70，该端板 70 具有基本上平的后表面 72 和基本上平的顶表面 74 及内旋的旋转涡卷部件 76，该内旋的旋转涡卷部件 76 从顶表面 74 沿轴向向上延伸。当压缩机 20 处于未启动的状态下时，旋转涡旋端板 70 的后表面 72 在推力轴承表面 78 处与

主轴承部件 60 相接合。

固定涡旋件 56 和旋转涡旋件 58 相互配合组装形成涡旋机构 38，以便固定涡卷 68 和旋转涡卷 76 在运行过程中彼此相互咬合。为了保证正常的压缩机运行，表面 66、74 及涡卷 68、76 的制造要使得当固定涡旋件 56 和旋转涡旋件 58 在力的作用下沿轴向彼此靠近时，涡卷 68、76 的尖端与各相对的表面 74 和 66 密闭地接合。在压缩机的运行过程中，根据精确的加工公差和旋转涡旋件 58 朝向固定涡旋件 56 轴向移动的允许的移动量，旋转涡旋件 58 的后表面 72 与推力表面 78 之间沿轴向间隔开。在曲轴 34 的顶部上绕偏心的曲柄销 61 设有圆柱形滚筒 82，该圆柱形滚筒 82 具有一摆杆机构 80。如图 61A 所示，滚筒 82 具有容纳曲柄销 61 的偏心轴孔 84 和容纳限制销 83 的偏心轴孔 618,其中限制销 83 压配合入位于曲轴轴颈部 606 的上部轴向表面上的孔 620 内并从该孔 620 处延伸（图 56 所示）。滚筒 82 能够略微绕曲柄销 61 转动，它们之间的相对运动由松散地安装在滚筒孔 618 内的限制销 83 来限制（图 61C）。当曲轴 34 由电机 32 带动而使其转动时，圆柱形滚筒 82 和十字环 93 使旋转涡旋件 58 相对于固定涡旋件 56 旋转。由此，摆杆机构 80 作为一径向屈服机构，促进固定涡卷 68 和旋转涡卷 76 的侧翼之间的密封啮合。

压缩机 20 运行过程中，制冷流体以吸入压力通过吸入管 86 导入（图 2），该吸入管 86 密闭地位于固定涡旋件 56 内的扩孔 88 内（图 4，8）。使用 O 形环 90 来实现吸入管 86 与扩孔 88 的密封（图 8）。位于固定涡旋件 56 内的吸入口 88 容纳吸入管 86 和位于一槽内的 O 形环 90，以密封吸入管 86 与固定涡旋件 56。吸入管 86 由吸入管适配器 92 固定到压缩机 20 上，而吸入管适配器 92 由铜焊或焊接到吸入管 86 和壳体 22 的开口 94 上（图 2）。吸入管 86 包括吸入压力制冷通道 96，制冷流体通过该通道从一制冷系统（未示出）或其它的这样的系统流至吸入压力腔室 98，该吸入压力腔室 98 由固定涡旋件 56 和框架部件 60 限定。

吸入压力制冷剂沿吸入通道 96 流动，并进入吸入腔室 98，从而由涡旋机构 38 来压缩。当旋转涡旋件 58 相对于固定涡旋件 56 旋转时，吸入腔室 98 内的制冷流体被封闭在由固定涡卷 68 和旋转涡卷 76 限定的封闭的空间内并被压缩。当旋转涡旋件 58 继续旋转时，所形成的制冷剂空间沿径向向内朝向排出口 100 移动。在制冷剂空间沿涡卷 68 和 76 向排出口 100 移动时，

它们的容积逐渐变小，进而使制冷剂压力逐渐增加。该涡旋件内部的压力的增加产生了一轴向力，该力的作用是向外分离涡旋件。如果该轴向分离力过大，则会引起涡卷的尖端与相邻的端板间隔开，进而会导致被压缩的制冷剂从制冷剂空间泄漏出，使压缩机的效率降低。向旋转涡旋件的后部施加至少一个轴向偏置力以克服涡旋装置内的轴向分离力以保持压缩空间。然而，轴向偏置力过大，也会导致效率的降低。因此，在设计具有充分的而又不过度的轴向偏置力的高效率的压缩机时，必须考虑作用在涡旋装置上所有力的作用。

制冷流体在涡旋装置内完成压缩循环之后，以排出压力通过排出口 100 和出口止回阀装置 102 向上排出，其中排出口 100 延伸通过固定涡旋件 56 的端板 64。为了使高压制冷剂从涡卷之间更容易地排出，固定涡旋件 56 的表面 66 可提供有卵形凹槽 101，如图 9 所示，排出口 100 位于该凹槽内。另外，为了相同的目的，旋转涡旋件 58’的表面 74 也可提供有卵形凹槽 101’，如图 11 所示。制冷剂从涡卷之间排出，通过排出口 100 进入排气增压室（discharge plenum chamber）104，室 104 由排气流转向机构 106 的内表面和固定涡旋件 56 的顶表面 108 来限定。被压缩的制冷剂被导入壳体腔室 110，在此它通过排出管 112 排出（如图 2 所示），进入使用该压缩机 20 的制冷或空调系统。

为了示出在正常的运行过程中各种流体在压缩机 20 内出现的压力变化的相互关系，我们将以一种典型的制冷系统来检验压缩机 20。当制冷剂在正常的制冷循环中流经一常规的制冷系统时，以吸入压力被吸入压缩机的流体随着系统载荷的变化而改变。当载荷增加时，吸入流体的吸入压力增加，而当载荷降低时，吸入流体的吸入压力降低。因为进入涡旋装置且最终在形成的压缩空间内的流体是以吸入压力进入的，当吸入压力改变时，压缩空间内的流体的压力而随之改变。因此，在压缩空间内的制冷剂的中间压力也随着吸入压力的变化相应地增高和降低。吸入压力的变化导致了涡旋装置内的轴向分离力的相应的变化。当吸入压力降低时，涡旋装置内的轴向分离力也随之降低，从而保持涡旋装置整体有效运行所需的轴向偏置力也要随之降低。显然，压缩机运行的动力状态也要随着吸入压力的变化而改变。因为轴向屈服力来自压缩空间，所以追随吸入压力的波动变化，就可以保持压缩机 20

的高效率的运行状态。轴向屈服力的大小部分地取决于孔 85（图 12）的位置和腔室 81 的容量。

环形腔室 81 由旋转涡旋件 58 的后表面 72 和轴承 60 的上表面来限定。环形腔室 81 形成了一个中间压力空腔，该空腔通过孔 85 与在涡旋装置内形成的压缩空间内的流体相通。压缩空间内的流体的压力介于排出压力和吸入压力之间。虽然在所示的实施例中油和/或接触表面本身的密封性能可提供足够的密封，但具有所示的环形的连续密封装置 114 和 116 将中间压力空腔 81 与径向相邻的容积空间隔绝开来，它们的压力分别为吸入压力和排出压力。密封装置 114 的圆周长度要大于密封装置 116。

如图 12 所示，孔、通道或导管 85 提供在旋转涡旋件 58 的端板部分 70 内，并使压缩空间和中间压力空腔 81 之间的流体相通。这里所描述的特殊的布置方式仅是为了举例说明，并不具有限制作用。

在固定涡旋件 56 和框架 60 之间提供 O 形密封环 118，框架 60 将压缩机的吸入侧和排出侧分离开。如图 3 所示，固定涡旋件 56 和框架 60 分别具有轴向接合表面 120、122。在接合表面 120、122 的外侧，固定涡旋件 56 和框架 60 的径向表面 124、126 之间为滑动配合。框架 60 具有一轴向环形表面 128，而固定涡旋件 56 具有一与框架表面 128 相对并高出一定距离的轴向表面 130。框架 60 还具有一外部环形凸缘 132，该凸缘 132 从表面 128 向上延伸但不延伸到与固定涡旋件的表面 130 相接触。表面 126、128、130 和凸缘 132 的内表面限定了一四面的腔室，一个常规的 O 形环 118 设置在该腔室内。O 形环 118 由一般的密封材料如 EPDM 橡胶或类似材料制成。O 形环 118 与表面 128 和 130 相接触，并在其间被挤压，也就是，固定涡旋件和框架表面之间的具有上述结构的密封和密封 118 是一轴向密封。在将固定涡旋件 56 安装到框架上时，将 O 形环 118 设置在框架的表面 128 上，由凸缘 132 将其保持在适当位置上，而后将固定涡旋件安装在其上。当表面 120、122 相互靠近时，密封 118 在表面 128 和 130 之间被挤压，形成密封结构，进而将压缩机的吸入部分和排出部分密封地分隔开。

图 18 示出了另一种密封结构，包括 O 形环密封 118'，该密封 118' 在其圆周内侧具有多个小孔 134，并且如图 19 所示，共同密封固定涡旋 56' 和框架 60'。将固定涡旋件 56' 和框架 60' 紧固在一起的螺栓 62（如图 1 所

示）位于这些小孔内。在此替换实施例中，固定涡旋件 56’具有与框架 60’的轴向表面 122’相接合的轴向表面 120’。框架 60’的径向表面 124’与固定涡旋件 56’的径向表面 126’滑动配合。固定涡旋件 56’具有一环形的台阶，该台阶限定了轴向表面 130’，而框架 60’具有一环形的台阶，该台阶具有截头圆锥（frustoconical）表面 128’。在将固定涡旋件 56’安装到框架 60’上时，绕螺栓孔适当地设置小孔 134，使螺栓 62 伸入到螺栓孔内，O 形环 118’与固定涡旋件 56’的外部径向表面 136 和环形轴向表面 130’及框架 60’的截头圆锥（frustoconical）表面 128’产生密封式接触。由此，在该替换的密封布置方式中，O 形环密封与固定涡旋件和框架即在轴向密封接合，也在径向密封接合。

图 20 至 24 示出了在压缩机 20 中使用的十字联轴节的一个实施例。十字环 93 设置在固定涡旋件 56 和旋转涡旋件 58 之间，并包括两对伸长的接片 204、206 和 208、210，这些接片分别从十字联轴节的相对的轴向侧 224 和 226 延伸。接片 204、206 和 208、210 中的每一个具有一矩形的横断面，并且每一对接片均在一共同的方向上横向延伸对齐。接片 204 和 206 在一平行于线或轴 240 的方向上彼此对齐（图 22）；接片 208 和 210 在一平行于线或轴 242 的方向上彼此对齐（图 22）。如图 26 所示，十字联轴节 93 设置在固定涡旋件 56 的椭圆形的凹入部分 202 内；凹入部分 202（沿线 240）的长度大于其宽度。在图 26 中，凹入部分 202 和十字联轴节 93 由方向相垂直的阴影线示出；因此，凹入部分 202 和十字联轴节 93 彼此相重叠的部分以它们各自的阴影线相重叠而被示出。图 41、42 和 91 也示出了固定涡旋件 56 的凹入部分 202。

如图 26 所示，固定涡旋件 56 在大体相对的径向侧具有细长的凹槽或槽 212 和 214，十字联轴节接片 204 和 206 可滑动地位于其内。特别是，槽 212 和 214 的径向最内端的位置与固定涡旋件的涡卷 68 的外壁表面直接相邻，使十字联轴节的环部尽可能地靠近固定涡旋件的涡卷部件，进而降低十字联轴节所需的空间和椭圆形凹入部分 202 的必需长度（沿线 240）。由此，固定涡旋件的圆周尺寸（进而压缩机本身的尺寸）可降至最小。仍如图 26 所示，细长槽 212 和 214 在一平行于平面 220 的方向上延伸，吸入管扩孔 88 沿该平面 220 延伸。平面 220 基本上垂直于平面 222，该平面 222 是主翻转力

矩起作用的平面，或最接近并平行于主翻转力矩起作用的平面。

如图 26 所示，旋转涡旋件 58 具有一对偏置的细长的凹槽或槽 216、218，接片 208 和 210 可滑动地容纳在其内。容易理解，旋转涡旋件 58 用十字联轴节固定到固定涡旋件 56 上，以便不会彼此相对旋转。反之，旋转涡旋件 58 相对于固定涡旋件 56 偏心地旋转，其旋转运动由在凹槽 212、214、216 和 218 内滑动的接片 204、206、208 和 210 来引导。在图 26 中可以看出，当接片 204 和 206 分别位于其各自的槽 212 和 214 的一端时（图中所示的位置），十字联轴节 93 的外部圆周表面在吸入口 88 所在的平面 222 的侧面（图 26 中的下部右手侧）离凹入部分 202 的相邻的径向内壁 203 靠得很近。同样，当接片 204 和 206 分别位于其各自的槽 212 和 214 的相对端时（图中未示出的位置），十字联轴节 93 的外部圆周表面在与吸入口 88 所在的位置相对的平面 222 的侧面（图 26 中的上部左手侧）离凹入部分 202 的相邻的径向内壁 203 也靠得很近。因此，本领域的技术人员可以理解，凹入部分 202 的尺寸大小可容纳十字联轴节 93 沿位于平面 220 内的轴 240 的往复运动。由此，在固定涡旋件 56 内容纳十字联轴节 93 所需的空间被进一步减小了。分别适合于其最小所需空间的十字联轴节 93、93’具有实现该目的的形状。因此，十字联轴节 93、93’相对于其环形部分所在的平面内的任一线是非对称的，这一点在图 22 和 25 中已经清楚地示出。

如图 20 至 24 所示，可以看出，十字环 93 的相对的轴向侧面 224 和 226 中的每一个上具有衬垫表面 228 至 236。衬垫表面 228a、232a、234a 和 236a 位于侧面 224 上；在十字环 93 的相对的侧面 226 上具有相应的表面 228b、230b、232b、234b 和 236b， 这些表面直接位于侧面 224 上的衬垫表面之下并与这些衬垫表面的形状相匹配。在图 20 至 25 的每一个中，衬垫表面都是以阴影线或交叉阴影线示出，以表示出它们的形状和位置。图 25 示出了另一种十字环 93’，该十字环 93’除了仅以烧结粉末金属方法制成而不要附加的金属切削加工之外，与十字环 93 是基本相同的。可以看出，十字环 93’围绕每一个接片的材料的面积被增大了。

如图 1 所示，十字环 93、93’设置在固定涡旋件 56 和旋转涡旋件 58 之间。而且，旋转涡旋件 58 的表面 74 具有一外围的圆周表面部分 2O5，该部分 205 位于涡卷 76 的外侧并面对十字环 93、93’的下侧面 226。同样，固定

涡旋件 56 的凹入部分 202 具有面朝下的表面 238（图 91），该表面与十字环 93、93’的上侧面 224 相面对。在十字环 93、93’的相对的侧面上的衬垫 228 至 236 与表面 205 和 238 滑动接触。如图 22 至 25 所示，衬垫表面 228a 和 228b 具有分别位于平面 220 的相对的侧面上的部分。

图 22、24 和 25 示出了从中心穿过十字环 93、93’的厚度延伸并位于平面 220 内的轴 240。 在压缩机运行过程中，旋转涡旋件 58 在主翻转力矩的影响下倾向于在平面 222 内翻转。当旋转涡旋件 58 在平面 222 内翻转时，将促使旋转涡卷表面 74 的外围圆周表面部分 205 的径向相对的部分（在平面 220 的相对的侧面上）交替地与十字环 93、93’的侧面 226 上的衬垫表面部分相接触。如图 1、22、24 和 25 所示，当旋转涡旋件 58 如图 24 中所示沿顺时针方向绕一平行于轴 240 并最接近平面 220 的轴在平面 222 内翻转时，外围圆周表面部分 205 的一部分向上摆动并与十字环 93、93’，衬垫 234b 和 236b 及 228b 的一部分产生有压缩力的接触。这一动作促使十字联轴节衬垫表面 234a、236a 和 228a 的一部分（图 22、25 中的在平面 220 的左手侧的所有部分）与固定涡旋件的凹入部分 202 内的轴向表面 238 的相邻部分产生有压缩力的接触。相反，当旋转涡旋件 58 如图 24 中所示沿逆时针方向绕一平行于轴 240 并最接近平面 220 的轴在平面 222 内翻转时，外围圆周表面部分 205 的径向相对部分向上摆动并与十字环 93、93’，衬垫 230b 和 232b 及 228b 的一部分产生有压缩力的接触。该动作促使十字联轴节衬垫表面 230a、232a 和 228a 的一部分（图 22、25 中的在平面 220 的右手侧的所有部分）与固定涡旋件的凹入部分 202 内的轴向表面 238 的相邻部分产生有压缩力的接触。在压缩机的运行过程中，旋转涡旋件 58 在平面 222 内的翻转在上述的顺时针和逆时针之间变换。因此，可以看出十字联轴节 93、93’的移动用来支撑旋转涡旋件的外围圆周表面部分 205 并防止其翻转。保持一最小的径向十字联轴节环形部分尺寸可以在平面 220 的相对侧面上的外围圆周表面 205 的径向相对部分和十字联轴节之间产生一最大的接触面，同时使压缩机的圆周尺寸最小化。因此，固定涡旋件 56 内的凹入部分 202 是椭圆形的，或卵形的。如图 26 所示，因为十字联轴节和旋转涡旋件的外围圆周表面部分 205 的部分之间的最大的接触面的这些区域被平面 222 截开，因此这些区域的位置要使得最大翻转力矩由靠近旋转涡旋件的位于其周边内的一部分的十字联

轴节来抵抗，在其间提供比可得到的更大的接触面积。由此，本发明提供了抵抗主翻转力矩所需的一更大的杠杆臂，同时减小了十字联轴节所需的空间。

在压缩机停止运行的状态下，旋转涡旋件 58 不再由电机 32 和曲轴 34 驱动而旋转，而是根据作用在其上的气体压力而自由移动，作用在其上的压力包括排出口 100 和吸入口 88 之间的压力差。而且，当压缩机停止时，排出室内的流体和涡旋装置内的流体之间存在着压力差，涡旋装置内的流体压力低于排出室内的流体压力。由于两个容积之间的压力会自动寻求压力平衡，所以制冷剂流体会从排出室反流入涡旋装置内。该压力差毫无阻碍地作用在旋转涡旋件 58 上，以使其相对于固定涡旋件 56 反方向旋转。这样的反方向旋转导致制冷剂流体以反方向进入排出口 100，从吸入口 88 流出进入制冷剂系统。在压缩机的停止运行的过程中反涡旋旋转问题一直关系到涡旋压缩机。为了减轻该问题的影响，提供了阀装置 102，通过使流体从排出室进入涡旋装置以作用在出口止回阀上，进而将止回阀快速移动到一覆盖排出口的关闭位置。依此方式，防止了反向旋转，并可得到均衡过渡的平衡状态。

图 1 和图 27-45 示出了用于压缩机 20 的出口止回阀装置 102、102’的各种部件和实施例。这些实施例中的每一个均包括一轻质的塑料或金属旋转阀，该阀与固定涡旋件 56 内的排出口 100 相邻或直接位于其上，并由阀门固定部件 310 或 324 固定。图 27、28；35-37；38-40 分别示出了其它类型的阀门部件 302、302’和 302”。阀门部件可具有旋转耳孔 309 或一孔 322，用于容纳一卷簧销 320，衬套 318 提供在其上。耳孔 309 或衬套 318 容纳在阀门固定部件内的衬套凹槽 318、318’内。

在压缩机的运行状态下，制冷剂流体以吸入压力通过吸入管 86 被导入，吸入管 86 密封地容纳在固定涡旋件 56 内的扩孔 88 内，并与由固定涡旋件 56 和框架部件 60 限定的吸入压力室 98 相通。具有吸入压力的制冷剂由涡旋机构 38 压缩。当使旋转涡旋件 58 相对于固定涡旋件 56 旋转时，吸入室 98 内的制冷剂流体在固定涡卷 68 和旋转涡卷 76 之间被压缩，并以逐渐减小的容积空间沿径向向内朝向排出口 100 输送，从而使制冷剂的压力增高。

制冷剂流体以排出压力向上通过排出口 100 而排出，并向阀门部件 302、302’、302”的后表面 306 施加一力，使其移动到或保持在打开位置。

制冷剂被排入排气增压室 104，该排气增压室 104 由排气流转向机构 106 和固定涡旋件 56 的顶表面 108 来限定。被压缩的制冷剂从排气流转向机构导入壳体腔室 110，由此制冷剂经排出管 112 进入一与该压缩机 20 相连的制冷系统。

出口止回阀装置 102、102’防止制冷剂在压缩机停止运行时的反流，进而防止了涡旋机构 38 的反向旋转。如图 42-45 所示，止回阀装置 102 包括矩形的阀门部件 302，该阀门部件 302 具有前表面 304，后表面 306 和旋转部分 308，止回阀装置 102 还包括阀门固定部件 324，衬套 308 和簧销 320。后表面 306 面对排出口 100，并且其面积最好大于排出口 100。销 320 延伸通过旋转部分 308 内的孔 322 并在阀门部件 302 的相对侧与衬套 318 装配在一起，使衬套 318 的径向凸缘与阀门部件相邻。衬套 318 可转动地设置在部件 324 的两个相对端的衬套凹槽 316 内。在压缩机的运行过程中，制冷剂作用在前和后表面 304 和 306 上，从而使阀门部件 302 相对于部件 324 转动，该部件 324 相对于固定涡旋件 56 是固定的。阀门固定部件 324 围绕阀门部件安装并高于阀门部件，该部件 324 包括两个安装延伸部分 312，可以利用螺栓将延伸部分 312 固定到固定涡旋件上。在该装置中，簧销 320 容纳在阀门部件 302 的孔 322 内，衬套 318 与该销的两个端部相连。阀门固定部件的位置高于阀门部件，使两个衬套容纳在两个凹槽内，两个安装延伸部分的位置靠近固定涡旋件 56 的上表面内的安装孔。而后用两个安装螺栓或类似紧固件将该阀门装置固定到固定涡旋件上。阀门部件 302’（图 35-37）和 302”（图 38-40）具有一体的衬套或耳孔 309，没有簧销；每一种都可以与上述的固定部件 310 或 324 一同使用。

排出的制冷剂作用在后表面 306 上的力推动阀门 302 靠在阀门止动件 314、314’上。请注意，阀门 302 不是双稳态的，如果排出制冷剂作用在后表面 306 上的力移开，则在重力的作用下阀门 302 将倾向于返回到其关闭位置。当压缩机停止运行时，压缩机的排出压力壳体腔室 110 内的制冷剂通过排出口 100 向吸入压力室 98 移动。借助于阀门止动件 314 内的减压孔 326，制冷剂流过止动件 314 并作用在阀门部件 302 的前表面 304 的较大表面的面积上，使其朝向排出口快速转动并与固定涡旋件 56 的围绕表面 108 相接合，以便前表面 304 覆盖并大体密封排出口 100 的开口。减压孔 326 还可防

止“静摩擦”，这种静摩擦会引起阀门部件粘附到止动件上，这在压缩机的运行过程中容易出现。以此方式可防止制冷剂以相反方向从排出压力壳体室110经吸入通道96流入吸入室98。一利用阀门固定部件310的出口止回阀以类似的方式而起作用，止动件 314’提供了阀门前表面 304 的一较大的面积，该面积在压缩机停止运行时暴露在反方向流动的排出气体下。表面 304 和止动件314或314’之间的接触面要具有良好的抗磨损性能。

通过使壳体腔室110与吸入腔室98保持有效的密封，有效地避免了压力差，从而防止旋转涡旋件 58 的反方向旋转。涡旋压缩腔室内的被压缩的制冷剂在交错的涡卷之间作用在涡旋机构 38 上，使旋转涡旋件 58 的涡卷与固定涡旋件56的涡卷径向分离。涡旋件56和58不再彼此密封，其内的制冷剂流体会通过涡卷68和76泄漏，涡旋机构38内的压力达到平衡。

在涡旋压缩机正常的运行过程中，具有排出压力的制冷剂通过排出口排出，使出口止回阀移动到一打开位置。可提供一偏置弹簧（未示出），用以防止由压缩机运行过程中出现的压力波动而产生的出口止回阀的频繁关闭和由此产生的振动。

如图1所示，排气流转向机构106与固定涡旋件56相连，并围绕固定涡旋件的环状突出部分 402。图 46、47 和 48 示出了排气流转向机构的一第一实施例。图 49、50 和 51 示出了排气流转向机构的一第二实施例。图 52、53 和 54 示出了排气流转向机构的一第三实施例。可通过将排气转向机构的下部周边 404 的全部或部分弯入一位于环状突出部分 402 内的环状的凹槽内，从而将排气流转向机构连接到固定涡旋件上。另外，可以在环状突出部分内制成一系列的槽，以容纳沿排气转向机构的下部周边弯曲形成的一系列相应的部分。也可以利用其它措施如压配合，锁定突出部分等将排气流转向机构固定到固定涡旋件上。而且，如第三实施例排气流转向机构 106”（图 53）所示，排气流转向机构可具有多个孔414，这些孔414在固定涡旋件表面108上提供的多个开口孔 416（如图 5 所示）之上并与其相对准，用螺纹紧固件（未示出）将排气流转向机构连接到固定涡旋件上。

在压缩机的运行过程中，被压缩的制冷剂流体从排出口 100 经出口止回阀 102 进入排出室 104，该排出室由排气流转向机构的内表面和固定涡旋件的上表面 108 来限定。可以将气流转向机构定位于使得排气出口室 104 通过

出口 406 向下通过壳体 22、固定涡旋件 56 和框架 60 之间形成的间隙 408（图 1，2）并进一步沿通路 411 进入壳体腔室 110，从而流经连接到定子绕组 410 上的电机过载保护器 41 上。由此，通过保证热的排出气体直接导向过载保护器，气流转向机构提供了一种附加的电机保护方法。

如图 49 至 51 所示的实施例中，气流转向机构出口 406' 可具有一向下弯转的帽 412，以进一步将向外流出的排气朝向间隙 408 导向下。

应注意是使出口止回阀装置 102 的方向朝向气流转向机构出口，以便在压缩机停止运行时，当阀门打开时，前表面 304 暴露在从室 110 经出口 406 进入室 104 的具有排出压力的气体的反向流下，进而有利于阀门的快速关闭。

图 1 所示的涡旋压缩机具有一中间压力室 81，制冷剂气体以一中间压力被导入该压力室，该中间压力推动旋转涡旋件 58 与固定涡旋件 56 一起进入轴向屈服。中间压力室 81 由旋转涡旋件 58 的表面和主轴承或框架 60 的表面来限定，这些表面位于一对分别设置在槽 502、504 内的环状密封装置 114、116 之间，槽 502、504 位于旋转涡旋件 58 的面向下的轴向表面 72、506 上，环状密封装置 114、116 与框架 60 的接触面滑动接触。如图 1、10 和 14 所示，中间压力室 81 是限定在框架 60 的台阶和旋转涡旋件 58 的下垂轮毂部分 516 之间的环状容积空间。密封装置 114 和 116 分别将中间压力室与吸入压力区和出口油压区密封开来。

如图 12 所示，旋转涡旋件 58 的下垂轮毂部分 516 具有外部径向表面 508，该表面 508 靠近平的表面 72。表面 508 从表面 72 处延伸到轮毂部分 516 的最下端的轴向表面 506。径向表面 508 具有宽的环形槽 510，该环形槽 510 具有上部环形表面 512。孔 85 从表面 512 延伸到表面 74，在此处其开口进入一旋转涡旋件的涡卷和固定涡旋件的涡卷之间的中间压力区。参见图 12，孔 85 可以是一从表面 512 到表面 74 以一定角度倾斜延伸的单一直通道。但孔 85 也可以包括一从表面 74 平行于表面 508 延伸入轮毂部分 516 在槽 510 的径向内部的第一轴向孔（未示出），和一从第一孔延伸到槽 510 的径向表面的径向的交叉孔（未示出）。为了制造方便，最好提供如图 12 所示的单一的以一定角度倾斜的孔。

如图 17 所示，密封装置 116 位于槽 504 内并与框架 60 的表面 514 滑动

接触，框架 60 与轮毂部分 516 的表面 506 相接。表面 506 在槽 504 的径向内部的部分即如图 17 中所示的右边是在排出压力下并且通常是充满了油。如图 17 所示，密封装置 116 大体是 C 形的，具有外部 518 和设置在外部 518 内的环形通道内的内部 520，该通道面对径向的内部。外部密封部分 518 可以由聚四氟乙烯（PEFE）材料或其它的适合的低磨擦系数材料制成，以便在与表面 514 之间提供低磨擦滑动接触。内部密封部分 520 的内部与出口压力油相通，出口压力油使密封装置 116 在槽 504 沿轴向或径向向外膨胀，从而保证密封装置 116 的密封表面和槽 504 的最上端和最外端表面及框架的表面 514 之间的密封接触。

如图 14 和 16 所示，旋转涡旋件 58 的平的表面 72 具有环形槽 502，密封装置 114 设置在该槽内。密封装置 114 包括具有一 C 形通道的外部 522 和一设置在 C 通道内的内部 524，该 C 形通道沿径向向内敞开。部分 522 的 C 形通道沿径向向内敞开以便与中间压力室 81 内的中间压力流体相通，中间压力在槽 502 内推动密封装置 114，沿径向向外并沿轴向向外，使其靠在槽 502 的相对的轴向表面和与密封装置 114 滑动接触的框架 60 的表面 78 上。外部密封部分 522 可以由 PTFE 材料或其它的合适的低磨擦系数材料制成，从而使与表面 78 之间产生低磨擦的滑动接合。内部密封部分 114 可以是 Parker Part No. FS16029, 具有一管状横断面。可向槽 504 和 502 提供具有普通的横断面设计形状的密封装置 114 和 116，如图 16 和 17 所示。也就是，密封装置 114 的横断面设计适用于在槽 504 中使用。相反，密封装置 116 的横断面设计适合于在槽 502 中使用。中间压力室 81 内的压力可以利用在 1998 年 3 月 13 日提出申请的未授权的美国专利申请 No. 09/042, 092 中所公开的一种阀门来调节，参见该专利申请。

如图 1 所示，主轴承或框架 60 具有下垂主轴承部分 602，该部分 602 具有径向支撑曲轴 34 的轴颈 606 的轴承 59。曲轴轴颈部分 606 提供有径向交叉孔 608（图 55，56），该交叉孔 608 从曲轴轴颈部分 606 的外表面延伸到曲轴内的上部油道 54。经通道 54 输送的一部分油通过交叉孔 608 提供，用以润滑轴承 59。从交叉孔 608 流经轴承 59 的油可沿曲轴轴颈部分 606 的外部向下流，由一旋转配重 614 可以将油沿径向分布，而后油再返回到贮油槽 46。油从交叉孔 608 还可以沿轴承 59 向上流并沿轴颈部分 606 的外部进入环

状油道 610，该油道经框架 60 内的通道 612 与壳体腔室 110 和贮油槽 46 相通。通道 612 在框架 60 内的方位要使得旋转配重 614 能够拾起并抛射来自通道 612 的油以在与排出管 112 的入口相对的压缩机的径向侧将该油分散开。油道 54 的终端开口 732 用塞 616 密封，该塞 616 与曲柄销 61 的终端表面相平齐或低于曲柄销 61 的终端表面。

滚筒 82 内的径向油道 622 和曲柄销 61 内的径向油道 624 被保持为彼此相通（图 61C），虽然滚筒 82 可以绕曲柄销 61 略微转动，但其旋转运动由孔 618 的侧面限制，孔 618 的侧面与限制销 83 的侧面相接合。在曲轴内流经通道 54，流过交叉孔 608 的另一部分油，流经相通的油道 622 和 624，用以润滑轴承 57。由于油道 54 相对于轴 34 的转动轴线成一定角度，油道 54 形成了一种形式的离心油泵，该泵可以与设置在贮油槽 46 内的泵装置 48 协同使用，下面还将进一步描述。因此到达径向油道 608 和 624 的油压要大于贮油槽 46 内的压力，贮油槽 46 内的压力基本上等于排出压力。流经轴承 57 的油可向上流入贮油空间或通道 55（图 15,63B），该贮油空间或通道 55 与位于涡卷之间的中间压力区经油道 626 彼此相通。贮油道 55 内的油的压力是排出压力，借助于通道 55 和涡旋件之间的中间压力区之间的压力差而流经通道 626。涡旋件之间的油经通道 626 用于冷却、密封和润滑涡卷。其它的油流经轴承 57 向下流入环状油道 632，该通道 632 与环状油道 610 相通（图 1）。

如图 64 所示，滚筒 82 的轴向孔 84 不是规则的圆柱形，并沿其一径向侧在孔的该侧面与延伸通过的曲柄销 61 的相邻的圆柱侧面之间形成间隙 633。间隙 633 在涡卷之间的中间压力大于排出压力的状况下提供了出口通道的一部分，将防止气体流通过滚筒轴承 57 反流，参见图 63A 中的箭头 635 所示的流动路径，如果中间压力大于排出压力，如在压缩机的启动期间，制冷剂可通过通道 626 流出进入油道 55，并通过孔 84 和曲柄销 61 的外表面之间的间隙 633 进入一由环绕孔 84 和曲柄销 61 的位于滚筒 82 的下部轴向表面内的锥形扩孔（countersink）628 限定的区域。该区域与位于滚筒 82 的下部轴向表面内的一径向槽 630 相通。流出的制冷剂可流入环状的油道 632 并通过框架 60 内的通道 612 回到压缩机的壳体腔室 110。依此方式，在启动过程中制冷剂的排出保证了油道 55 没有被加压到足以限制油流到轴承 57 中的程度，或

如上所述，在压缩机的启动过程中用排出的制冷剂冲刷轴承 57 的油的程度。

如图 14、15 和 63 所示，在轮毂部分 516 的中央空腔内的旋转涡旋件的面向下的表面 636 具有一低的圆柱形突出部分或“钮扣状物”634，该突出部分或“钮扣状物”634 从表面 636 向下突出大约 2-3 毫米。在其一个实施例中，钮扣状物 634 的直径大约为 10-15 毫米，并且其轴向表面紧靠在曲柄销 61 和/或滚筒 82 的最上端的轴向接触面上，曲柄销 61 和滚筒 82 的最上端的轴向接触面通常是平齐的。钮扣状物 634 的作用是局部承载曲柄销 61 和/或滚筒 82，以便使整个的上部轴向滚筒和曲柄销表面的磨擦接触最小化，起到止推轴承的作用。钮扣状物 634 与曲柄销 61 和/或滚筒 82 的接触面靠近轮毂部分 516 和滚筒 82 的中心线，这里钮扣状物与曲柄销和滚筒之间的相对速度是最低的，从而减轻了其间的磨损。

在曲轴 34 的下端提供了正排量油泵 48，该油泵伸入由压缩机壳体 22 限定的贮油槽 46。图 65 至 79 公开了该油泵的第一实施例，而第二实施例在图 80 和 81 中公开。在第一实施例中，如图 65 和 66 的局部剖视图所示，正排量油泵 48 设置在曲轴 34 的下端 702 周围并由外置轴承 36 支撑。

上述油泵包括油泵体 704，泵叶或泵刷 706，可以由一种如石墨填充酰胺纤维 ™GS 材料注模而成，还包括圆形的反向口板或盘 708，与泵叶 706 的下表面滑动接触的平的上部轴向表面，止动销 710，波形垫圈 713，圆形固定盘 715 和开口环 712。以上泵部件以图 68 所示的次序布置在泵体 704 内，波形垫圈 713 使各泵部件彼此处于压缩接合状态。一环形槽设置在泵体的下端内，用以容纳开口环 712。如图 55-57 所示，槽 714 设置在轴 34 的下端 702 内并容纳旋转泵叶 706，其长度大于下部轴端 702 的直径，并由曲轴的转动而带动旋转。泵叶在槽的内部从一侧滑动到另一侧并与形成在泵体 704 内的泵柱体 716 的表面相接触。如图 65 和 73 所示，泵柱体 716 的直径大于轴承 36 的部分 709 并相对于轴承 36 的部分 709 是偏心的。而且，泵柱体 716 的中心线相对于曲轴 34 和下部轴向油道 52 的中心线是偏置的。

轴承 36 的部分 709 的直径略大于下部轴端 702，从而在其间提供了一小间隙，通过该间隙油可以从泵 48 泄出（这一点下面还将进一步描述），用以润滑轴 34 的下部轴颈部分 719，轴颈部分 719 由轴颈部分 717 径向支撑，

由轴承 36 的表面 726 轴向支撑。

当轴 34 转动时，泵叶 706 在轴槽 714 内往复运动，其相对端 744、746（图 74，75）在泵柱体 716 的圆柱侧壁上滑动。相对端 744、746 的提供有利于泵叶 706 的多方向运行。泵叶可替换地在其中部具有一弹簧（未示出）或由带有两个泵叶端部的两部分组成，由一分离中间弹簧（未示出）连接起来。中间弹簧向外朝向泵体的内表面推动泵叶端部，以得到更坚固更有效的泵的运行。这样的替换结构能够更好地密封泵叶端部 744、746 与泵柱体 716 的圆柱形壁，从而降低泵的泄漏。但泵也依赖于一定量的泄漏以提供下部轴承 36 的润滑。当泵叶 706 在泵柱体 716 内转动时，经过泵叶 706 泄漏的油向上经过下部轴部分 702 和轴承 36 的部分 709 之间的小间隙，为轴颈轴承和止推轴承提供了润滑油源。因此，压缩机 20 的下轴承 36 由从泵 48 泄漏的油来润滑，而不是由经下部轴通道 52 泵的油来润滑。

如图 66 所示，来自贮油槽 46 的油经入口 50 进入泵并作用在旋转泵叶或泵刷 706 的一侧面上。泵叶将油推入位于反向出口板 708 的平的上部轴向表面内的锚形（anchor-shaped）入口 718，由于容积的降低，油被压入中央反向出口 720 并向上进入轴向油道入口 722，经过泵叶 706 侧面的扇形 750、752。实际上，由于泵的偏心和旋转泵叶的作用，中央出口 720 的压力要低于锚形入口处的压力。无论曲轴的转动方向如何，反向出口板的锚形都能够实现有效的泵运行，因为油能够在或接近其两个锚形“点”中的任一个处进入入口 718。由此，即使是在压缩机停止运行时可能出现的反向旋转期间，润滑油也能够提供到压缩机需要润滑的各个位置。环形的止动销通道 711 位于反向出口板 708 的平的下部轴向表面内，用以可滑动地容纳止动销 710。销 710 相对于泵体是固定的，在泵入口 50 之下保持在位于泵柱体 716 的圆柱形侧壁内的槽 754 内（图 68，73）。这使得反向出口板能够进行转动再定位，从而可适当地接受多方向运行，当轴 34 改变转动方向时，使通道 711 的相对端表面与销 710 相接。因此，出口盘 708 具有旋转的相对的第一和第二位置。

下部轴承止推垫圈 724 位于下部轴承止推表面或凸肩 726 上以提供一用于曲轴 34 的止推轴承表面。从泵装置 48 泄漏的油向上流经下部轴端 702 和下部轴承部分 709 之间的接触面，如上所述，以向曲轴止推表面 726 和止推

垫圈 724 之间的接触面，与曲轴轴颈部分 719 和轴承轴颈部分 717 之间的接触面提供润滑油。在止推垫圈 724 内提供有槽（未示出）以辅助润滑油向止推表面 726 的输送。另外，在泵体内也可以提供槽（未示出），以有助于从泵装置到止推表面的油的泄漏。而且，还可以在曲轴轴颈部分 719 内提供槽，平的或其它形式切口 728（图 55，56）以为下部轴颈轴承的接触面提供进一步的转动润滑。由此，来自泵的泄油而不是沿曲轴轴向通道流动的泵流体的主流为下部轴承表面提供转动和止推润滑。这使得泵流体的主流集中地输送到曲轴的上部。因此，泵提供了润滑压缩机的下部轴承的一种方法，允许泵体和轴之间的接触面的公差可相对大一些，曲轴的加工可以更简单。

如图 1 所示，来自泵 48 的油沿下部轴向油道 52 和偏置的上部油道 54 向上流动。上部油道 54 的偏置结构为泵流体的主流提供了一增加的离心泵送效果。通道 54 的上部开口 732 具有一塞子 616。流经通道 54 的油的一部分在轴颈部分 606 内通过径向通道 608 排出（图 55，56）并被输送到轴承 59。流经通道 54 的其它部分的油通过曲柄销 61 内的径向通道 624 排出，并经过滚筒 82 内的径向通道 622 输送给轴承 57（图 63B）。油沿轴承 57 向上流动，进入油道 55，该油道 55 由曲柄销 61 和偏心滚筒 82 的上表面与旋转涡旋件 58 的表面 636 限定。油经位于旋转涡旋件内的轴向通道 626 被输送到涡旋装置。

在部件分解图 80 和剖视图 81 中示出的油泵 48’的第二实施例具有以上所述的功能，但其结构设计适用于没有下部轴承的压缩机。油泵 48’包括反旋转弹簧 738，该弹簧 738 被连接到压缩机壳体 22 或其它的固定支撑上。弹簧 738 在壳体 22 内轴向支撑油泵体 704’，防止相对于轴延伸部分 740 转动，轴延伸部分 740 包括 轴向内部油道 742，并被连接到曲轴的下端（未示出）。类似于曲轴 34 的槽 714 的槽 714’位于轴延伸部分 740 内；泵叶 706’可滑动地设置在该槽内，用于在其内往复运动，泵叶由上述的槽转动地驱动。替换波形垫圈 713，固定盘 715 和开口环 712，泵装置 48’包括开口弹簧垫圈 712’，用以推动泵部件彼此压缩接合。泵装置 48 可以作类似的修改。泵叶 706’，反向出口板 708’和止动销 710’与第一实施例中的泵装置的对应部件基本相同，泵装置 48’的作用如上所述。

本领域的技术人员可以想到，虽然如上所述的泵装置 48、48’适用于涡

旋压缩机，但它们还可以适用于其它形式的压缩机如旋转压缩机或往复活塞式压缩机。

压缩机装置 20 在固定涡旋件中心线 802 和曲轴中心线 S 之间可具有一偏移。该偏移对曲柄臂和径向屈服角产生影响，以便使曲轴扭矩和涡卷之间的侧翼密封力的循环性变化变得平缓。压缩机可使用一种滑块径向屈服机构，或也可以使用上述实施例中示出的一摆杆径向屈服机构。在下面的描述中将使用的字母的意义如下：

e 旋转半径（偏心率）；

b 从曲柄销 61 的中心线 P 至旋转涡旋件的质量中心 O 的距离；

d 从曲柄销 61 的中心线 P 至偏心摆杆质量中心 R 的距离；

r 从曲柄销 61 的中心线 P 至曲轴 34 的中心线 S 的距离；

D 从固定涡卷中心线至曲轴中心的偏心距离；

F 力；

M 质量；

O 旋转涡旋中心线和质量中心；

P 曲柄销中心线；

R 摆杆质量中心；

S 曲轴 34 中心线和旋转轴线；

RPM 每分钟转数；

下标

b 摆杆

§ 侧翼密封

ib 摆杆惯量

P 驱动销

s 旋转涡旋

tg 切向，气体

rg 径向，气体

tp 切向，偏心销

rp 径向，偏心销

希腊字母

θ 径向屈服（相）角

α 质量角度偏置的摆杆中心

ξ 曲轴角

涡旋压缩机有三个不同于其它的气体压缩机的特征，它们分别是运行噪

音低，能够泵送液体和高效率。涡旋压缩机优越于往复或旋转压缩机的一点是液体的吸入不会造成压缩机的机械损坏。这是因为涡旋件具有一径向屈服机构，该机构能够使涡旋件在液体压缩过程中相脱离。在这样一情形下，压缩机转变为仅是一个泵。一般的径向屈服机构还将驱动力分离成一用于平衡磨擦和压缩力的切向力和一保证涡卷之间的侧翼接触进而保证压缩空间之间的密封的径向力。

另一个优点是由于压缩气体在多个压缩空间内分配，每一个曲轴循环仅有两个开口，因而曲轴扭矩的变化更平缓。曲轴扭矩是与压缩力和扭矩臂成正比的，扭矩臂分别是压缩力向量与曲轴旋转轴线之间的距离。进一步均衡曲轴扭矩变化的方法是改变至向量的距离，使该距离的一最小值与最大的压缩力相符合。然而，会导致侧翼密封力的相应增加的变化。摆杆径向屈服机构同样可以均衡该变化。

在涡旋压缩机中经常使用的径向屈服机构是滑块。在下面的等式 1 中表示出滑块能够降低涡旋压缩机内的扭矩变化。滑块能够使旋转涡旋件在曲轴转动过程中移动质量中心。该移动的一副作用是离心力和径向侧翼密封力随着曲轴角度的变化而改变。

下面将要讨论的径向屈服机构是以上参照所示的实施例描述的一摆杆。图 82 中示出了该摆杆的受力图。

等式 1-3 示出了在 X 和 Y 方向上的力的平衡及绕旋转涡旋中心 O（图 82）的力矩：

$$\Sigma F_x=0=F_{is}-F_{fs}-F_{fg}-F_{rp}+F_{ib}*\cos(\alpha) \qquad (1)$$

$$\Sigma F_y=0=F_{tg}-F_{tp}-F_{rg}+F_{ib}*\sin(\alpha) \qquad (2)$$

其中：

$F_{is}=M*(2*\pi*RPM/60)^2*e$ 和

$$F_{ib}=M_b*(2*\pi*RPM/60)^2*\sqrt{e^2+((d-b)*Cos(\pi-\delta))^2}$$

$$\Sigma M_o=0=F_{rp}*b*\cos(\theta)-F_{tp}-F_{rg}*b*\sin(\theta)+F_{ib}*e*\sin(\alpha) \qquad (3)$$

固定涡旋件在限定一图 82 所示的轨迹的偏心的作用下而被平移。因此，旋转半径（偏心率）将随曲轴角的改变而改变。

如图 89、90 所示，如在等式 1 中所证实的，固定涡旋中心线 802 至曲轴中心 S 的偏移 D 引起侧翼接触力的改变仅由于离心力的改变。摆杆起到一附

加的作用。离心力以与侧翼密封力相同的方式改变，分别是一正偏移增加旋转涡旋质量中心 O 和曲轴旋转轴 S 之间的距离，因而侧翼接触力也增加了。然而，正的固定涡旋至曲轴中心的偏移 D 引起径向屈服 θ 的增加。由于驱动力的径向成分，增加了的径向屈服角降低了侧翼接触力。所以，摆杆机构具有一内在的补偿效应。

固定涡旋至曲轴中心的偏移（假设沿图 82 中的线 e）导致径向屈服角的改变。表 1 示出了偏移值与径向屈服角之间的关系。

表 1

偏移值，英寸	-0.10	-0.08	-0.06	-0.04	-0.02	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10
屈服角，度	-14.1	-10.2	-6.8	-3.8	-1.1	1.4	3.7	5.9	8.0	10.0	12.0

图 83 示出了在由解等式 1-3 得到的切向气体力的不同的瞬时值的情况下侧翼密封力的值与旋转半径变化之间的关系曲线。

图 83 示出了气体切向力从 100 磅力至 1000 磅力下的侧翼密封力。假定气体径向力为气体切向力值的 10%。代入等式 1-3 中的其它的参数值是一普通的四吨涡旋压缩机的参数值。在 X 轴上的变量代表固定涡旋偏移。一正的偏移对应于旋转涡旋中心线从曲轴中心线进一步移动。等式 1-3 示出了具有相对作用的下述变化：（1）一般，气体切向力的增加增加了侧翼密封力；和（2）旋转涡旋和摆杆离心力的增加增加了侧翼密封力。

图 83 中的曲线还示出了固定涡旋至曲轴中心的偏移对侧翼密封力的影响随着气体切向力的大小而改变。当气体切向力小于 400 磅力时，增加旋转半径，使侧翼接触力增加。当气体切向力大于 400 磅力时，增加旋转半径，使侧翼接触力降低。对于一 400 磅力的气体切向力，侧翼密封力的值的变化是可忽视的。固定涡旋至曲轴中心的偏移值为-0.075 英寸时，侧翼接触力是一常数。

旋转半径 e 的值以正弦方式随曲轴角的变化而改变。在图 83 中示出的侧翼密封力与曲轴角 ξ 之间的关系在图 84 中示出，其中的固定涡旋至曲轴中心的偏移 D 为 0.010 英寸。旋转涡旋偏心率是曲轴角的函数，其计算如下：

$$e(\xi) = D * \sin(\xi)$$

其中 ξ 是曲轴角。

图 84 示出了在径向屈服角 θ 为 0.010 英寸的偏移时在几个气体切向力值下的侧翼密封力随曲轴角的变化。侧翼密封力与气体切向力成反比。但是，增加气体切向力时，偏移效果的改变是质的改变。对于一相角的优化选择，固定涡旋至曲轴中心的偏移降低了最大密封力并增加了最小密封力。从图 84 中可以看出在曲轴角值大约为 180 度时，相角的选择效果。

图 85 示出了一涡旋压缩机在高负荷运行工况下气体切向力与曲轴角之间的变化关系曲线。该工况下的气体径向力 F_{rg} 大约为气体切向力 F_{tg} 的 10%。

图 86 示出了一固定涡旋至曲轴中心的偏移 D 为 0.020 英寸的状况下的侧翼密封力与曲轴角之间的变化关系曲线，气体切向力的变化如图 85 中所示。考虑了偏移和压力变化之间的相的八个不同的值。该图示出了图 85 中所示的气体切向力变化下的图 84 中所示的偏移作用。侧翼密封力与气体切向力的变化之间是成反比的。在一大约为 90 度的相角下，侧翼密封力的变化可以被降低。图 87 示出了扭矩与曲轴角之间的计算值。

为了更好地理解固定涡旋至曲轴中心的偏移对扭矩变化的作用，图 88 示出了几个偏移值与相角之间的正负峰值变化。本领域的技术人员可以根据图 88 确定一给定的偏移值下的相角的变化，从而可以使曲轴扭矩变化平缓。而后，从图 86 中可以得到使侧翼密封力变化最小化的特定的相角。

以上的描述已经证实，对于摆杆，固定涡旋至曲轴中心的偏移的影响比滑块更复杂。已经示出，对于侧翼密封力，离心力与径向屈服角相比具有相反的作用。适当地选择固定涡旋偏移量将降低扭矩变化，同时降低侧翼接触力的变化。这意味着最大侧翼密封力被降低了，而最小侧翼密封力仍然满足密封的要求。最大密封力的降低意味着磨擦载荷的减小，因而可以得到效率更高而且噪音更低的涡旋压缩机。

虽然以上以一些实施例的方式描述了本发明，但本发明在其公开的宗旨和范围内还可以进一步修改。因此，本申请包括所有采用本发明原理的变化形式、使用或修改。

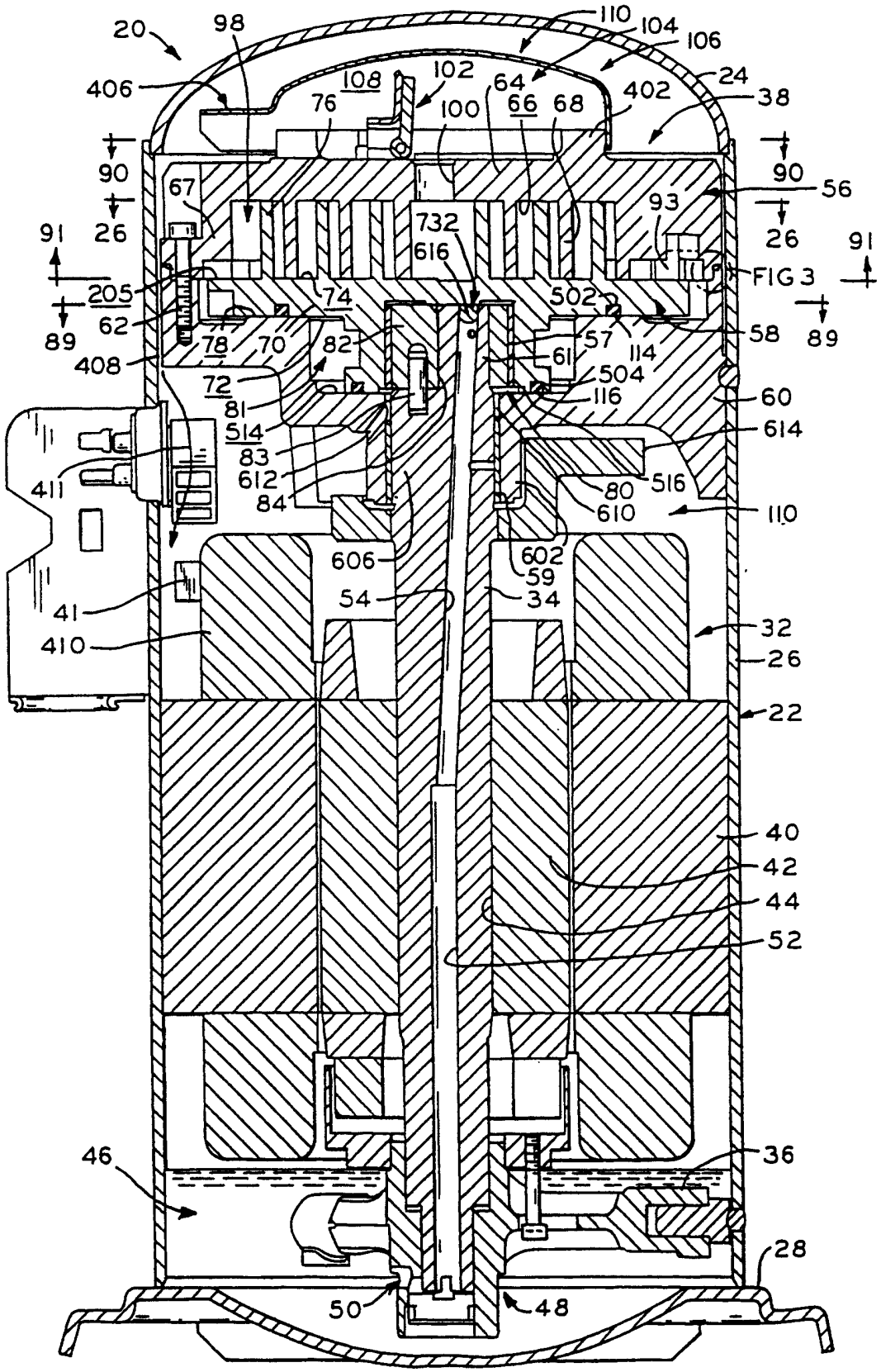

20
98
110
104
106
406
108
102
64
24
76
100
66
68
402
38
90
67
90
56
93
91
26
732
26
91
616
FIG 3
205
74
502
62
57
58
89
78
70
82
61
114
89
408
504
72
116
60
81
514
614
83
612
516
411
80
84
610
110
606
602
59
54
34
41
32
410
26
22
40
42
44
52
46
36
28
50
48

图 1

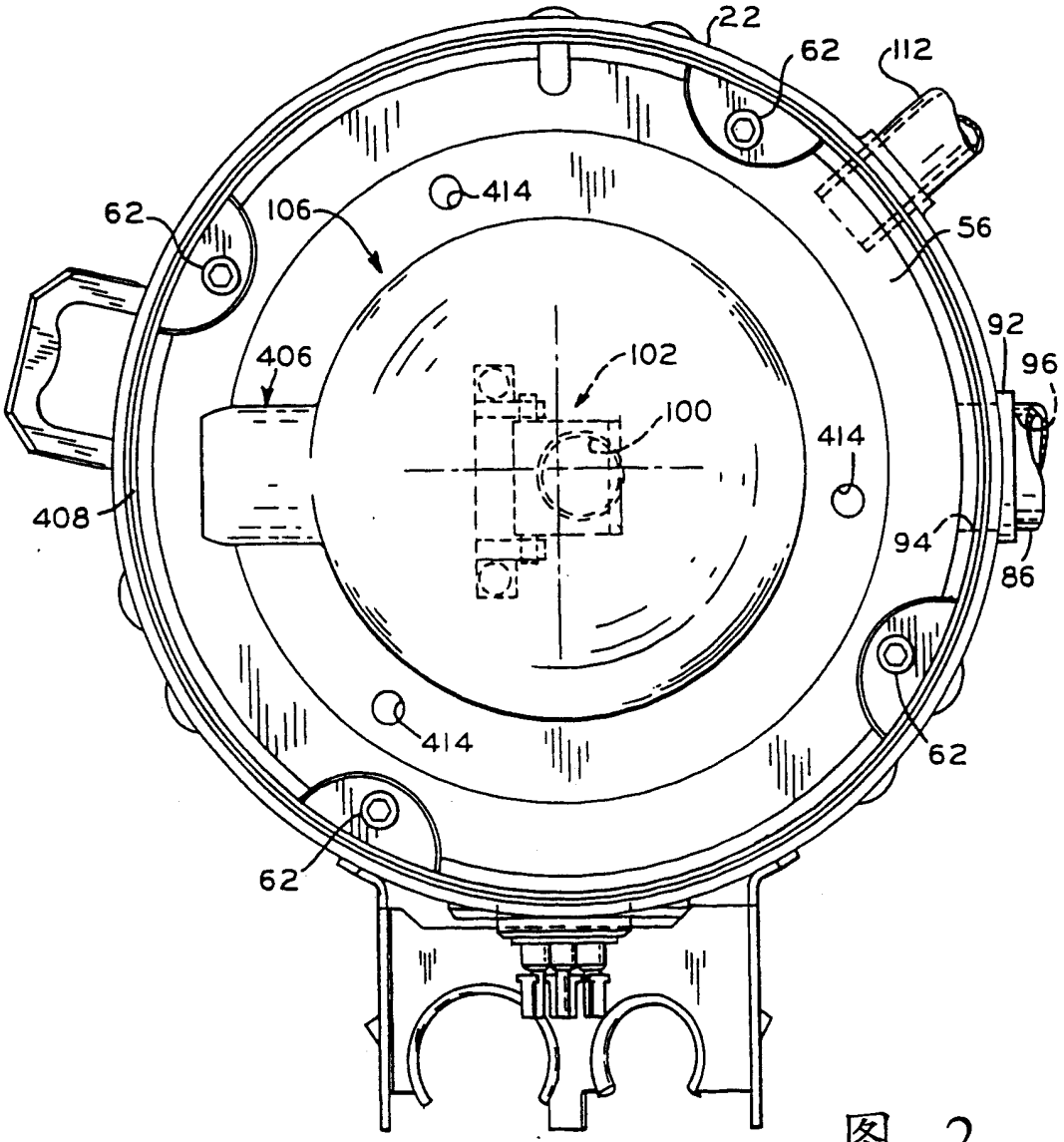

22
62
112
414
62
106
56
92
406
102
96
100
414
408
94
86
414
62
62

图 2

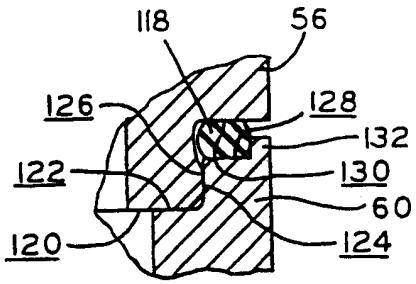

118
56
126
128
132
122
130
60
120
124

图 3

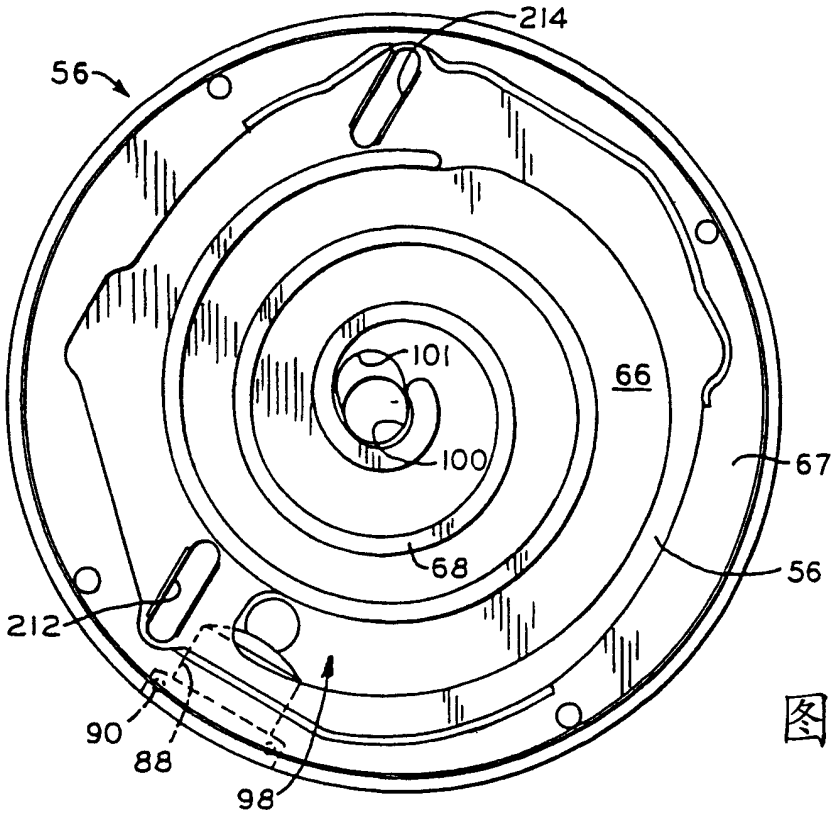

214
56
101
66
100
67
68
56
212
90
88
98

图 4

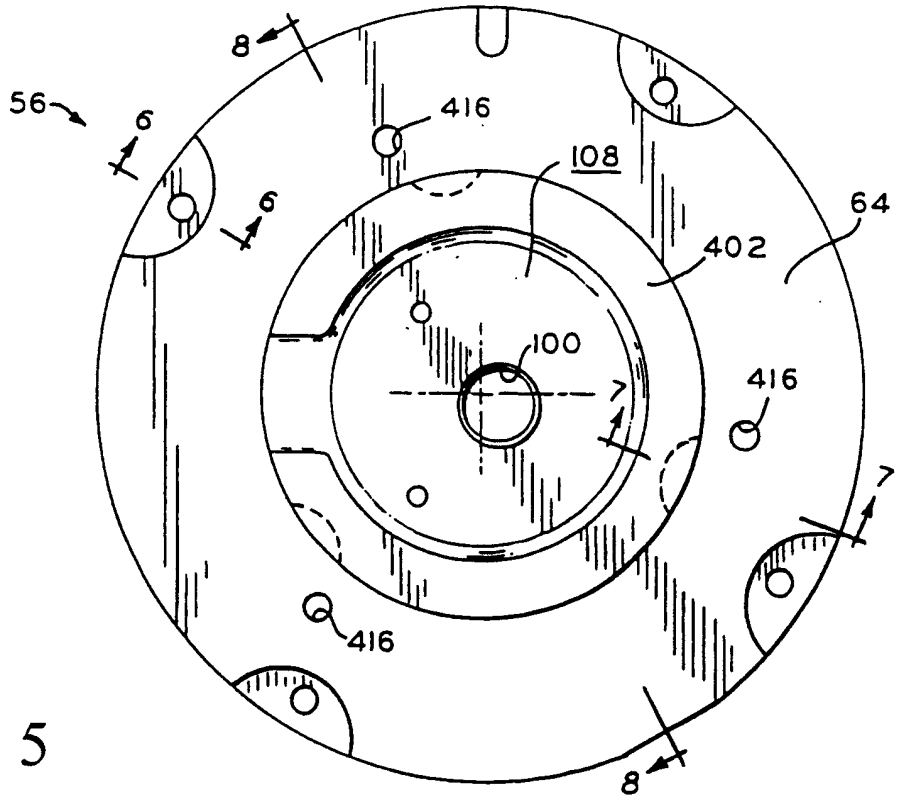

8
56
6
416
108
6
64
402
100
7
416
7
416
8

图 5

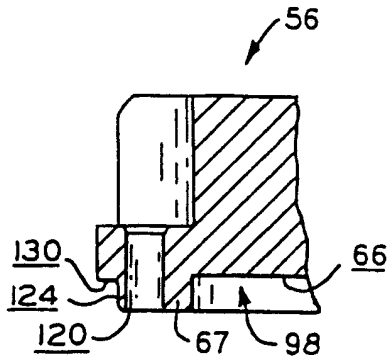

56
130
124
120
67
98
66

图 6

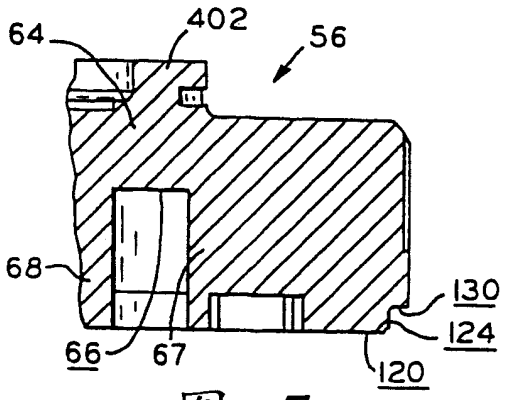

64
402
56
68
66
67
130
124
120

图 7

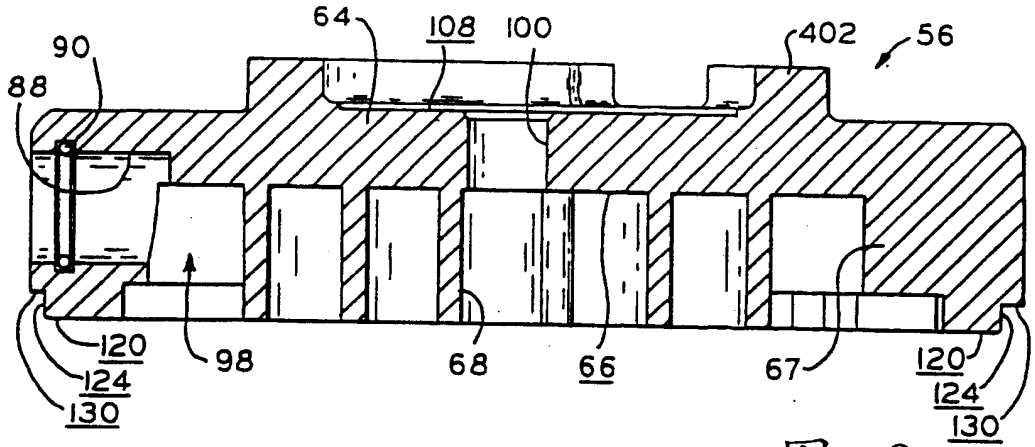

64
108
100
402
56
90
88
120
124
130
98
68
66
67
120
124
130

图 8

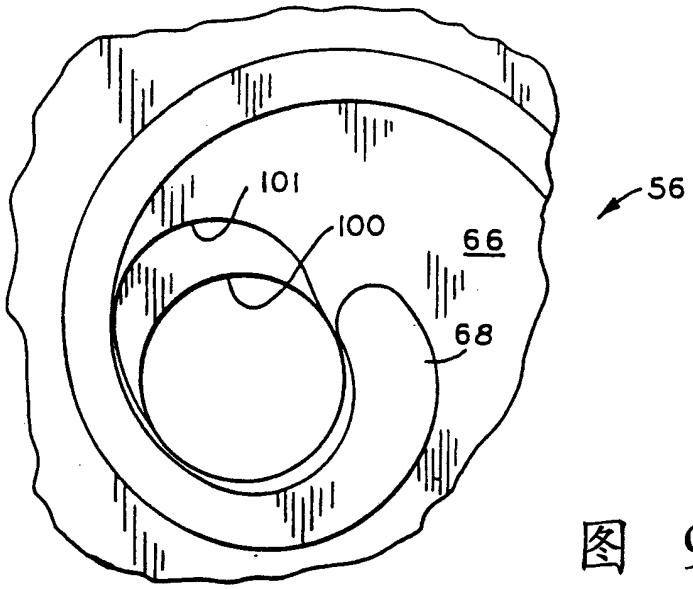

101
100
66
68
56

图 9

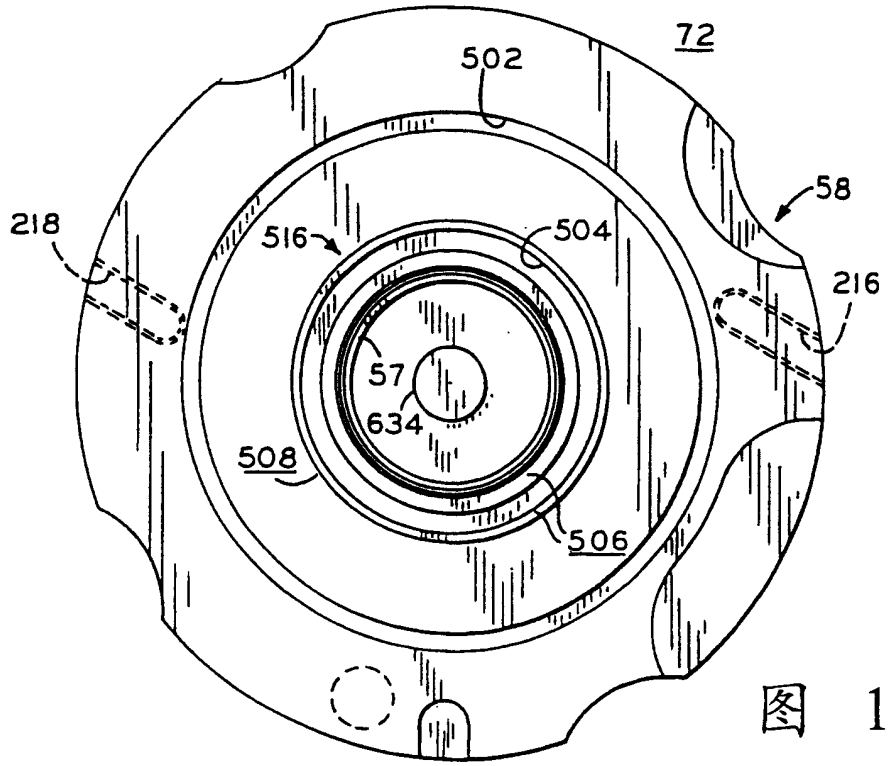

72
502
58
218
516
504
216
57
634
508
506

图 10

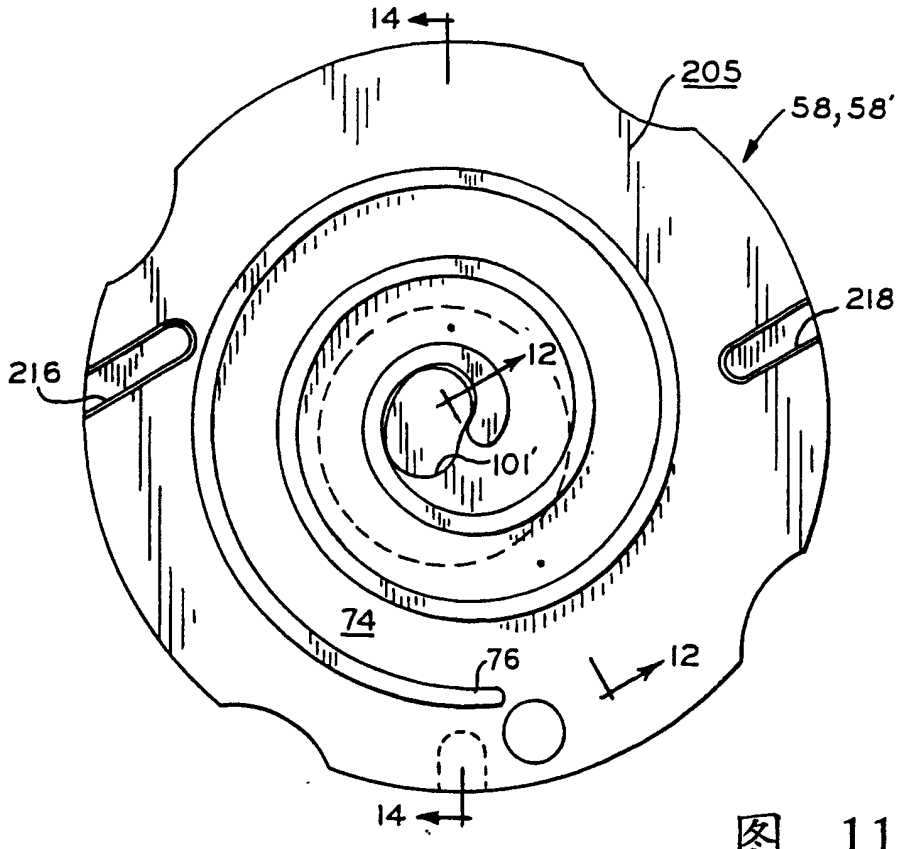

14
205
58,58'
218
216
12
101'
74
76
12
14

图 11

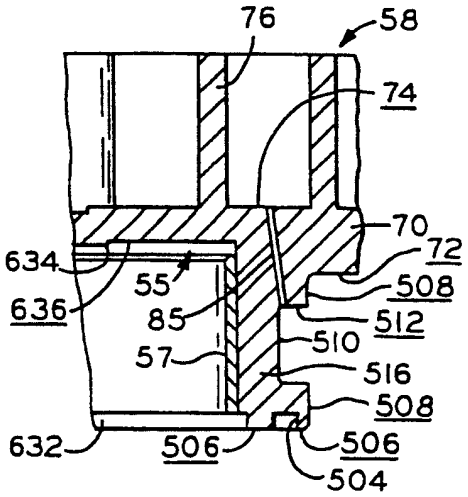


图 12

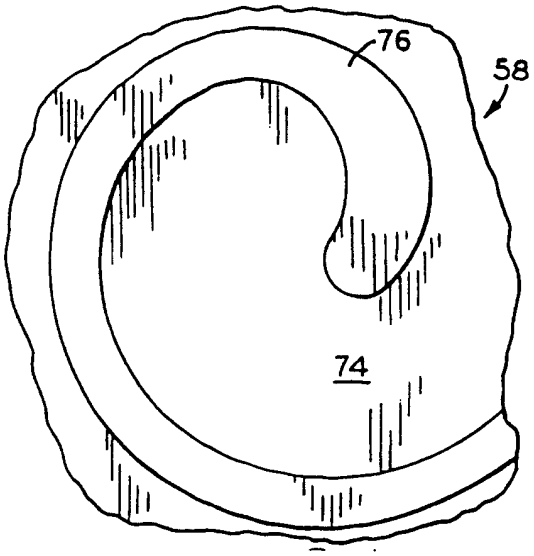


图 13

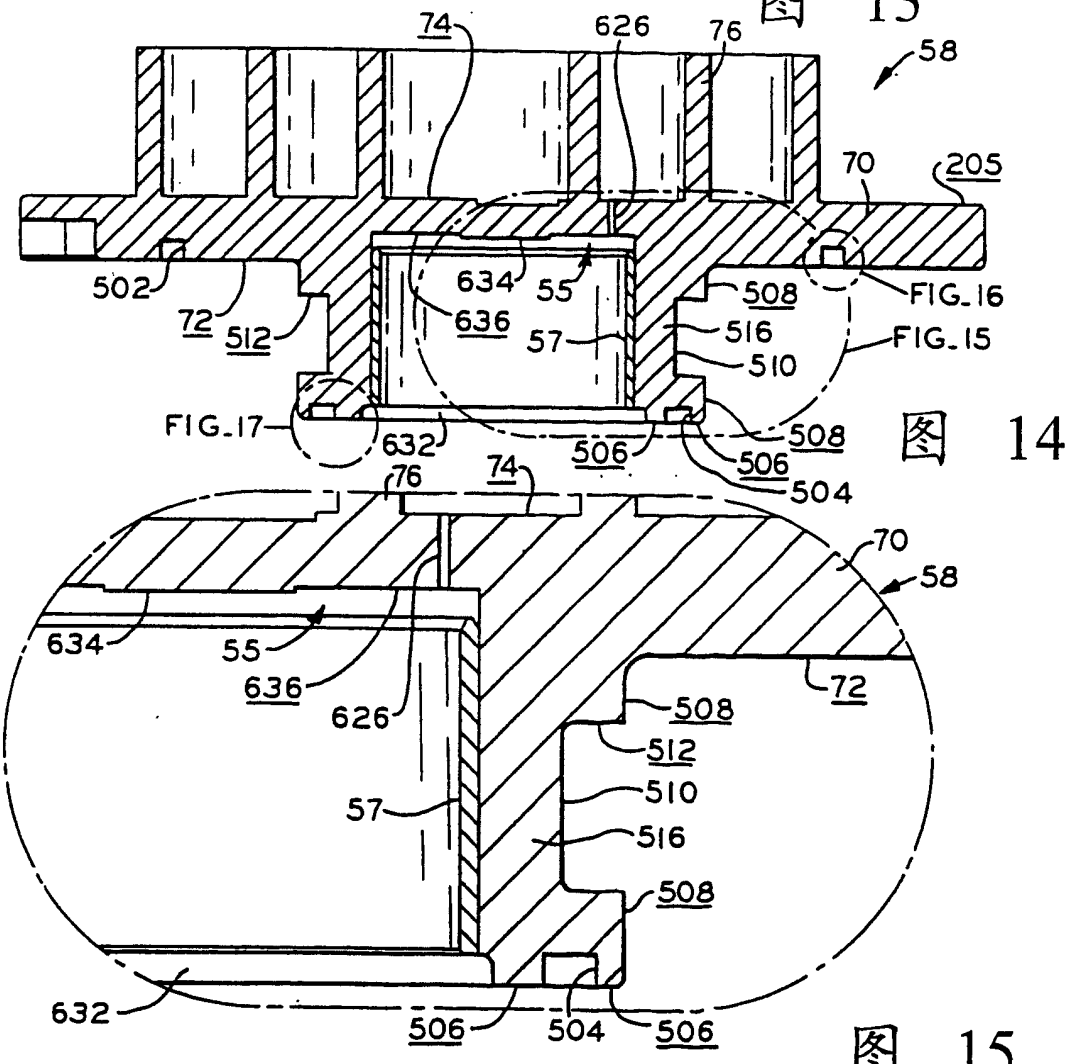


图 14

图 15

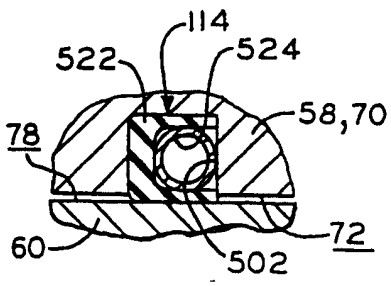


图 16

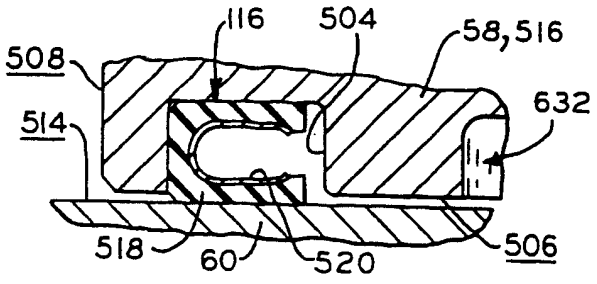


图 17

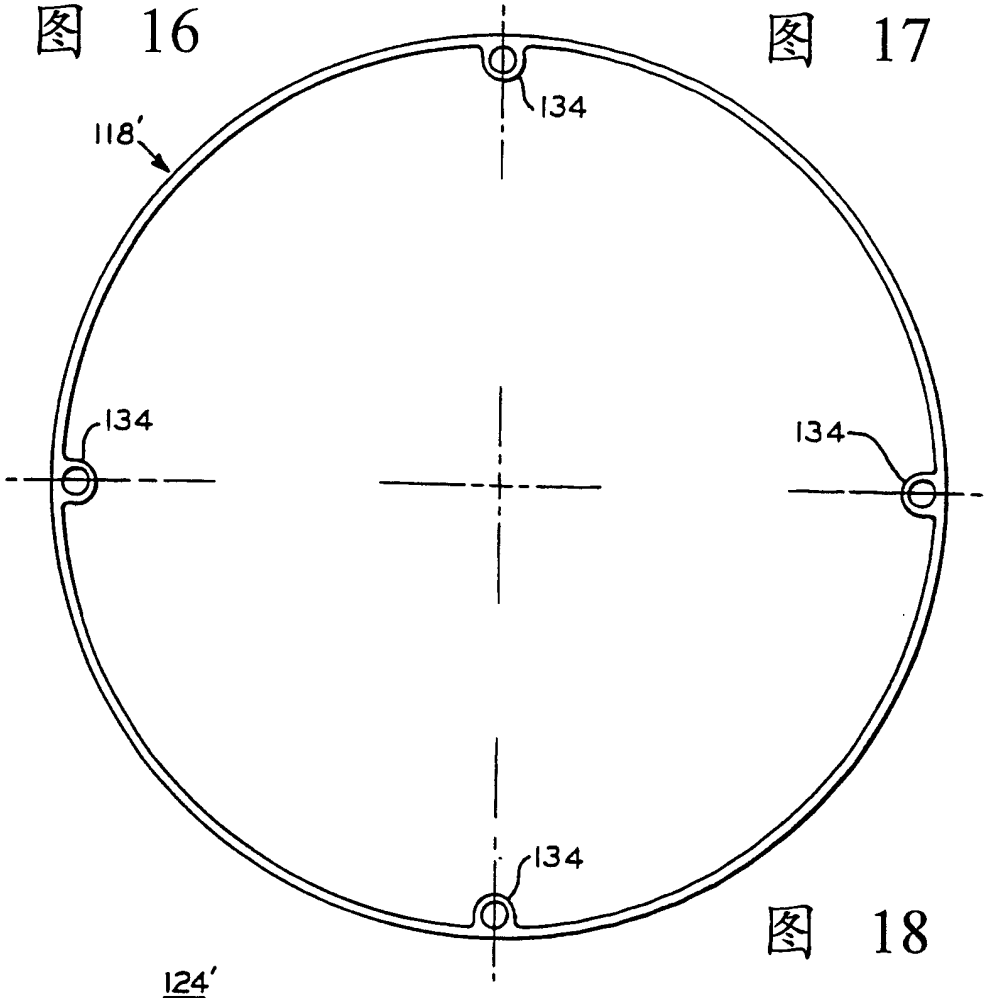


图 18

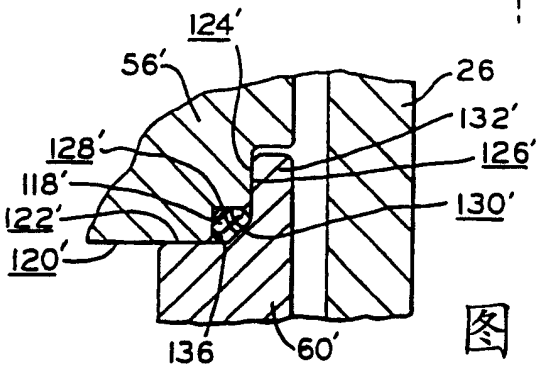


图 19

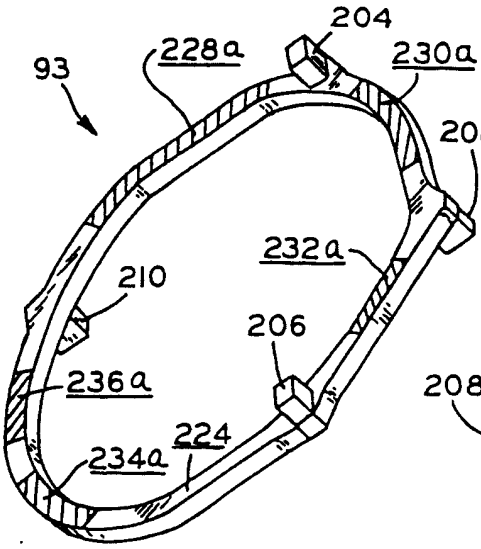

204
228a
230a
93
208
232a
210
206
236a
224
234a

图 20

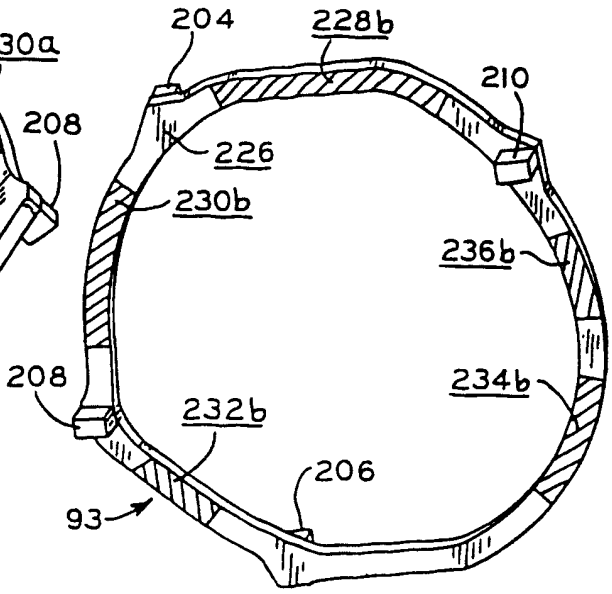

204
228b
210
226
230b
236b
208
234b
232b
206
93

图 21

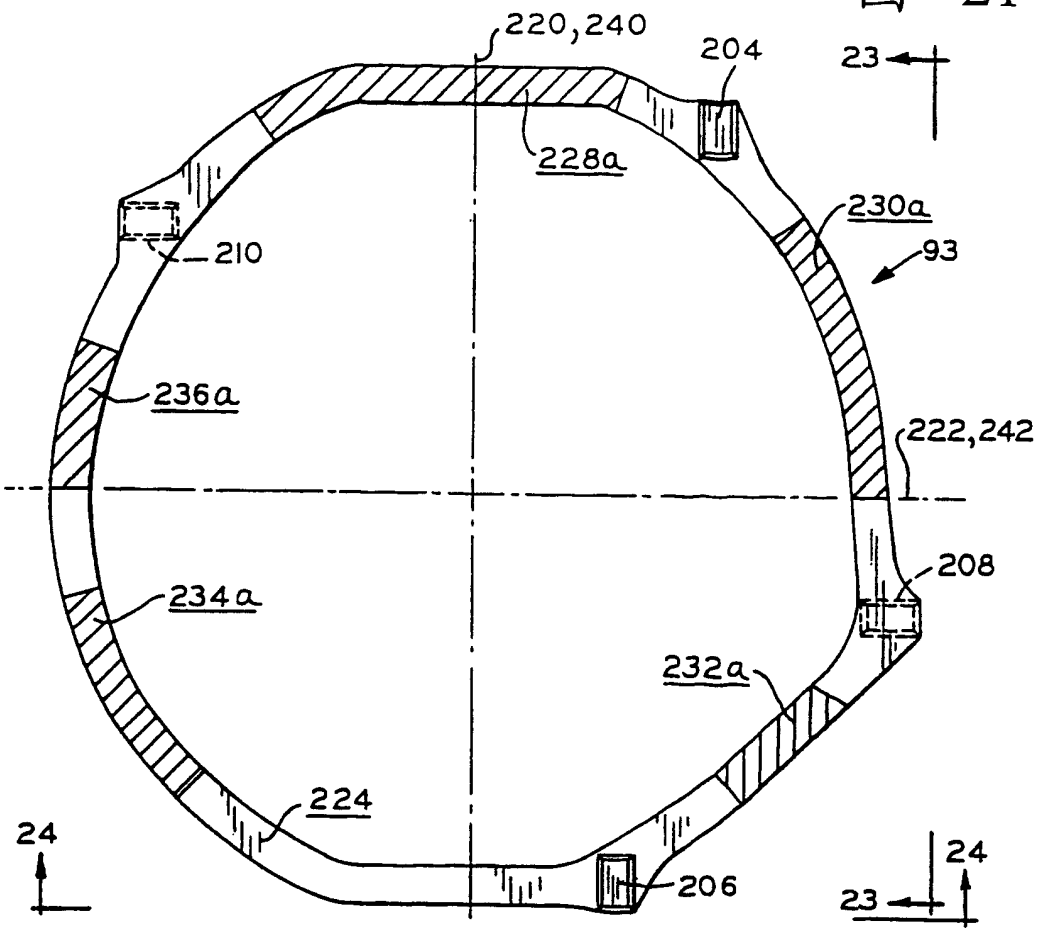

220,240
204
23
228a
230a
210
93
236a
222,242
208
234a
232a
224
24
206
24
23

图 22

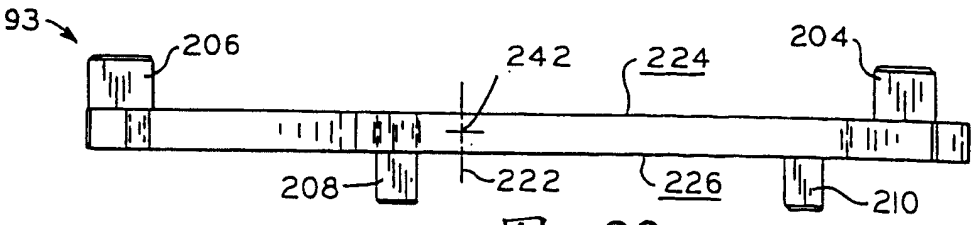

93
206
242
224
204
208
222
226
210

图 23

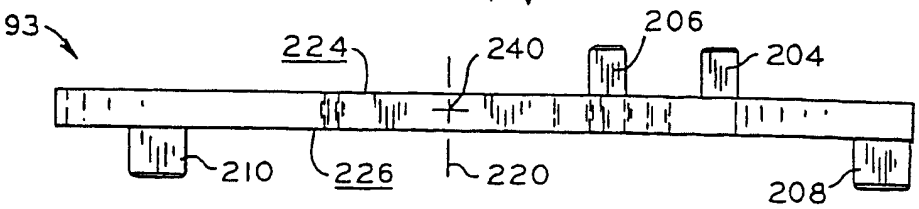

93
224
240
206
204
210
226
220
208

图 24

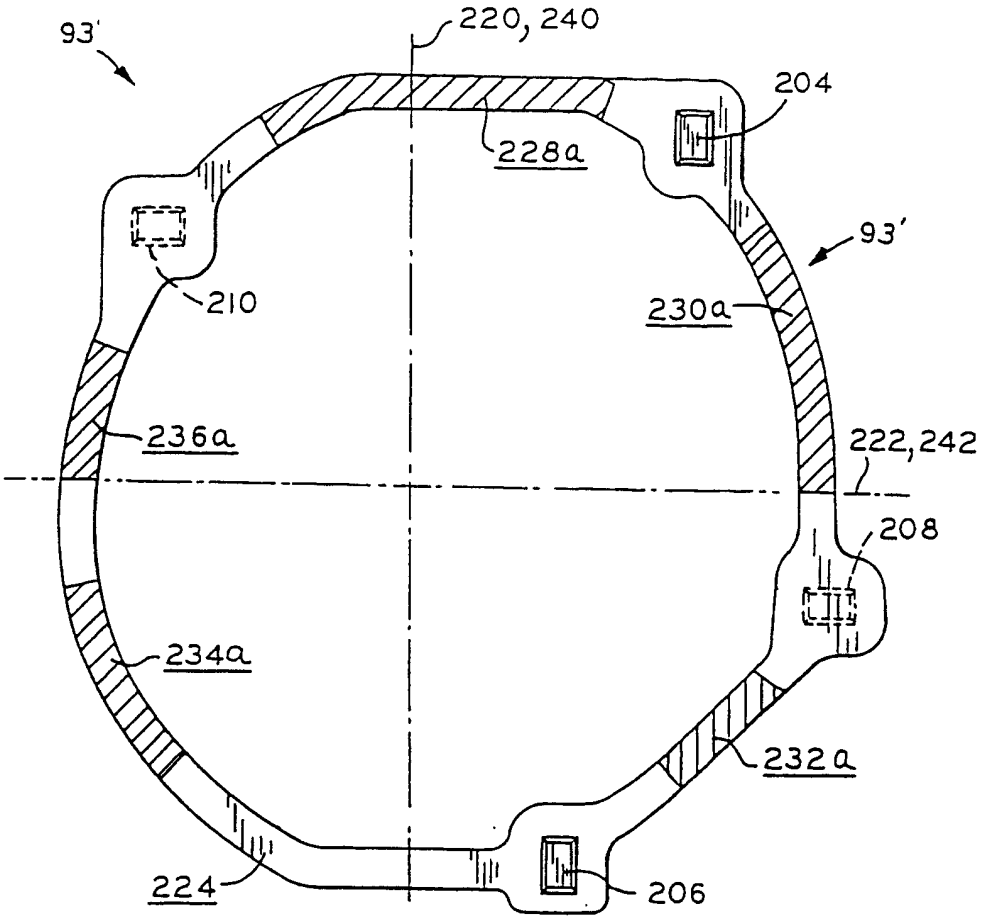

93'
220, 240
204
228a
93'
210
230a
236a
222, 242
208
234a
232a
224
206

图 25

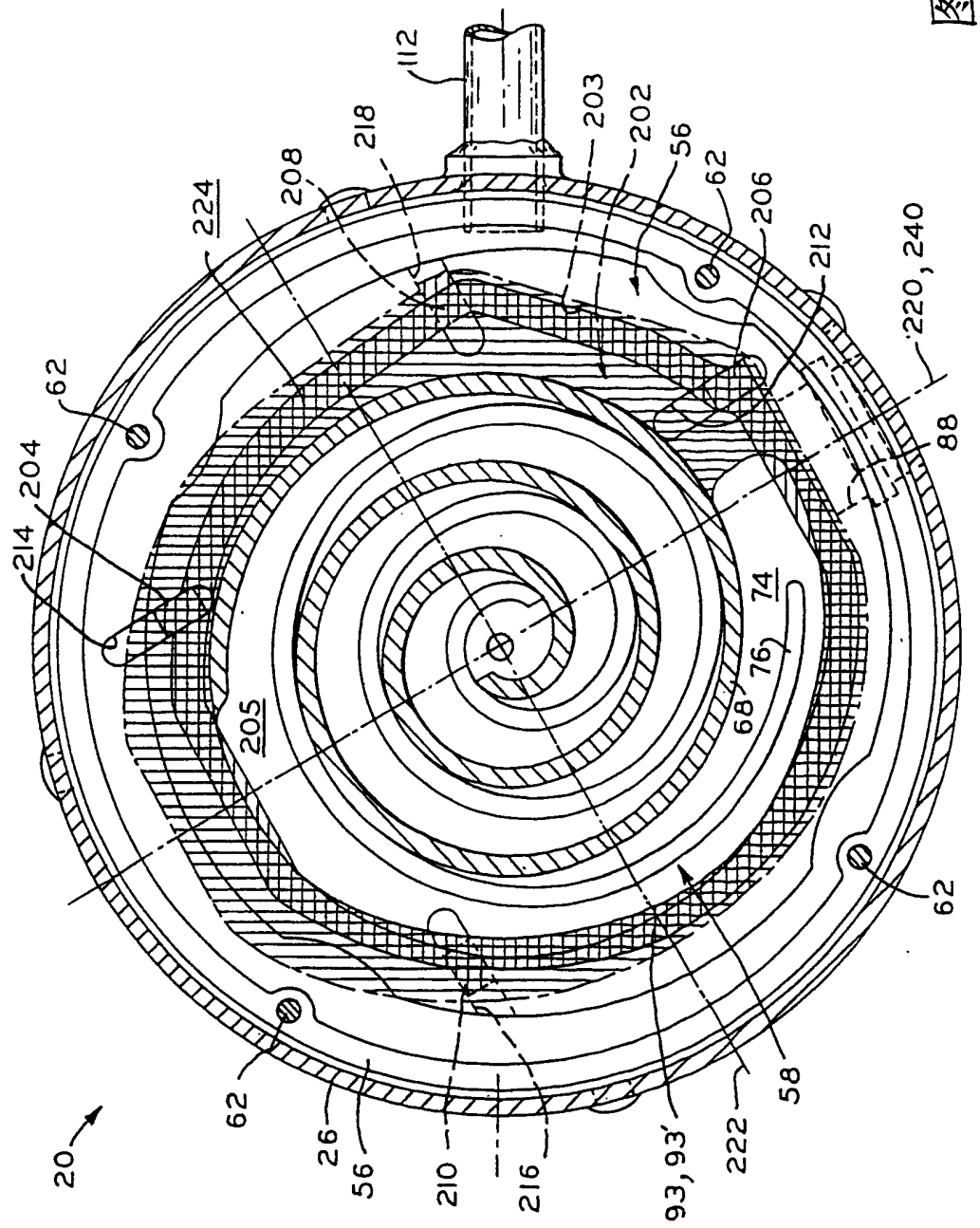

112
218
203
202
56
62
206
208
224
212
220, 240
62
88
204
214
74
76
68
205
62
62
26
56
210
216
93, 93'
222
58
20

图 26

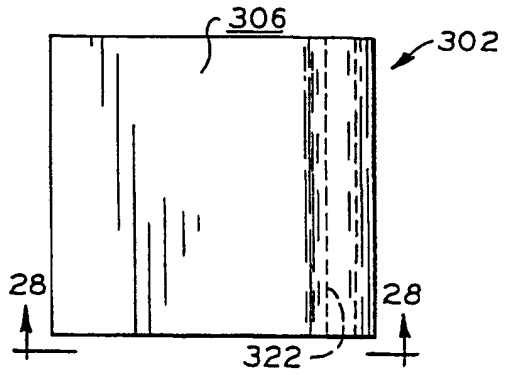


图 27

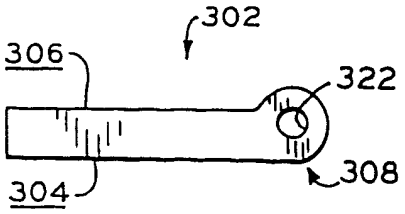


图 28

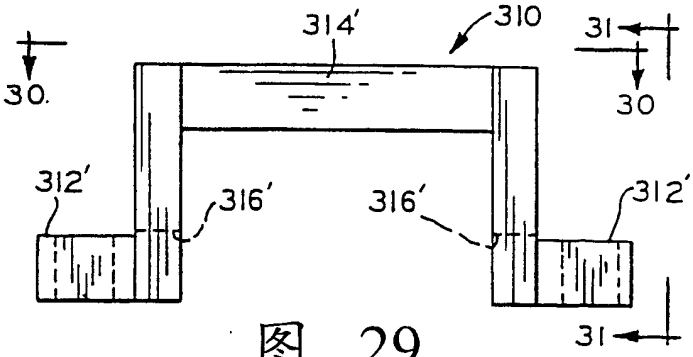


图 29

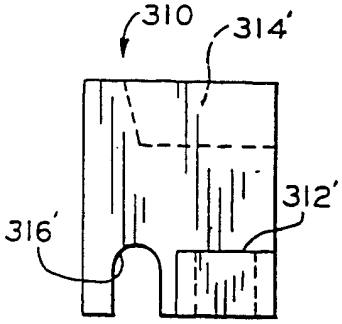


图 31

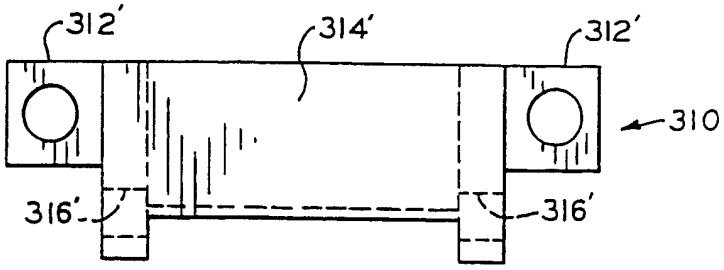


图 30

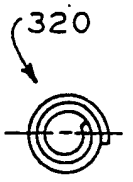


图 32

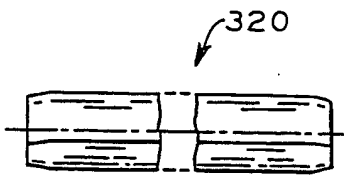


图 33

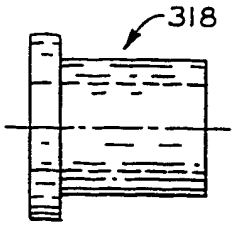


图 34

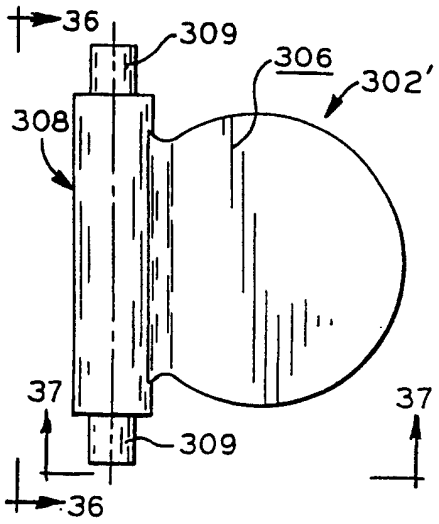


图 35

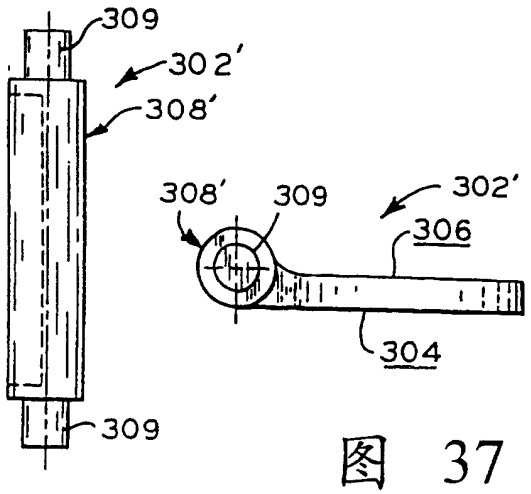


图 36

图 37

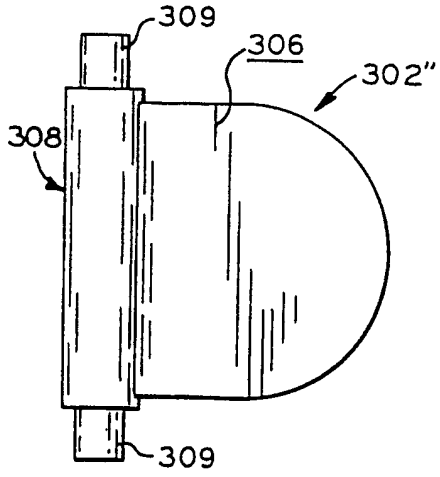


图 38

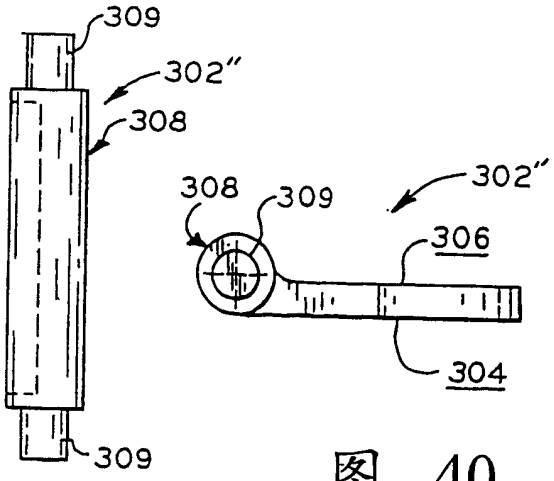


图 39

图 40

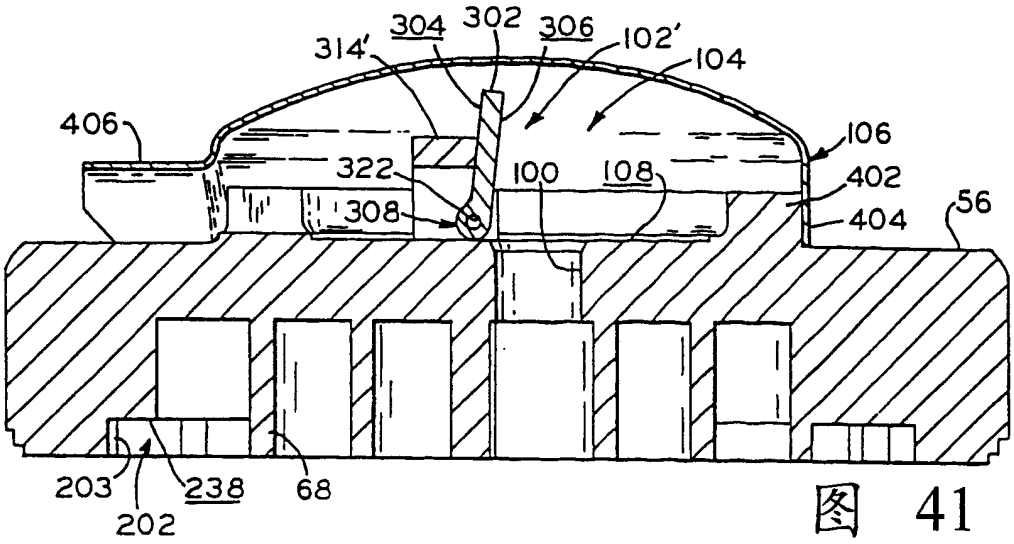


图 41

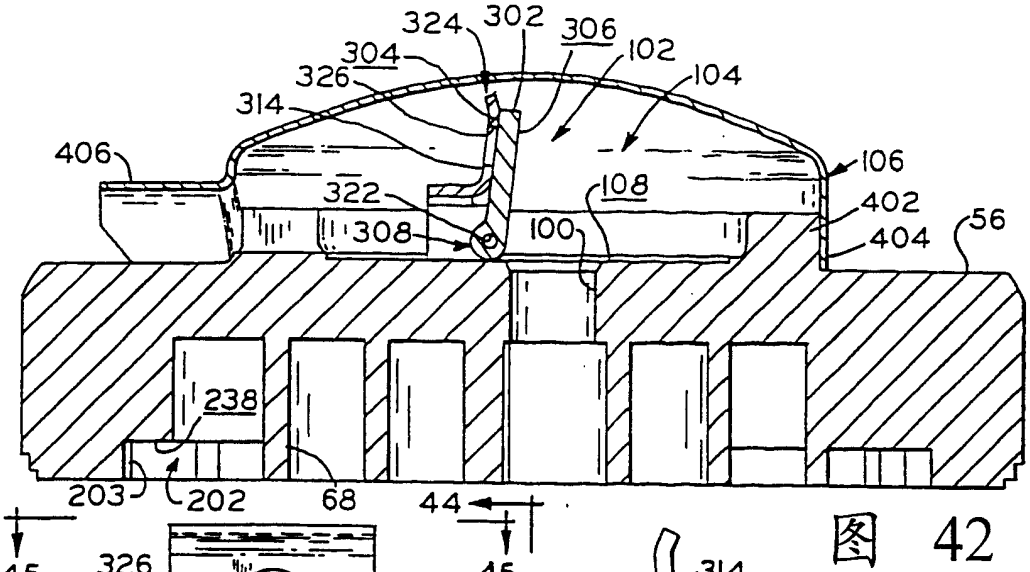


图 42

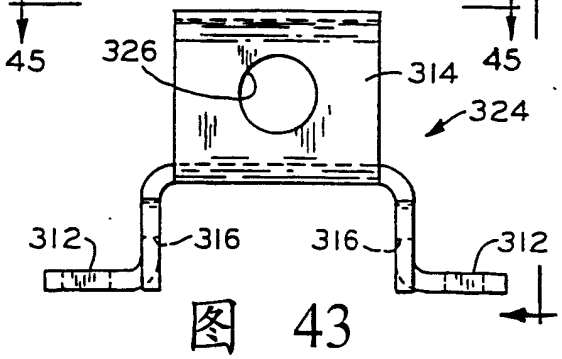


图 43

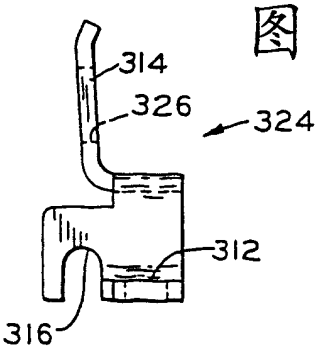


图 44

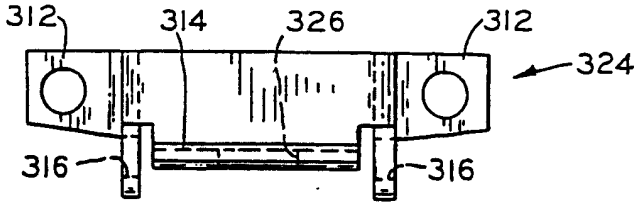


图 45

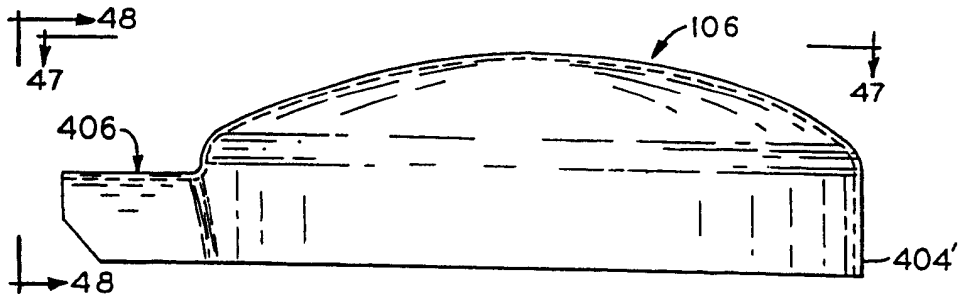


图 46

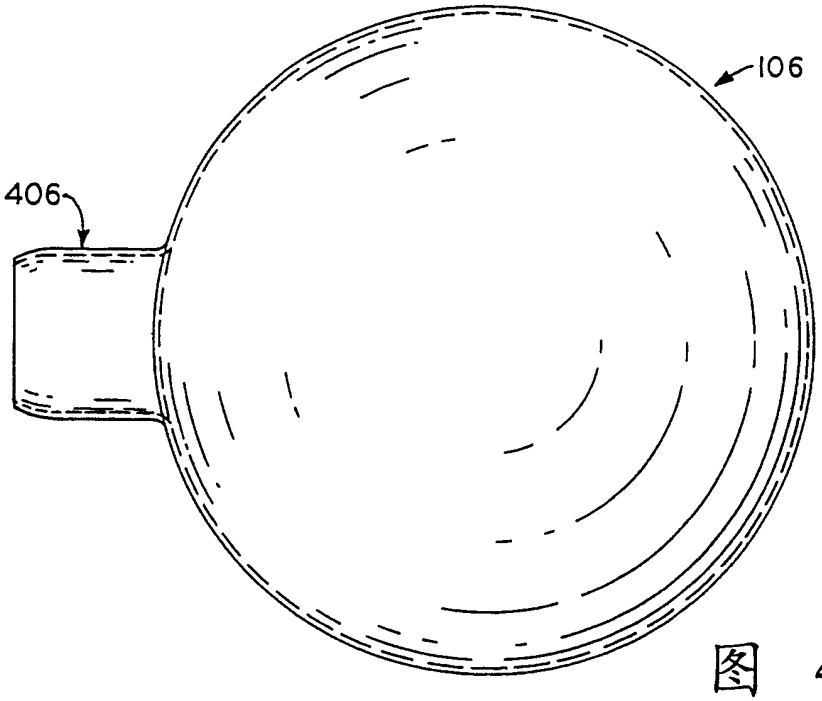


图 47

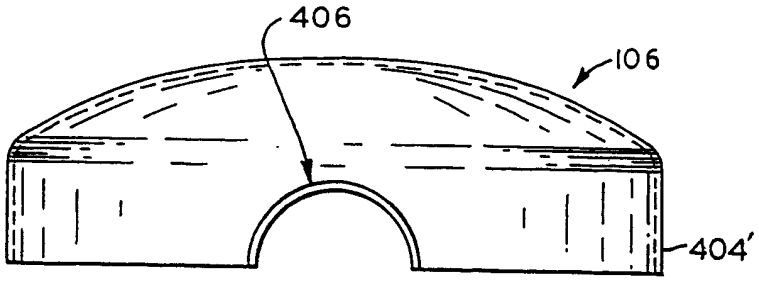


图 48

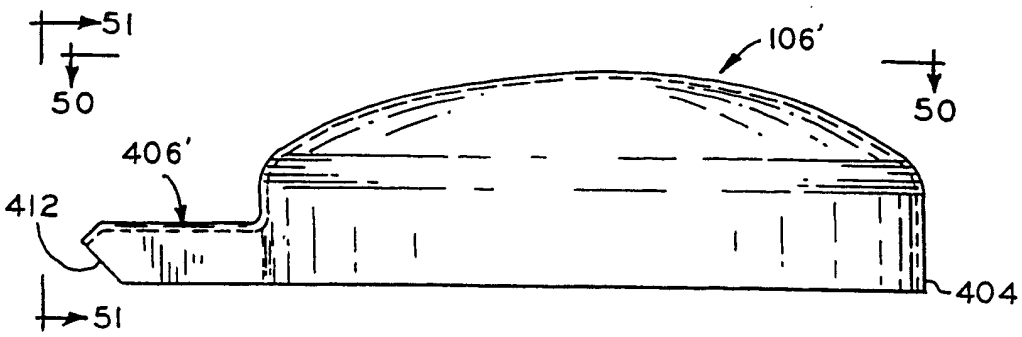


图 49

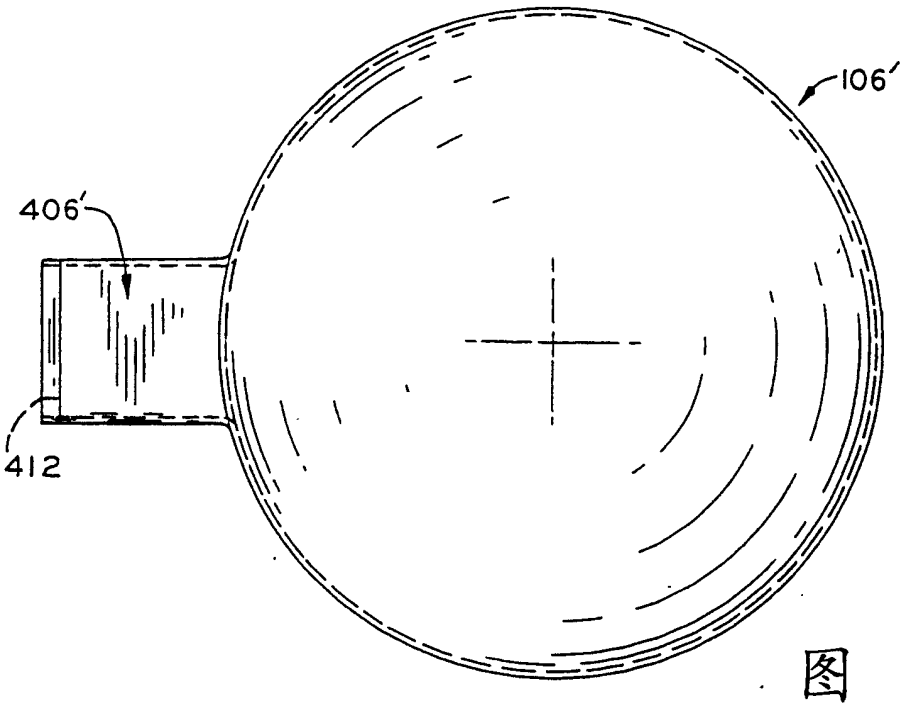


图 50

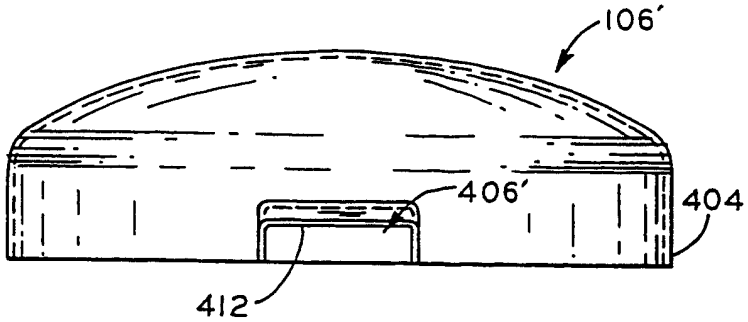


图 51

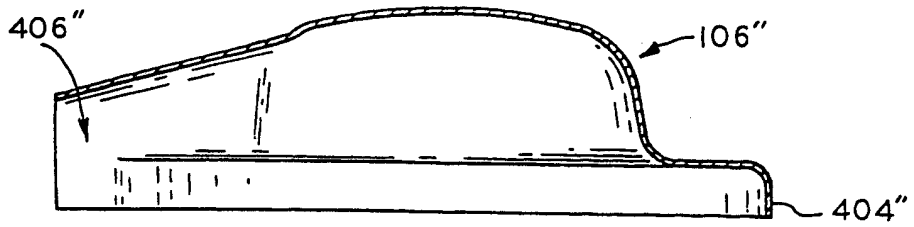


图 52

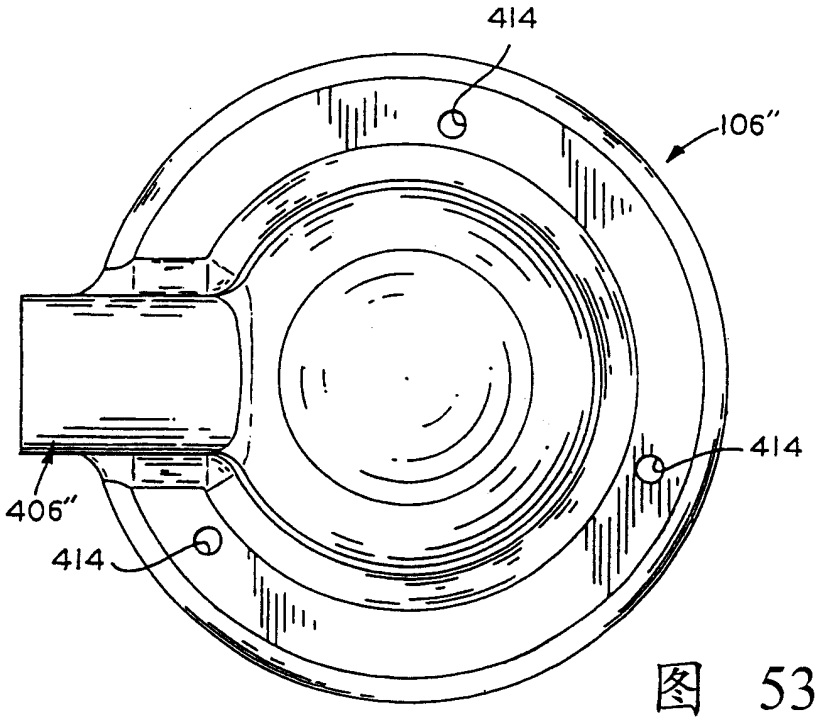


图 53

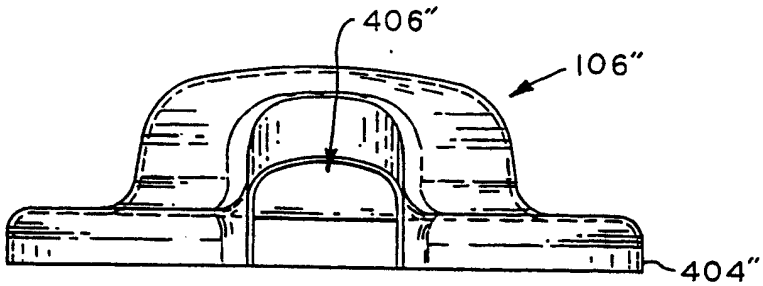


图 54

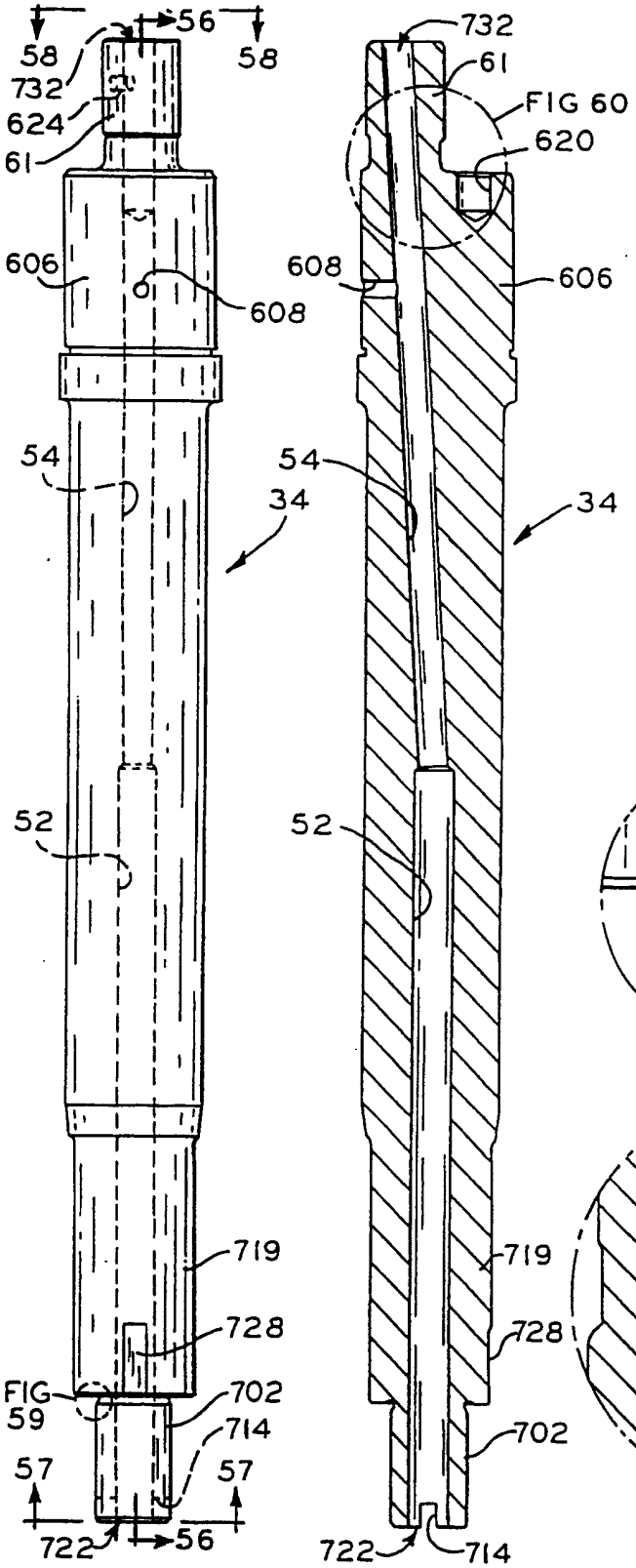


图 55

图 56

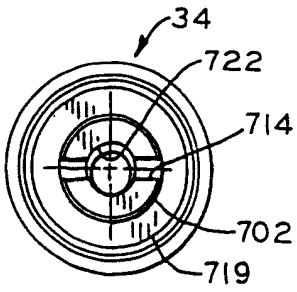


图 57

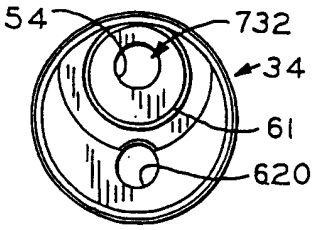


图 58

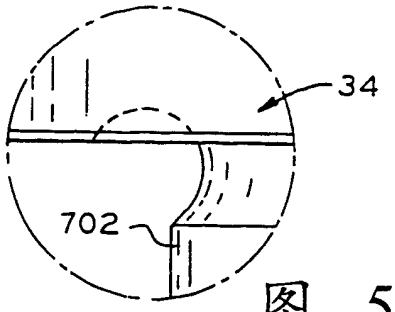


图 59

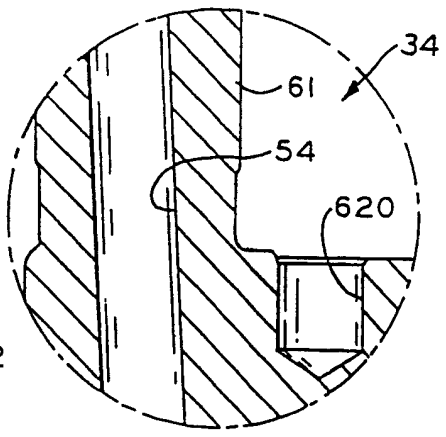


图 60

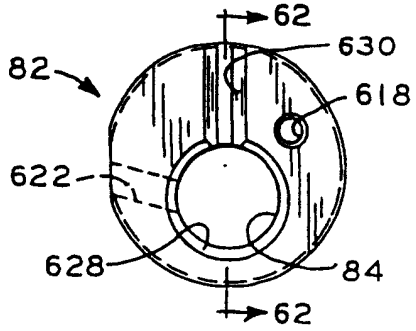


图 61A

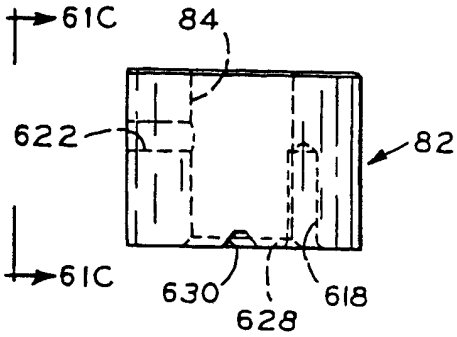


图 61B

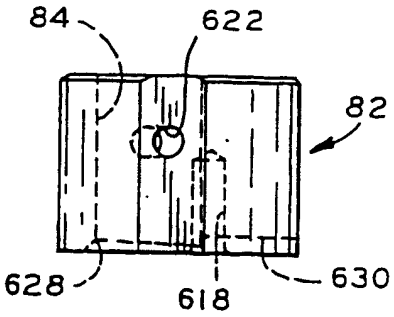


图 61C

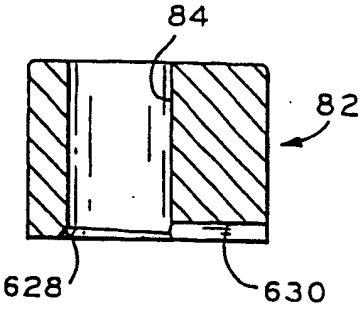


图 62

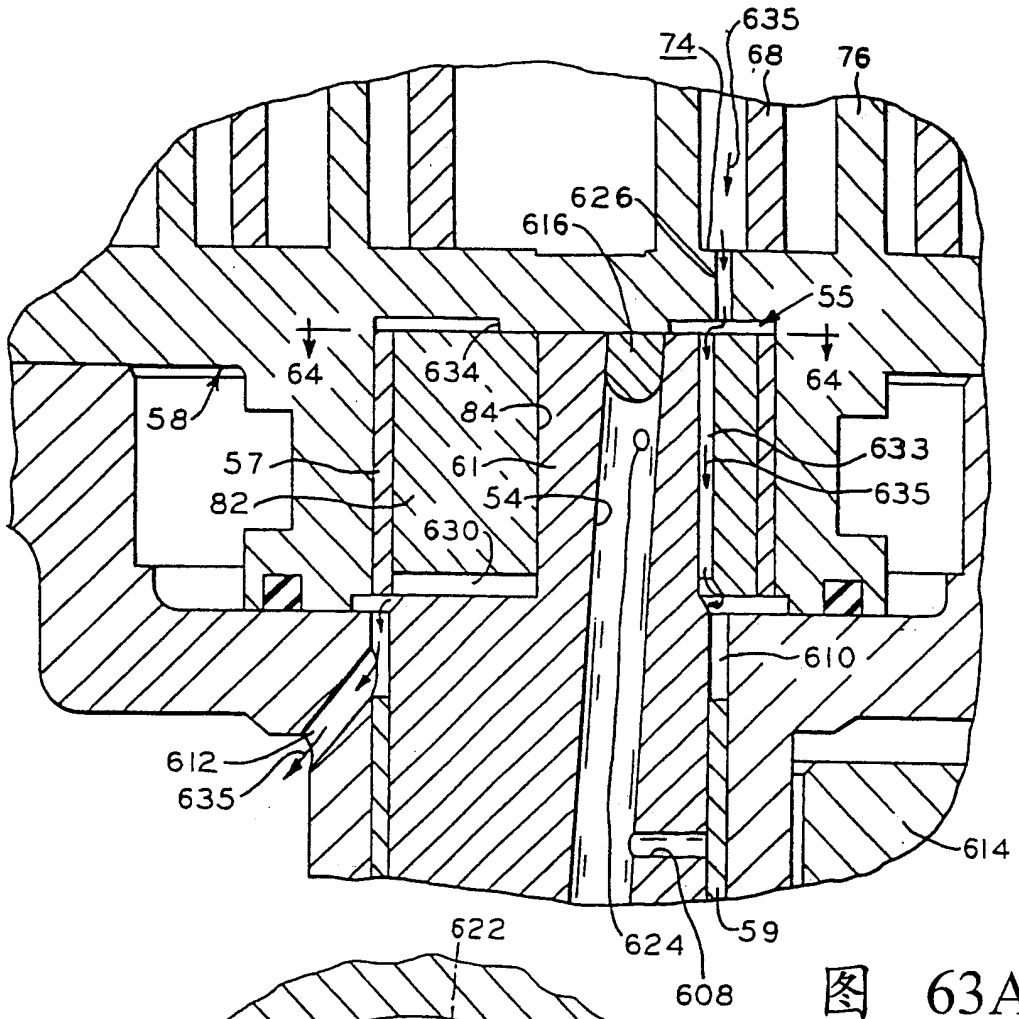

635
74
68
76
626
616
55
64
634
84
64
58
57
61
633
82
54
635
630
610
612
635
614
624
59
608
622

图 63A

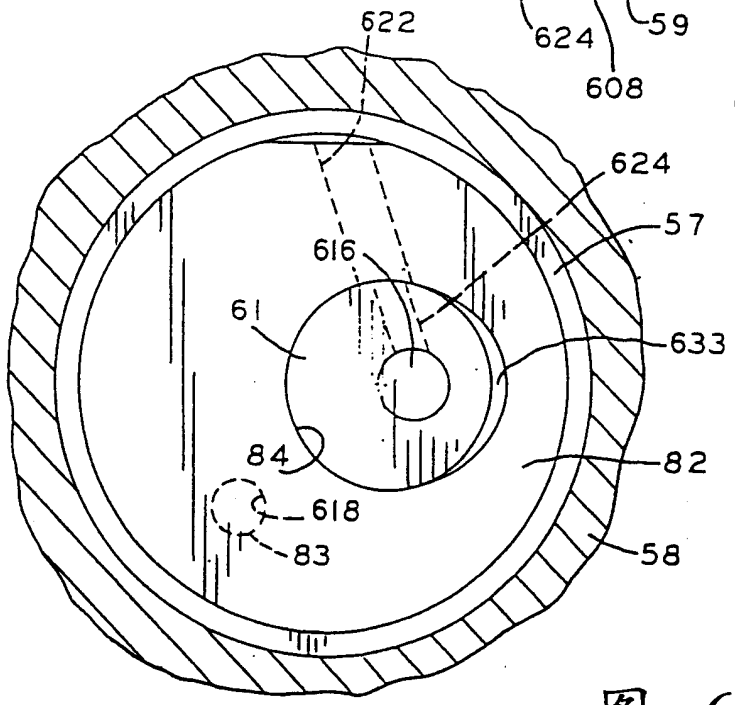

624
57
616
61
633
84
82
618
83
58

图 64

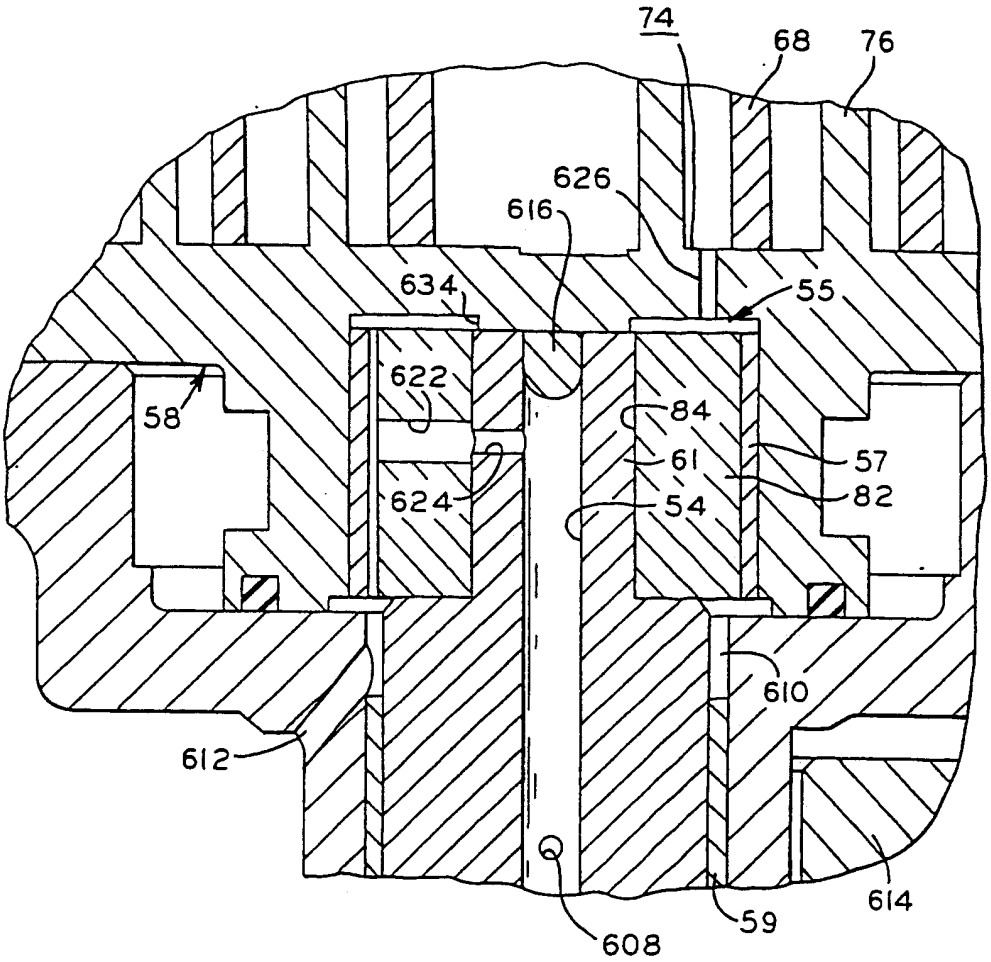


图 63B

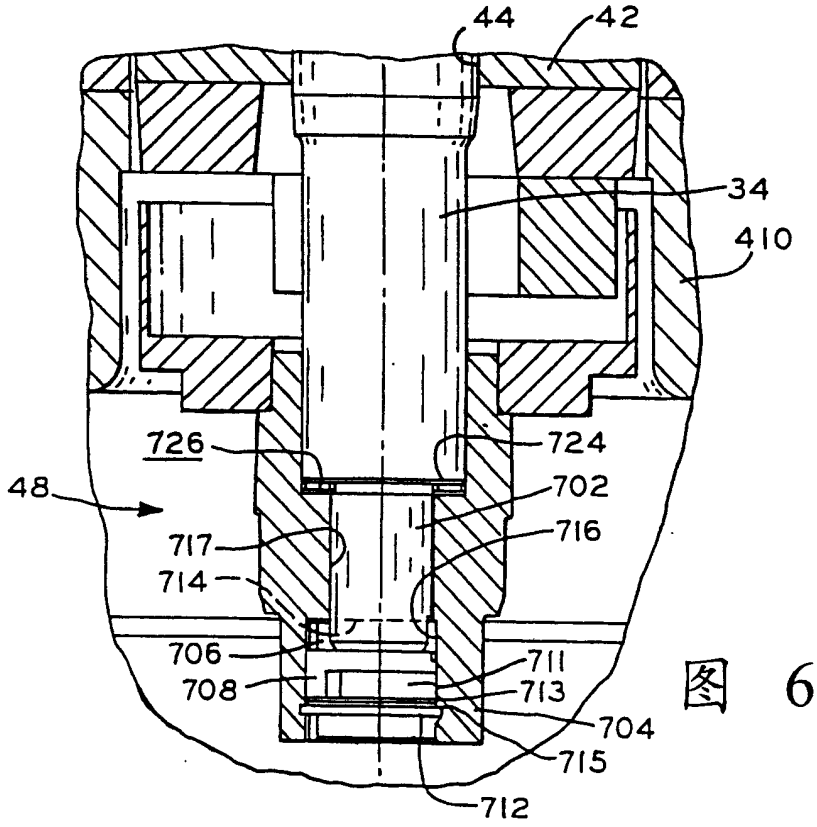

44
42
34
410
726
724
48
702
716
717
714
706
711
708
713
704
715
712

图 65

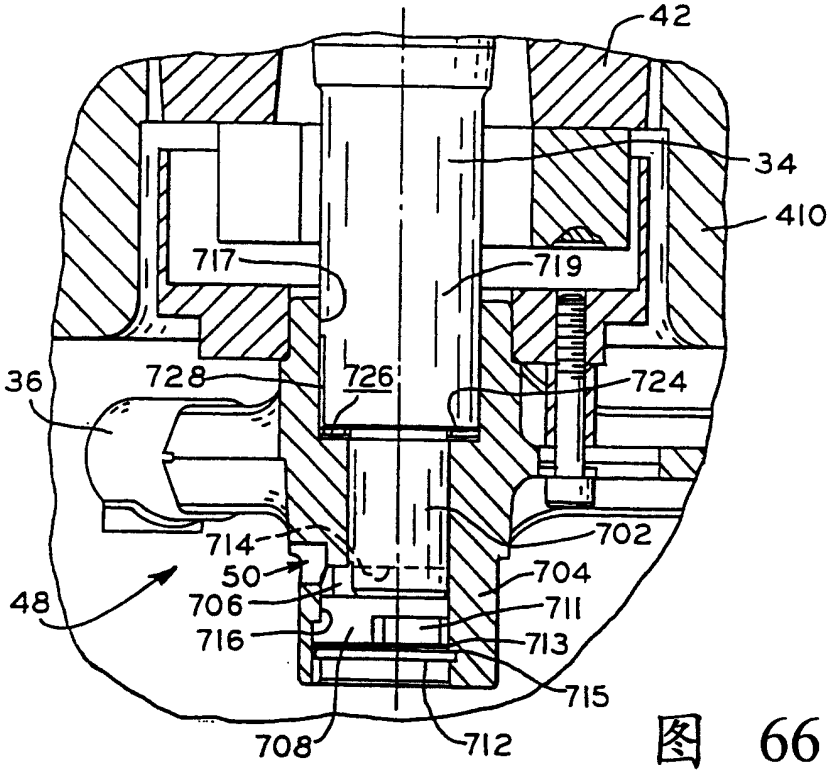

42
34
410
717
719
36
728
726
724
714
702
50
704
48
706
711
716
713
715
708
712

图 66

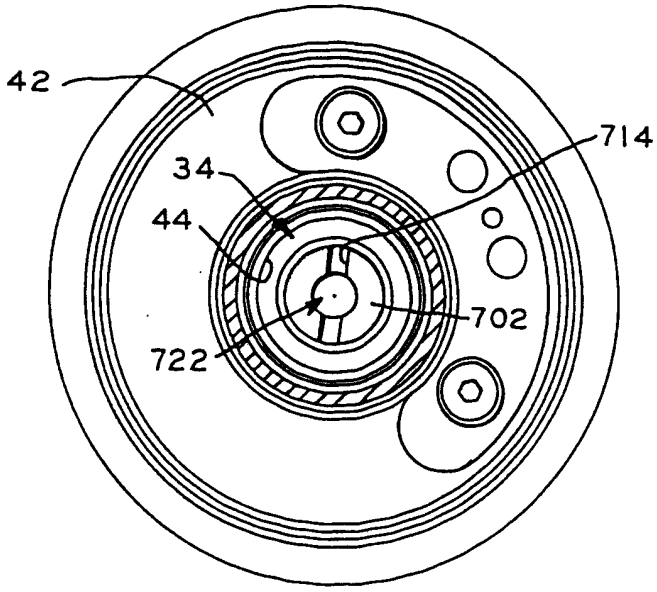


图 67

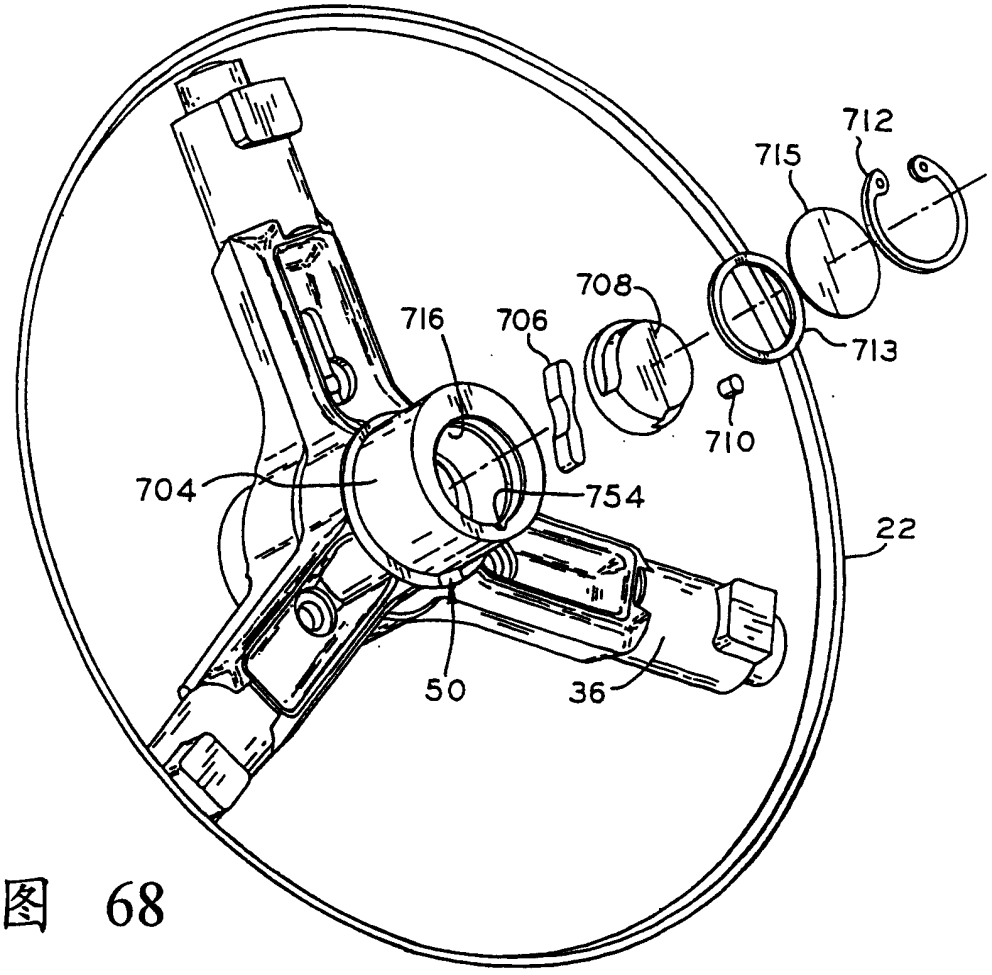


图 68

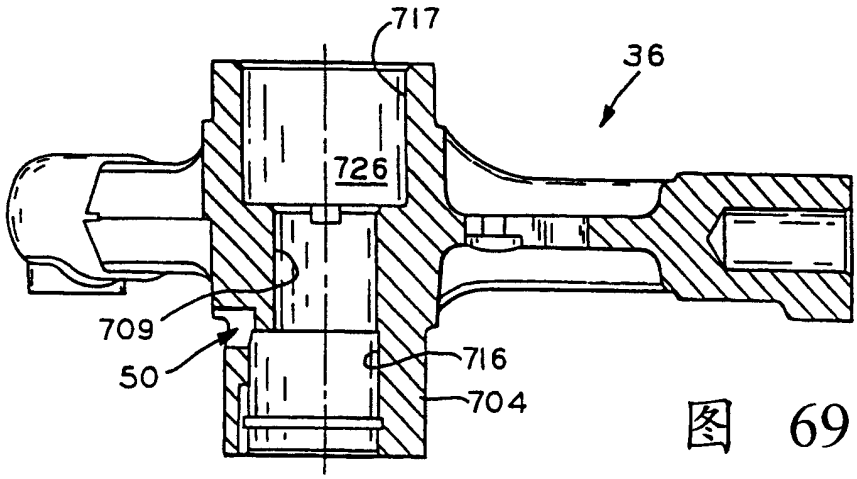


图 69

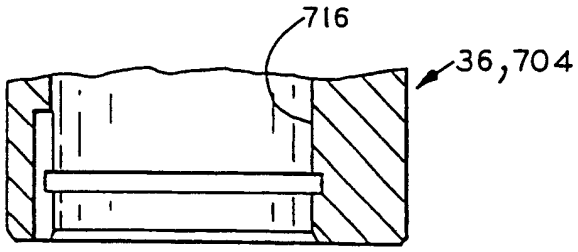


图 70

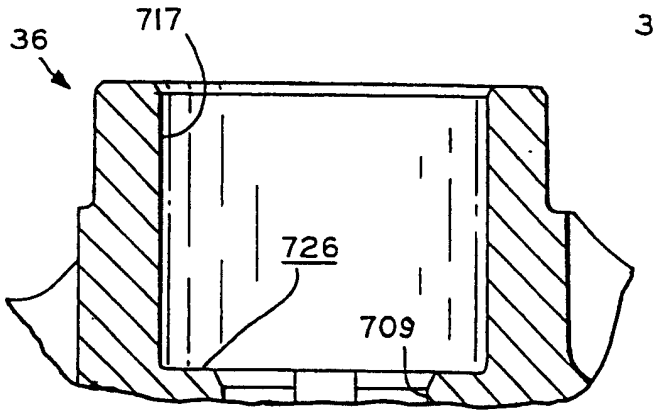


图 71

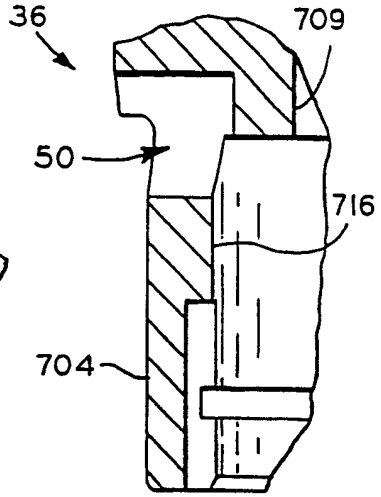


图 72

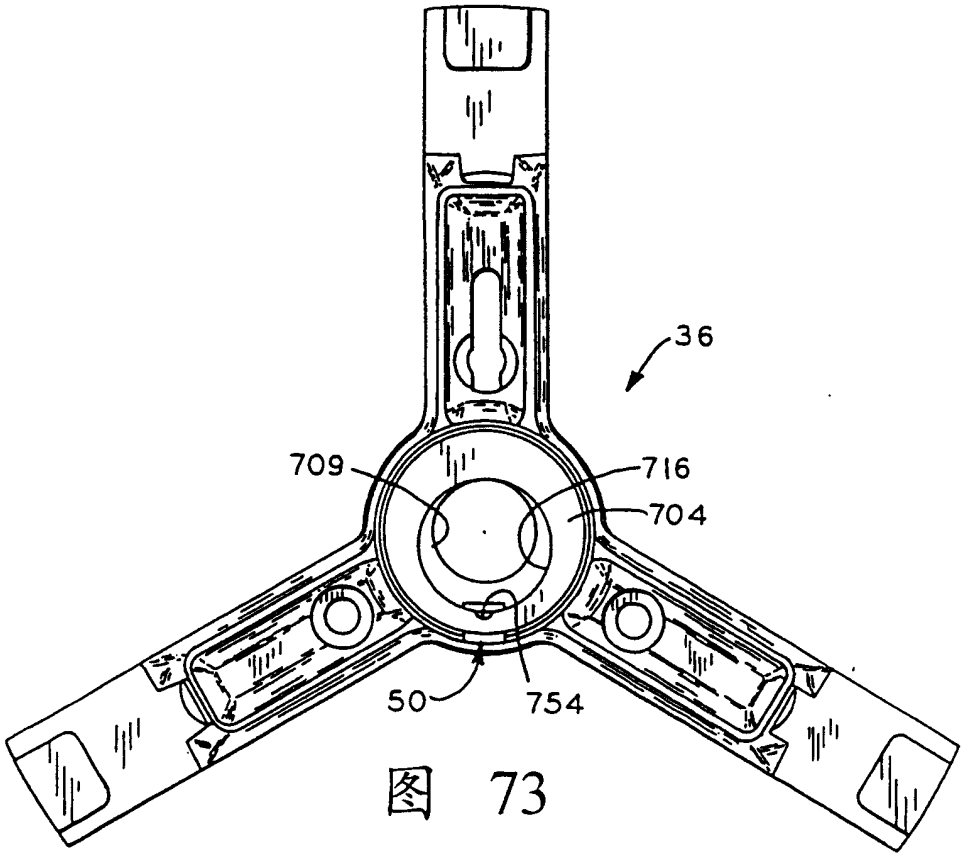


图 73

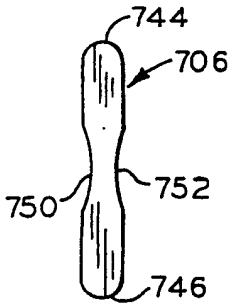


图 74

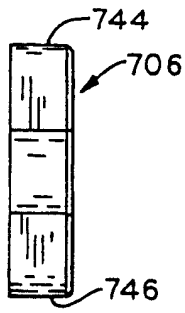


图 75

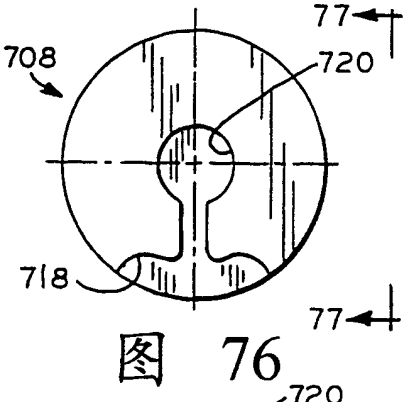


图 76

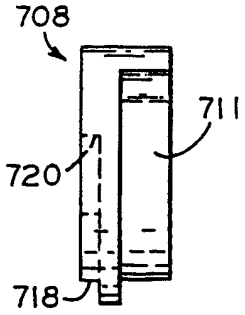


图 77

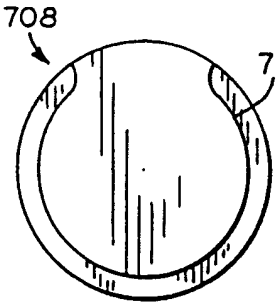


图 78

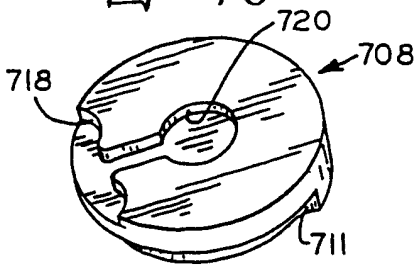


图 79

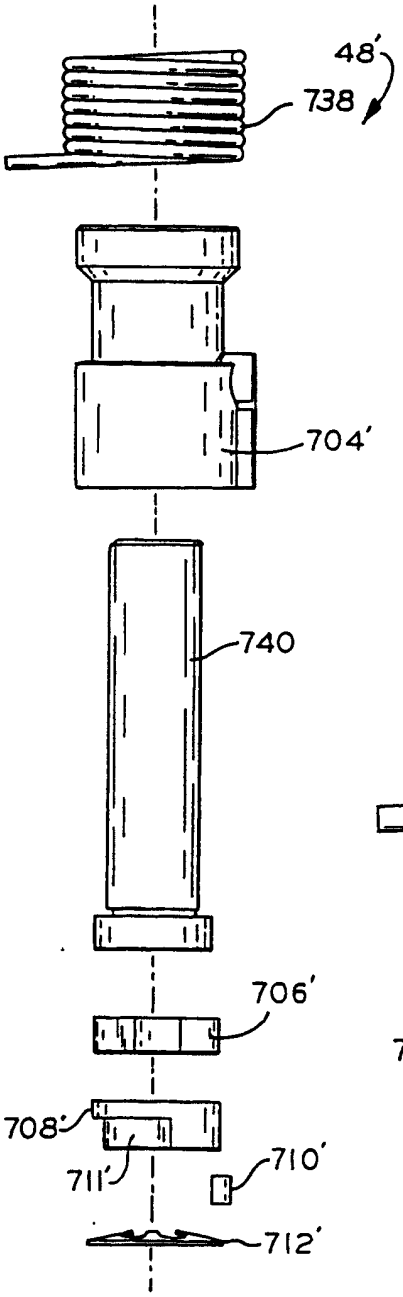

48'
738
704'
740
706'
708'
711'
710'
712'

图 80

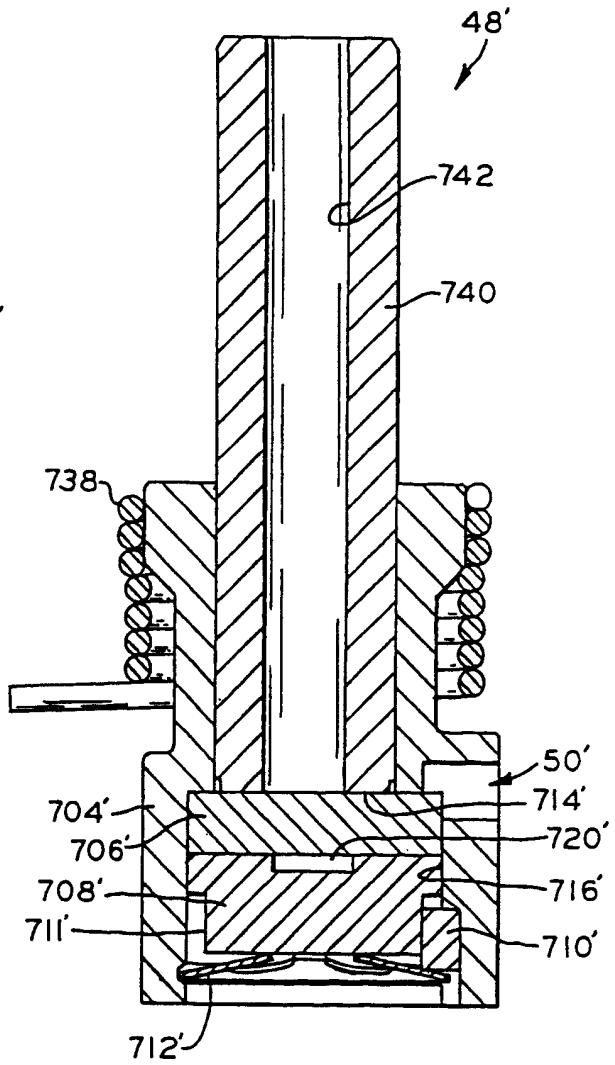

48'
742
740
738
50'
704'
714'
706'
720'
708'
716'
711'
710'
712'

图 81

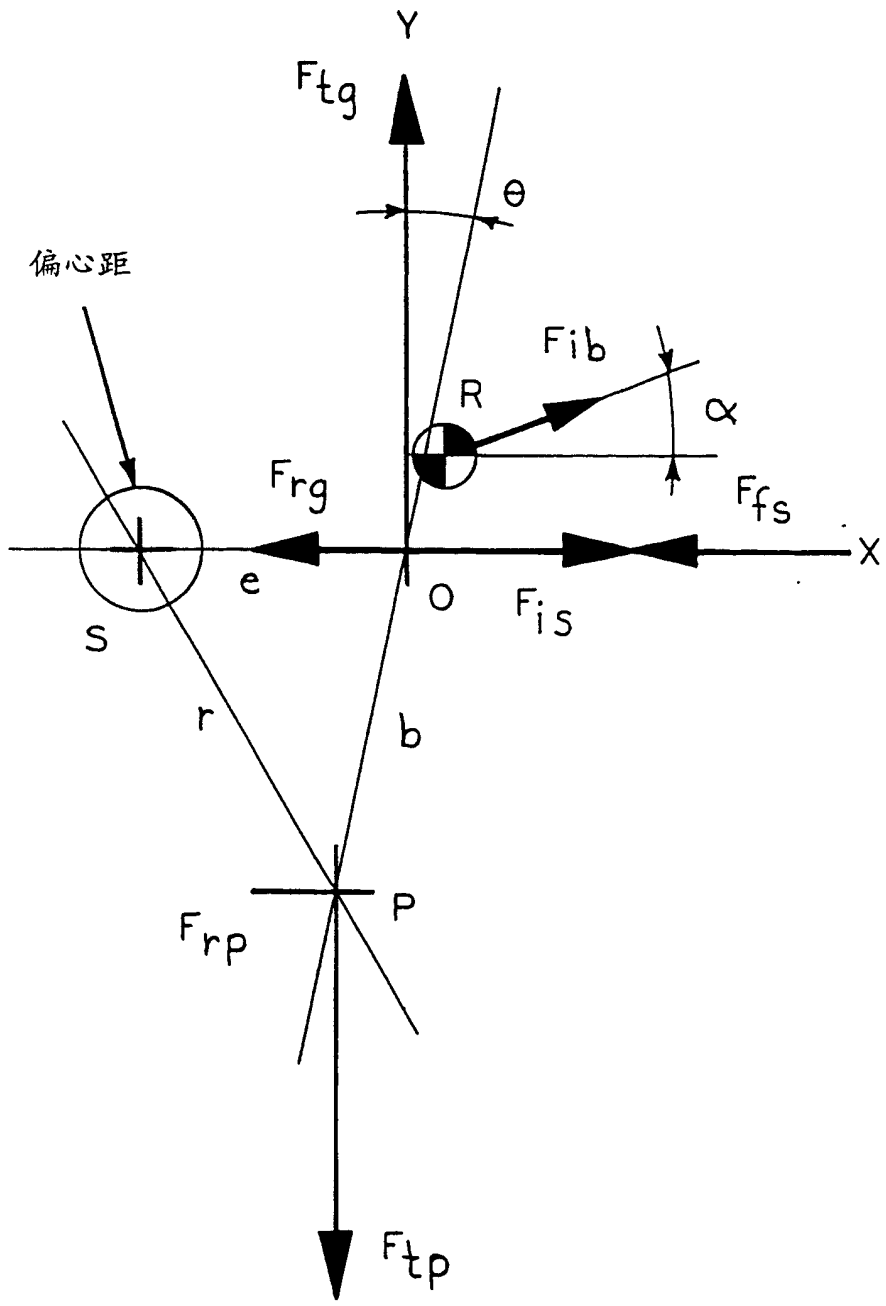


图 82

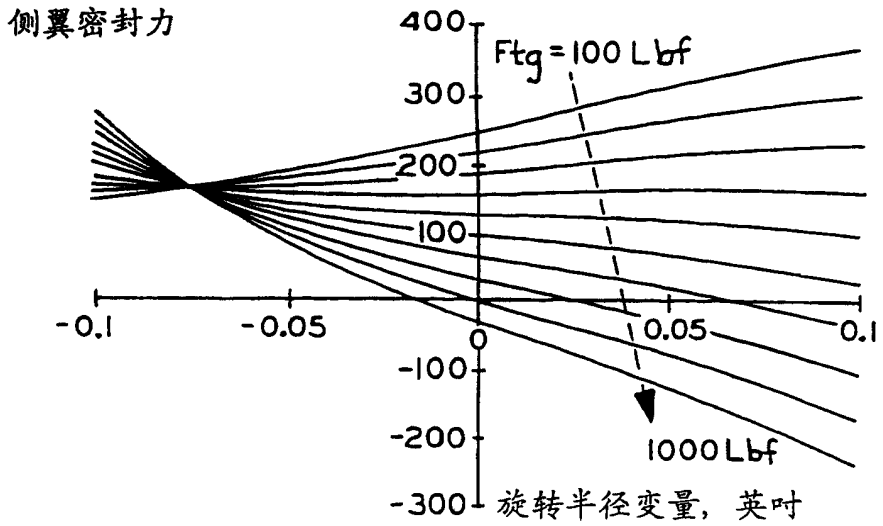

侧翼密封力
400
300
200
100
-0.1
-0.05
0
0.05
0.1
-100
-200
-300
Ftg=100 Lbf
1000 Lbf
旋转半径变量，英吋

图 83

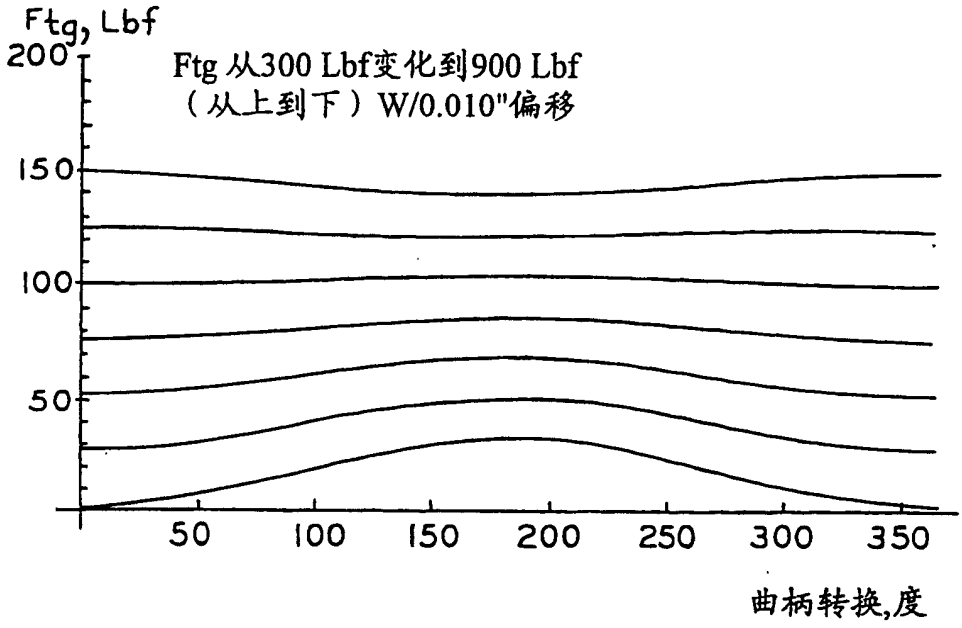

Ftg, Lbf
200
150
100
50
Ftg 从300 Lbf变化到900 Lbf
（从上到下）W/0.010"偏移
50
100
150
200
250
300
350
曲柄转换,度

图 84

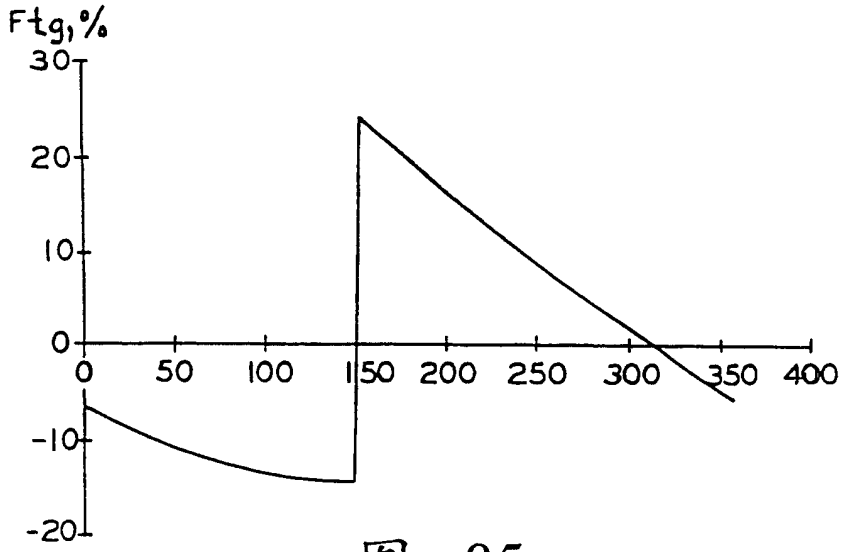

Ftg,%
30
20
10
0
-10
-20
0
50
100
150
200
250
300
350
400

图 85

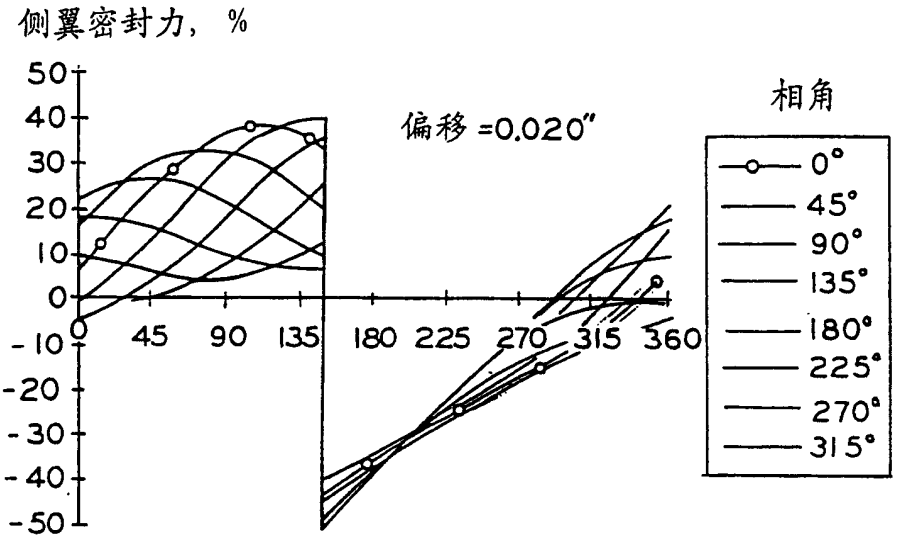

侧翼密封力，%
偏移 =0.020"
相角
0°
45°
90°
135°
180°
225°
270°
315°
50
40
30
20
10
0
-10
-20
-30
-40
-50
0
45
90
135
180
225
270
315
360

图 86

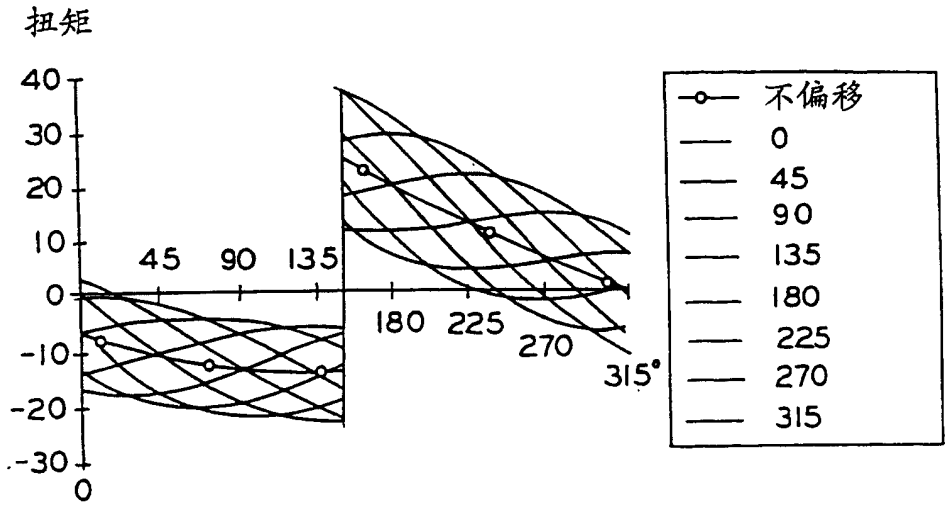

扭矩
40
30
20
10
0
-10
-20
-30
0
45
90
135
180
225
270
315°
不偏移
0
45
90
135
180
225
270
315

图 87

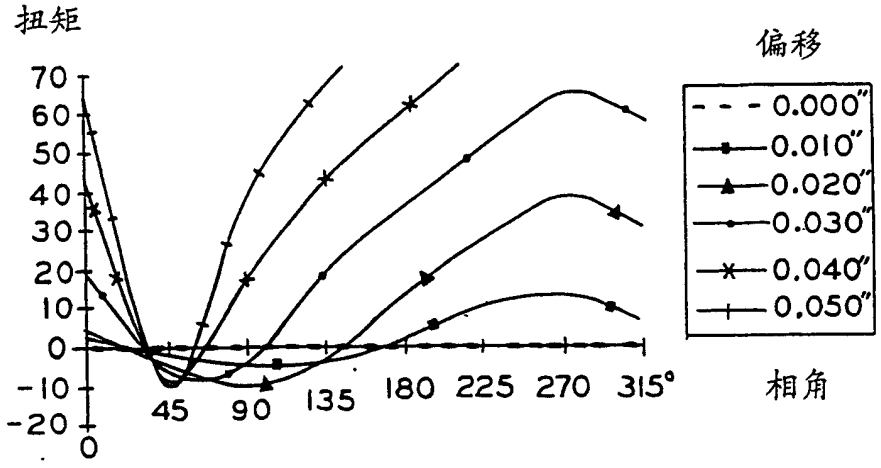

扭矩
偏移
70
60
50
40
30
20
10
0
-10
-20
0
45
90
135
180
225
270
315°
相角
0.000"
0.010"
0.020"
0.030"
0.040"
0.050"

图 88

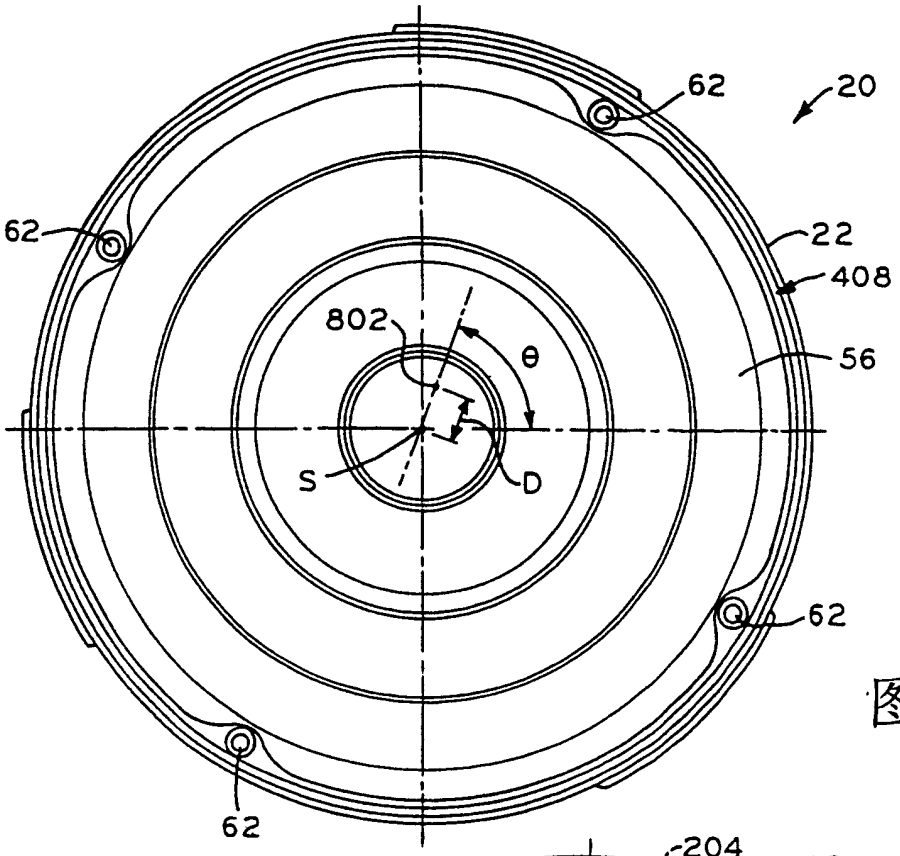

62
20
62
22
408
802
θ
56
S
D
62
62

图 89

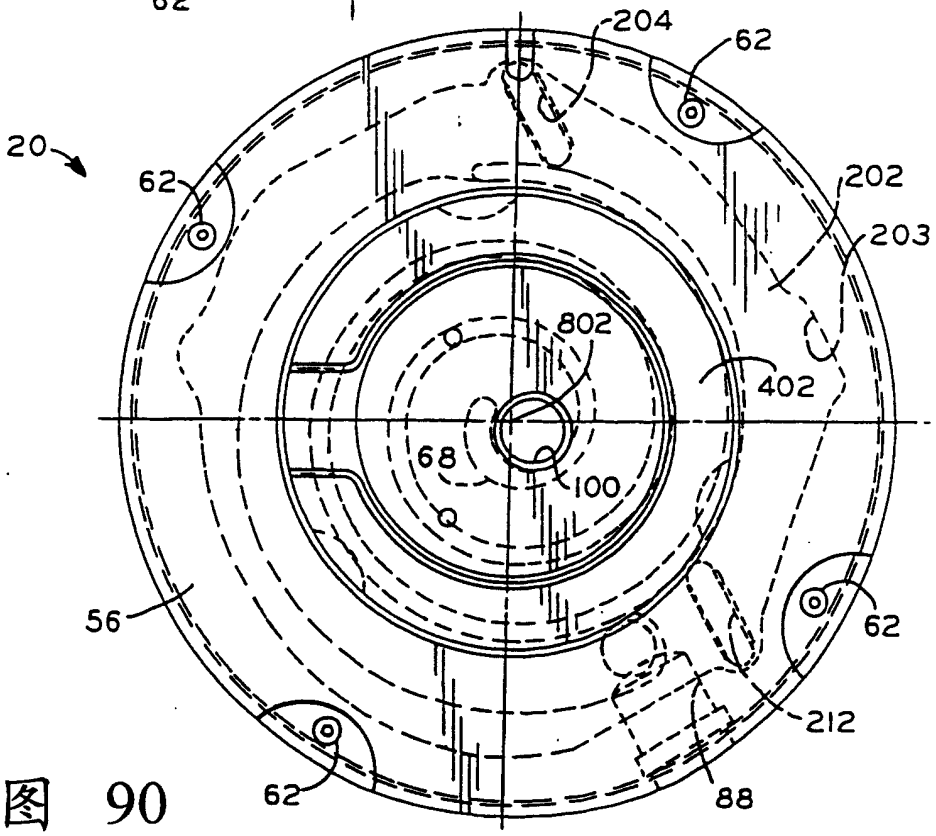

204
62
20
62
202
203
802
402
68
100
56
62
212
62
88

图 90

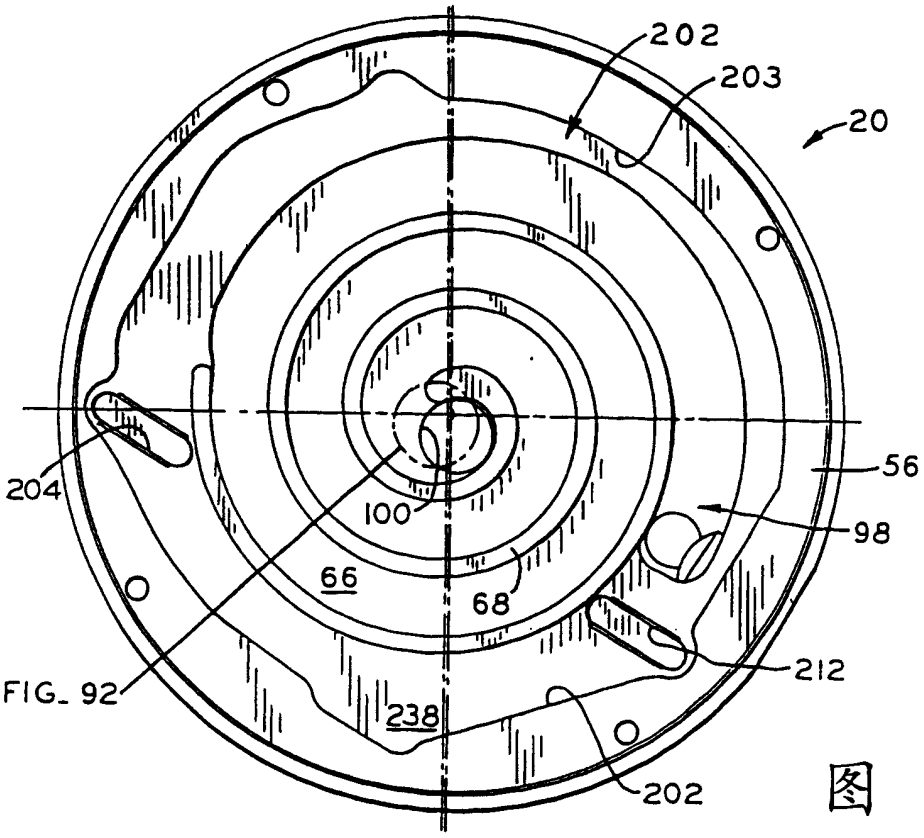


FIG_ 92

图 91

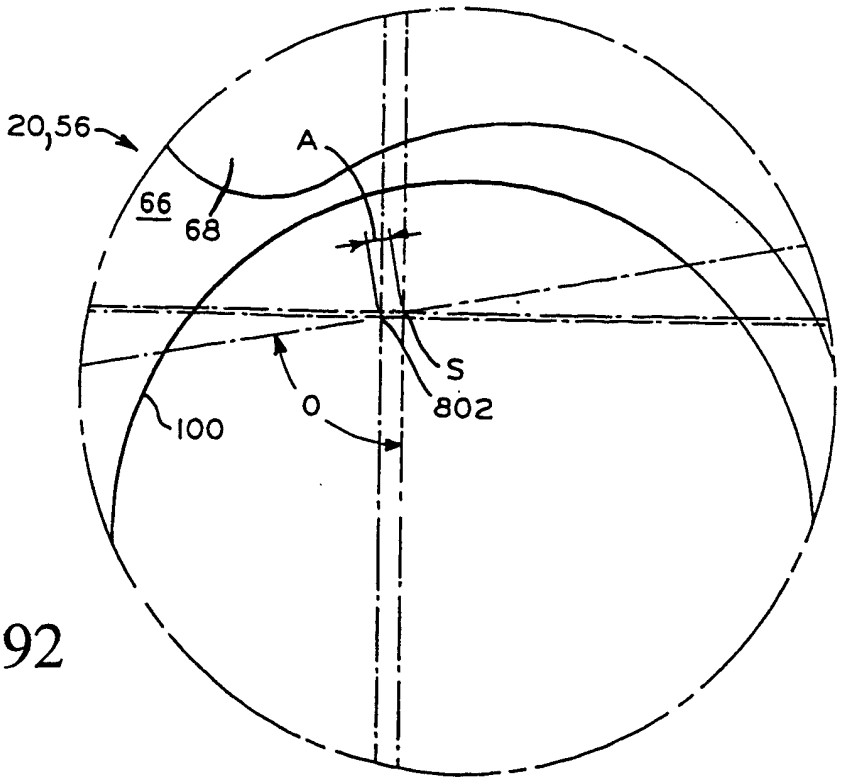


图 92