

[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 95108412.7

[45] 授权公告日 2002 年 12 月 11 日

[11] 授权公告号 CN 1095940C

[22] 申请日 1995.7.17 [21] 申请号 95108412.7

[30] 优先权

[32] 1994.9.16 [33] JP [31] 221391/94

[32] 1995.1.17 [33] JP [31] 004693/95

[73] 专利权人 株式会社日立制作所

地址 日本东京

[72] 发明人 坪野勇 竹林昌宽 香曾我部弘胜

关上和夫 松尾一也

[56] 参考文献

US,A,5059102 1991.10.22 -

US,A,5129798 1992.7.14 -

审查员 张阿玲

[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

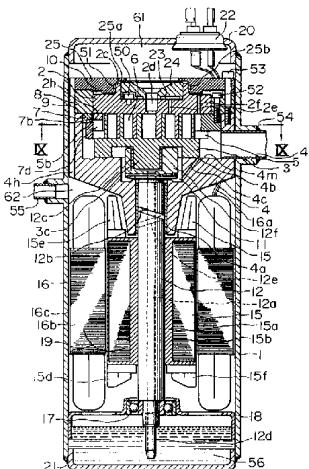
代理人 陈申贤

权利要求书 4 页 说明书 39 页 附图 53 页

[54] 发明名称 涡旋压缩机

[57] 摘要

一种涡旋压缩机含有：两个涡旋件，它们分别带有各自的涡卷而在它们之间形成一个压缩室以便借助涡旋件之间的绕一个轴线的转动来减小压缩室的体积、从而压缩位于压缩室内的流体；一个支承上述涡旋件的支架；一个吸力产生机构，它产生促使一个涡旋件沿轴向移向另一个涡旋件的吸力；一个接触力限制机构，它承受至少一部分吸力以防止当两个涡旋件之间的轴向距离不大于预定值时由两个涡旋件之间相接触来承受该至少一部分吸力。



1. 一种涡旋压缩机含有：

两个涡旋件，它们分别带有各自的涡卷而在它们之间形成一个压缩室，以便借助涡旋件之间的绕一个轴线的转动来减小上述压缩室的体积而压缩位于压缩室内的流体；

一个支承上述涡旋件的支架；

一个吸力产生机构，它产生一种促使一个涡旋件沿轴线方向移向另一个涡旋件的吸力；

一个接触力限制机构，它承受至少一部分吸力以防止当两个涡旋件之间的轴向距离不大于预定的轴向距离值时、由两个涡旋件相接触来承受该至少一部分吸力。

2. 根据权利要求 1 的涡旋压缩机，其特征在于，上述的接触力限制机构可防止两个涡旋件间的轴向距离小于预定的轴向距离值，并可承受几乎是全部的吸力以防止在两个涡旋件之间的轴向距离等于预定值时由两个涡旋件相接触来承受该吸力。

3. 根据权利要求 1 的涡旋压缩机，其特征在于，上述的吸力产生机构含有一个与一个涡旋件相连接的止推轴承，以便通过该止推轴承将吸力作用到上述的一个涡旋件上，从而促使该涡旋件沿轴线方向向另一个涡旋件移动，并且，上述的接触力限制机构可防止上述的另一个涡旋件与止推轴承之间的轴向距离小于另一个预定值，以便使接触力限制机构承受至少一部分吸力而防止当两个涡旋件之间的轴向距离不大于预定的轴向距离值时由两个涡旋件之间相接触来承受该至少一部分吸力。

4. 根据权利要求 1 的涡旋压缩机，其特征在于，上述的接触力限制机构相对于上述的支架是固定的，并且与上述的一个涡旋件相连接而承受至少一部分吸力，以便防止由两个涡旋件之间相接触来承受该至少一部分吸力。

5. 根据权利要求 2 的涡旋压缩机，其特征在于，上述的一个涡

旋件可相对于接触力限制机构而移动，以便使两个涡旋件之间的轴向距离增大。

6. 根据权利要求 1 的涡旋压缩机，其特征在于，上述的吸力产生机构含有一个与上述的一个涡旋件相连接的止推轴承，以便通过该止推轴承将吸力作用到上述的一个涡旋件上而促使该涡旋件沿轴线方向向另一个涡旋件移动，并且，上述的接触力限制机构相对于上述的支架是轴向固定的，而且被连接到止推轴承上，以便承受至少一部分吸力，从而防止由两个涡旋件之间相接触来承受该至少一部分吸力。

7. 根据权利要求 3 的涡旋压缩机，其特征在于，上述的止推轴承相对于接触力限制机构而移动，从而使上述的另一个涡旋件与止推轴承之间的轴向距离增大。

8. 根据权利要求 3 的涡旋压缩机，其特征在于，上述的一个涡旋件可相对于上述的止推轴承而移动，从而使两个涡旋件之间的轴向距离减小。

9. 根据权利要求 1 的涡旋压缩机，其特征在于，上述的吸力产生机构是一个产生吸力的弹簧。

10. 根据权利要求 1 的涡旋压缩机，其特征在于，上述的吸力产生机构是由压缩室压缩的流体。

11. 根据权利要求 2 的涡旋压缩机，其特征在于，它还含有一个位于上述的一个止推件与接触力限制机构之间的蠕变件，该蠕变件可在上述的涡旋件与接触力限制机构之间的压缩力的作用下产生随时间推移的塑性变形、以便使两个涡旋件之间的轴向距离随时间的推移而逐渐减小。

12. 根据权利要求 1 的涡旋压缩机，其特征在于，上述的作用在涡旋件的径向相对在外的部分的吸力比作用在涡旋件的径向相对在里的部分的吸力小。

13. 根据权利要求 1 的涡旋压缩机，其特征在于，上述的涡旋件含有各自的抛光板面，该板面基本上互相平行并朝向各自的涡卷而形

成上述的压缩室，每一个上述的涡卷的厚度从涡卷的径向相对在外部分向径向相对在里部分逐渐变化，并且每一个涡卷从各自的抛光板面沿轴线方向凸出的高度在上述的涡卷的径向相对在外部分大于在其径向相对在里的部分。

14. 根据权利要求 3 的涡旋压缩机，其特征在于，它还含有一个位于上述的止推轴承与接触力限制机构之间的蠕变件，该蠕变件可在上述的止推轴承与接触力限制机构之间的压缩力的作用下产生随时间推移的塑性变形，以便使上述的另一个涡旋件与止推轴承之间的轴向距离随时间的推移而逐渐减小。

15. 根据权利要求 3 的涡旋压缩机，其特征在于，上述的接触力限制机构设置在上述的另一个涡旋件上，因此，至少有一部分吸力作用在上述的另一个涡旋件上，从而防止由两个涡旋件之间相接触而承受该至少一部分吸力。

16. 根据权利要求 3 的涡旋压缩机，其特征在于，上述的止推轴承可相对于上述的支架而转动。

17. 根据权利要求 1 的涡旋压缩机，其特征在于，上述的接触力限制机构具有一个沿大致垂直于上述的一个涡旋件的轴线延伸的定位表面，上述的吸力产生机构具有另一个沿大致垂直于上述的轴线延伸的定位表面，上述这两个表面之间相接触而承受至少一部分吸力以防止由两个涡旋件之间相接触来承受该至少一部分吸力。

18. 一种带有一个涡旋压缩机的空调器含有：

两个涡旋件，它们分别带有各自的涡卷而在它们之间形成一个压缩室，以便借助涡旋件之间的绕一个轴线的转动来减小上述压缩室的体积、从而压缩位于压缩室内的流体；

一个支承上述涡旋件的支架；

一个吸力产生机构，它产生促使一个涡旋件沿轴向移向另一个涡旋件的吸力；

一个接触力限制机构，它承受至少一部分吸力以防止当两个涡旋件之间的轴向距离不大于预定的轴向距离值时由这两个涡旋件之间

相接触来承受该至少一部分吸力。

涡旋压缩机

发明领域

本发明涉及一种涡旋压缩机，在这种压缩机中，由两个带有各自的涡卷的涡旋件之间形成一个压缩室，并且，该压缩室的体积借助于它们之间绕一个轴线的转动而减小以便压缩位于压缩室内的流体；本发明还涉及一种带有上述涡旋压缩机的空调器。

发明背景

日本公开特许平成—5—263776 公开了一种涡旋件的结构，在这种结构中，旋转涡旋件与固定涡旋件之间的轴向距离可借助于一种力转换机构的作用而增加即当固定涡旋件的温度升高时，上述的力转换机构可使固定涡卷的外圆周表面与支架的锥形导向表面相接触而将固定涡旋件的径向热膨胀力转变成一种沿轴向方向推动固定涡旋件的轴向力。

美国专利号为 5129798 公开了一种涡旋压缩机，它包括两个涡旋件，支撑涡旋件的支架，一个流体通道及腔，通过流体通道及腔将低于排出压力的中间压力流体引向腔中，在涡旋件上作用偏压力，将一个涡旋件推向另一个涡旋件。

日本公开特许平成—3—11102 公开了一种涡旋件的结构，在这种结构中，涡卷之间的间距从涡卷的径向在里部位向其径向在外部位逐渐变化。

发明内容

本发明的一个目的是提供一种涡旋压缩机，这种压缩机由于正确地保持了两个涡旋件之间的高度关系和位置关系而防止它们之间产生过高的接触应力。

按照本发明，一种涡旋压缩机含有：

两个涡旋件，它们分别带有各自的涡卷而在它们之间形成一个压

缩室、以便借助涡旋件之间绕一个轴线的转动来减小压缩室的体积而压缩位于压缩室内的流体，

一个支承上述涡旋件的支架；

一个吸力产生机构，它产生一种促使一个涡旋件沿轴线方向移向另一个涡旋件的吸力；

一个接触力限制机构，它承受至少一部分吸力以防止当两个涡旋件之间的轴向距离不大于预定值时，由两个涡旋件之间相接触来承受该至少一部分吸力。

由于本发明可防止在两个涡旋件之间的轴向距离不大于预定值时由两个涡旋件之间相互接触来承受上述的至少一部分吸力，故可防止两个涡旋件之间产生过高的接触应力，并且当两个涡旋件之间的轴向距离不大于预定值时，本发明也能保持所需的涡旋件之间的高度和位置关系。另一部分或者说其余的吸力由两个涡旋件之间的接触，例如涡卷的前端与抛光板面的接触来承受。

上述的接触力限制机构可防止两个涡旋件之间的轴向距离小于预定值，因此，当两个涡旋件之间的轴向距离等于预定值时，几乎所有的吸力都由接触力限制机构承受，从而防止由两个涡旋件相接触来承受该吸力。上述的吸力产生机构含有一个与一个涡旋件相连接的止推轴承，以便通过该止推轴承将至少一部分吸力作用到该涡旋件上，从而促使该涡旋件轴线方向向另一个涡旋件移动。此外，接触力限制机构还可防止上述的另一个涡旋件与止推轴承之间的轴向距离小于另一个预定值，因此，当两个涡旋件之间的轴向距离不大于上述的预定的轴向距离值时，上述的接触力限制机构可承受上述的至少一部分吸力以防止由两个涡旋件之间的接触而承受上述的至少一部分吸力。

接触力限制机构可以是相对于上述的支架轴向地固定的，并且可连接到一个涡旋件上以便承受上述的至少一部分吸力，从而防止由两个涡旋件相接触而承受上述的至少一部分吸力。相对于上述的支架是轴向固定并连接到上述的一个涡旋件上的接触力限制机构可保持上述的一个涡旋件所需的高度与位置。如果一个涡旋件被允许相对于接

触力限制机构而移动、从而使两个涡旋件之间的轴向距离增加的话，更可保证防止两个涡旋件之间产生过高的接触应力。

接触力限制机构可以相对于支架是轴向固定的，并且与止推轴承相连接以便承受上述的至少一部分吸力，从而防止在两个涡旋件之间的轴向距离不大于预定值时由两个涡旋件互相接触而承受该至少一部分吸力。相对于支架轴向地固定并与止推轴承相连接的接触力限制机构保持所需的止推轴承的高度和位置。如果允许止推轴承可相对于接触力限制机构移动而使上述的另一个涡旋件与止推轴承之间的轴向距离增加的话，则可更可靠地防止两个涡旋件之间产生过高的接触应力。如果一个涡旋件可相对于止推轴承移动而使两个涡旋件之间的距离减小，则两个涡旋件可彼此接触同时又可防止由两个涡旋件之间相接触而承受上述的至少一部分吸力。

上述的吸力产生机构是一个可产生吸力的弹簧和/或由压缩室压缩的流体(润滑剂和/或冷却液)。在一个涡旋件与接触力限制机构之间可设置一个蠕变件以便在它们之间的压缩力的作用下使其发生随压缩机工作时间的推移的塑性变形从而使两个涡旋件之间的轴向距离随压缩机工作时间的推移而逐渐减小。最好是，作用在涡旋件的径向相对在外的部分的吸力小于作用在涡旋件的径向相对在里部分的吸力。而且，涡旋件最好含有各自的抛光板面，该板面沿大致互相平行的方向延伸，并且分别面朝涡卷而形成上述的压缩室，每一个涡卷的厚度从涡旋件的径向相对在外的部分向其径向相对在里的部分逐渐变化，并且，每一个涡卷从各自的抛光板面的轴向凸出的高度在涡旋件的径向相对在外部分处高于在其径向相对在里部分。上述的蠕变件可以设置在止推轴承与接触力限制机构之间以便在它们之间的压缩力的作用下产生随压缩机工作时间的推移的塑性变形，从而使上述的另一个涡旋件与止推轴承之间的轴向距离随压缩机工作时间的推移而减小。

接触力限制机构也可设置在上述的另一个涡旋件上，这样，上述的至少一部分吸力便可不通过一个涡旋件而作用到另一个涡旋件上，

从而可防止由两个涡旋件相接触而承受上述的至少一部分吸力。如果止推轴承可相对于支架而转动，则可减小止推轴承与上述的一个涡旋件间的磨损。

如果上述的接触力限制机构具有沿基本上垂直于一个涡旋件的轴线延伸的定位表面、而吸力产生机构具有另一个沿基本上垂直于该轴线延伸的另一个定位表面，而且由上述的两个表面间的接触来承受上述的至少一部分吸力、而防止由两个涡旋件间相接触而承受上述的至少一部分吸力，便能极为精确地保持接触力限制机构与上述的一个涡旋件之间、或者接触力限制机构与吸力产生机构之间的高度和位置关系。

附图说明

下面结合附图说明本发明，附图中

图 1 是按照本发明的第一实施例的涡旋压缩机的纵向剖视图；

图 2 是上述实施例中一个涡卷的宽度与每个尖端密封槽的宽度的说明图；

图 3 是上述实施例中的一个回转(或称旋转)涡旋件顶视图；

图 4 是上述实施例中的旋转涡旋件的底视透视图；

图 5 是上述实施例中的一个浮动涡旋件的底视透视图；

图 6 是上述实施例的浮动涡旋件的顶视透视图；

图 7 是上述实施例的浮动涡旋件的底视平面图；

图 8 是上述实施例的旋转涡旋件的顶视平面图；

图 9 是沿图 1 中的箭头 IX—IX 的上述实施例的横剖视图；

图 10 是上述实施例中的一个欧氏环的顶视透视图；

图 11 是上述实施例的浮动挡环的顶视平面图；

图 12 是上述实施例的浮动挡环的顶视透视图；

图 13 是上述实施例的油槽位置的说明图；

图 14 是上述实施例的浮动涡旋件的顶视平面图；

图 15 是本发明的第二实施例的浮动涡旋件的底视平面图；

图 16 是第二实施例的旋转涡旋件的顶视平面图；

- 图 17 是第二实施例的浮动涡旋件的底视平面图；
图 18 是第二实施例的浮动涡旋件的底视平面图；
图 19 是第二实施例的浮动涡旋件的底视平面图；
图 20 是第二实施例的浮动挡环的顶视透视图；
图 21 是第二实施例的浮动涡旋件的底视平面图；
图 22 是第二实施例的浮动挡环的顶视平面图；
图 23 是本发明的第三实施例的浮动涡旋件中放气孔附近的底视平面图；
图 24 是第三实施例的浮动涡旋件的顶视平面图；
图 25 是第三实施例的浮动涡旋件的顶视平面图；
图 26 是本发明的第四实施例中由浮动涡旋件与浮动挡环组成的组件的底视平面图；
图 27 是第四实施例的片簧的透视图；
图 28 是本发明的第五实施例的旋转涡旋件的顶视透视图；
图 29 是第五实施例的欧氏环的顶视透视图；
图 30 是第六实施例的浮动涡旋件的底视平面图；
图 31 是第六实施例的旋转涡旋件的顶视平面图；
图 32 是本发明的第七实施例的浮动涡旋件的底视透视图；
图 33 是第七实施例的旋转涡旋件的顶视透视图；
图 34 是第七实施例的浮动涡旋件的涡卷前端的底视放大透视图；
图 35 是第七实施例的浮动涡旋件的涡卷前端的底视放大透视图；
图 36 是第七实施例的浮动涡旋件的底视透视图；
图 37 是本发明的第八实施例的旋转涡旋件的顶视平面图；
图 38 是本发明的第九实施例的旋转涡旋件的顶视平面图；
图 39 是本发明的第十实施例的旋转涡旋件的顶视平面图；
图 40 是第十实施例的一个改型的旋转涡旋件的纵向剖视图；
图 41 是第十实施例的旋转涡旋件的纵向剖视图；

- 图 42 是第十实施例的旋转涡旋件的底视透視圖；
图 43 是本发明的第十一实施例中的一个供油孔附近部位的纵向剖视图；
图 44 是本发明的第十二实施例的固定台的顶视平面图；
图 45 是第十二实施例中的固定台的纵向剖视图；
图 46 是第十二实施例中的固定台的底视透視圖；
图 47 是本发明的第十三实施例的纵向剖视图；
图 48 是第十三实施例的轴承座的顶视平面图；
图 49 是本发明的第十四实施例的储油室附近部位的纵向剖视图；
图 50 是本发明的第十五实施例的涡旋压缩机的纵向剖视图；
图 51 是第十五实施例的涡旋压缩机的纵向剖视图；
图 52 是第十五实施例的涡旋压缩机的纵向剖视图；
图 53 是第十五实施例的涡旋压缩机的纵向剖视图；
图 54 是第十五实施例的浮动涡旋件的顶视透視圖；
图 55 是第十五实施例的浮动涡旋件的顶视透視圖；
图 56 是本发明的第十六实施例的纵向剖视图；
图 57 是第十六实施例的连接管的纵向剖视图；
图 58 是第十六实施例的连接管的纵向剖视图；
图 59 是第十六实施例的连接管的纵向剖视图；
图 60 是本发明的第十七实施例的涡旋压缩机的侧向正视图；
图 61 是本发明的第十八实施例的涡旋压缩机的纵向剖视图；
图 62 是第十八实施例的涡旋压缩机的纵向剖视图；
图 63 是本发明的第十九实施例的涡旋压缩机的纵向剖视图；
图 64 是第十九实施例的涡旋压缩机的纵向剖视图；
图 65 是第十九实施例的涡旋压缩机的纵向剖视图；
图 66 是第二十实施例的涡旋压缩机的纵向剖视图；
图 67 是根据本发明的第二十一实施例的直立式压缩机用于户外装置时该户外装置的透視圖；

图 68 是根据本发明的第二十一实施例的卧式压缩机用于户外装置时该户外装置的透视图；

图 69 是安装在房子墙壁上的采用本发明的第二十一实施例的卧式压缩机的户外装置的纵向剖视图；

图 70 是采用本发明的第二十二实施例的卧式压缩机的小汽车空调器安装在电动车辆上的透视图；

图 71 是本发明的第二十三实施例的纵向剖视图；

图 72 是第二十三实施例的挡环的顶视透视图；

图 73 是第二十三实施例的挡环的顶视平面图；

图 74 是本发明的第二十四实施例的纵向剖视图；

图 75 是第二十四实施例的旋转涡旋件的顶视透视图；

图 76 是第二十四实施例的旋转涡旋件的底视透视图；

图 77 是第二十四实施例的欧氏环的顶视透视图；

图 78 是本发明的第二十五实施例的纵向剖视图；

图 79 是本发明的第二十六实施例的纵向剖视图；

图 80 是本发明的第二十七实施例的纵向剖视图；

图 81 是本发明的第二十八实施例的纵向剖视图；

图 82 是本发明的第二十九实施例的纵向剖视图；

发明的实施方式

下面参考附图 1~14 说明本发明的第一实施例。这一实施例以一种浮动式旋转涡旋压缩机为例进行说明，在这种压缩机中，第一涡旋件不能转动，也不能在绕一个轴线的旋转过程中沿其轴向移动；但第二涡旋件可作轴向移动。图 1 是该压缩机的纵向剖视图；图 2 是说明涡卷的外线与涡卷的内线间的关系的视图；图 3 是一个旋转涡旋件的顶视透视图；图 4 是该旋转涡旋件的底视透视图；图 5 是一个浮动涡旋件的顶视透视图；图 6 是该浮动涡旋件的底视透视图；图 7 是该浮动涡旋件的底视平面图；图 8 是图 3 的旋转涡旋件的顶视平面图；图 9 是沿图 1 中的 IX-IX 线的一个泵的横向剖视图；图 10 是一个欧氏环的顶视透视图；图 11 是一个浮动挡环的顶视平面图；图 12 是该浮

动挡环的顶视透視图；图 13 是表示一个支架的止推轴承表面的轮廓（或称概貌）的顶视平面图；图 14 是上述的浮动涡旋件的顶视平面图。

本实施例的涡旋压缩机的整体（或称总体）结构如图 1、3 和 4 所示。旋转涡旋件 3 的结构是这样的，在端板 3a 上设置有一个直立的涡卷 3b，在与其相对的表面中央处设置有一个凸台 3c，在该凸台表面的周围设置有一个由滑动轴承形成的止推轴承 3d。欧氏凸块 3e 和 3f 从端板 3a 的外圆周向外凸出。在欧氏凸块 3e 和 3f 中分别带有欧氏槽 3g 和 3h。此外，在端板 3a 的外圆周上还带有用以支承欧氏环的欧氏支承凸块 3i 和 3j。如图 8 所示，涡卷 3b 的厚度从中心向其外圆周逐渐减小（中央部位的端部 3l 和外圆周部位的端部 3m 除外）。而且，如图 2 所示，涡卷 3b 的厚度被调整到线段 A1B1 的长度，其中，由涡卷的外线和内线分别形成的夹角 α 和 β 互等。而且，为了保持涡卷 3b 的平衡，从端板 3a 的上表面沿一直线切割而形成一个平衡切口 3k。由于端板 3a 的下部分的外周面是圆柱形的，故可以使用端板 3a 下部分的外周面作为加工和搬运涡卷的夹持表面。因此，有利于加工时的搬运操作且提高了压缩机的可加工性。

如图 5~7 所示，浮动涡旋件 2 的结构是这样的，在端板 2a 上设置了一个直立的涡卷 2b，在其上表面的中央处设置了一个密封凸环 2c，在密封凸环 2c 之内邻近中心处有一个排出孔 2d。在靠近密封凸环 2c 的内圆周侧处设置有两个防止过压的释放气孔 2e。如图 14 所示，一个整体的放泄阀 23 由螺钉 50 固定在浮动涡旋件 2 上，以便盖住放气孔 2e。当压缩室中的压力在一个压缩过程中升高到大于排气压力时，放泄阀打开而放出压缩气体。放气孔 2e 打开时基本上与螺钉 50 的螺孔 2j 处在同一个平面上。放泄阀 23 的最大提升高度（也就是它的张开程度）由中央盖子 24 决定。此外，端板 2a 在密封凸环 2c 之外的部分上带有一个平衡孔 2f，用于保持上室 10 处在负压状态。在端板 2a 的下表面凸出了两个棘爪 2g 和 2h。上述涡卷 2b 的形状是这样的：它的厚度从中央到接近外圆周处逐渐减小（中央部位的端部 2l 和外圆周部位的端部 2m 除外）。浮动涡旋件 2 的回压调整到在正常转动

时不会由于压缩室中的压力而使它从挡环表面 7f 向上移动，并且，涡卷 2b 和 3b 的高度分别调整到当端板 2a 的下表面压靠在挡环表面 7f 上时，它们不会与端板 3a 和 2a 相接触。在这种连接中，可用涨钉、粘结剂、焊接或钎焊代替螺钉连接来固定放泄阀 23 和浮动涡旋件 2。

如图 11 和 12 所示，浮动挡环 7 的上表面上带有棘爪槽 7a 和 7b，用于分别与棘爪 2g 和 2h 形成滑动接合，以允许浮动涡旋件 2 沿轴线方向移动并防止它转动。在浮动挡环 7 的下表面上带有固定的欧氏槽 7c 和 7d，用于分别与凸块 5a 和 5b 形成滑动接合，以允许欧氏环 5 沿一个方向作相对于浮动挡环 7 的移动。棘爪 7a 和 7b 与固定的欧氏槽 7c 和 7d 的宽度基本相同，每一个槽的两侧表面可以同时进行加工。此外，为了避免旋转涡旋件 3 在转动时碰到涡卷 3b 的外圆周，设置了一个内圆周切口 7e。浮动挡环 7 用螺钉安装到一个上固定板 B 上，该上固定板 8 用螺钉 52 固定到框架 4 的上表面而形成一个固定台 9。在这种连接中，浮动挡环 7 与上固定板 8 间可以不用螺钉固定、而用涨钉、粘接剂、焊接或钎焊法将其彼此固定在一起。浮动挡环 7 和上固定板 8 也可以做成一个整体。

一个外圆周盖 25 从密封凸环 2c 的上部延伸至外圆周边处。盖子的压紧件 25a 伸向外圆周盖 25 的内侧。在外圆周盖 25 的内圆周面上带有一个环形槽 25b。一个由软质耐热材料制成的密封环 51 嵌入到环形槽 25b 中而形成一种气密密封，这样便将浮动涡旋件 2 的背面彼此分成一个径向向外部分和一个径向向里部分。

如图 10 所示，欧氏环 5 的上表面带有固定的凸块 5a 和 5b，它们分别与欧氏槽 7c 和 7d 滑动接合，在欧氏环 5 的下表面带有旋转凸块 5c 和 5d，它们分别与旋转涡旋件 3 中的欧氏槽 3g 和 3h 滑动接合，以允许旋转涡旋件 3 仅沿一个方向作相对于欧氏环 5 的移动。

如图 1 和 13 所示，支架 4 在其止推表面 4m 上带有一个油槽 4b。油槽 4b 上设有与每个与后室 4d 相通的供油孔 4c 相连的开口。在本实施例的图示中带有 4 个供油孔 4c。但是，当需要将后室 4d 的压力调到较高时供油孔 4c 的数目可减少，或者减小每一个供油孔 4c 的直

径。而且，每个供油孔 4c 可以做成一个垂直孔和一个水平孔互相交叉的形式。

采用这种结构时，可以减小对安装供油孔 4c 位置的限制。此外，在支架 4 的内圆周面上带有内圆周槽 4e 和 4f，每一个内圆周槽 4e、4f 都用于释放或称退出位于旋转涡旋件 3 上的相应的欧氏凸块 3e 或 3f。另外，在支架 4 的外圆周面上带有气槽 4h，每一个气槽 4h 都作为一气体的流通，并且，在支架 4 的侧面带有一个形成一个吸入室 60 的吸入孔 4i。

轴 12 插入到支架 4 的主轴承 4a 中。转子 15 固定地安装在轴 12 上。旋转涡旋件 3 带有一个插入到转动轴承 12c 中的凸台 3c。支架 4 带有支承用作滑动轴承的止推轴承 3d 的止推表面 4m。此外，在旋转涡旋件 3 的背面与支架 4 之间，旋转涡旋件 3 的背面上形成了一个后室 11。欧氏环 5 夹持在端板 3a 与浮动挡环 7 之间，使其旋转凸块 5c 和 5d 分别插入到旋转欧氏槽 3g 和 3h 中。固定台 9 支承在支架 4 的上表面上，使固定凸块 5a 和 5b 分别插入到固定的欧氏槽 7c 和 7d 中。吸入室 60 被限定在旋转涡旋件 3 的外围。浮动涡旋件 2 在压力差的作用下使其棘爪 2g 和 2h 分别插入到棘爪槽 7a 和 7b 中而使欧氏环 5 位于面向旋转涡旋件 3 的一侧与面向形成固定台 9 的浮动挡环 7 的挡环表面 7f 的一侧之间。浮动涡旋件 2 的外圆周面与上固定板 8 的内圆周面之间的余隙是一种换算成直径差为 5&LM 级的间隙配合。外圆周盖 25 支承在固定台 9 的上表面上、使密封凸台 2c 的外圆周表面可在位于环形槽 25b 内的密封环 51 上滑动。固定台 9 和外圆周盖 25 由盖子的螺钉 53 固定到支架 4 上。但是，在进行固定时，要边转动轴 12 或转子 15 边加扭矩边逐渐止紧盖子的螺钉 53，使上固定板 8 的内圆周、外圆周盖 25 的内圆周和轴 12 的轴线彼此精确地对齐。在浮动涡旋件 2 的上表面径向向外部位与外圆周盖 25 之间形成了一个上室 10，该上室 10 通过平衡孔 2f 与吸入室 60 相连通。采用上述的结构，可防止旋转涡旋件 3 与浮动涡旋件 2 之间的空间（或者说间隔）减小到小于预定的空间值，使它们之间不会互相接触。

轴 12 内有一个穿透轴 12 的加油孔 12a。在轴 12 的下端固定地安装了一个加油管 12d。为了对位于支架 4 上的主轴承 4a 加油，设置了一个与加油孔 12a 相连通的加油孔 12b。轴 12 中设置了一个与侧向加油孔 12b 相连通的螺旋形槽 12e。轴 12 在它与旋转涡旋件 3 之间的接合部位上，整体地形成了一个直径大于轴 12 的轴承托 12f。转动轴承 12c 在偏离轴 12 的轴线的位置上与轴承托 12f 压配合。

转子 15 由内侧层压钢板 15a 和外侧未磁化的铁磁体 15b (后来将转变成永久磁铁) 组成。上平衡块 15c 固定地安装在转子 15 的上表面上，该平衡块 15c 是圆柱形的。由比重小于平衡块 15c 的材料制成的上补偿平衡块 15e 固定地安装在上平衡块 15c 上。另外，在转子 15 的下表面上固定地安装了一个下平衡块 15d。该平衡块 15c 是圆柱形的。由比重小于下平衡块 15d 的材料制成的下补偿平衡块 15f 固定地安装在下平衡块 15d 上。平衡块 15c 和 15d 的材料可选用锌或黄铜，而补偿平衡块 15e 和 15f 的材料可选用铝合金。此外，补偿平衡块 15e 和 15f 也可直接固定地安装在层压钢板 15a 上。

静子 16 在其层压钢板 16b 的外圆周面上带有油槽 16c，也可在层压钢板 16b 中设置一个纵向孔代替油槽 16c 作为供油通道。

支架 4 和静子 16 用冷缩配合 (或称热压配合) 法插入圆柱形壳体 1 中，并固定地安装在壳体 1 上。固定在静子 16 上的导线 16a 穿过气槽 4h 中的一个，而使其端部插入到上壳体 20 的密封端盖 22 (预定焊到支架上侧处的上壳体 20 上) 的内端。上壳体 20 和圆柱形壳体 1 用焊接或钎焊法互相固定。吸入管 54 插入到吸入孔 4i 中，并用焊接或钎焊法固定地焊到圆柱形壳体 1 上。排气管 55 也固定地安装到圆柱形壳体 1 上。在外圆周盖 25 的上部形成一个上室 61。轴 12 的下端插入到副轴承 17 的内环中。支承副轴承 17 的轴承座 18 固定地安装在圆柱形壳体 1 上。下壳体 21 用焊接或钎焊法固定地焊到圆柱形壳体 1 上。润滑油 56 储存在下壳体 21 的底部。在支架 4 与下壳体 21 之间形成了一个马达室 62。但是，在装配之后，马达 19 会使电流流到静子 16 中而使转子 15 中的铁磁材料转变成永久磁铁 15b。

下面说明上述结构的涡旋压缩机的工作。当马达 19 通电而使转子 15 转动时，从吸入管 54 吸入到吸入室 60 中的气体由于旋转涡旋件 3 的转动(或称轨道运动)在压缩室 6 中被压缩，然后从排气孔 2d 排出而进入在浮动涡旋件 2 上面形成的上室 61。排出的气体流入马达室 62 中以冷却马达。润滑油与气体分开，而后，排出的气体从排气管 55 排出到压缩机的外面。另外，当处在吸入压力与排气压力之间的压力比值低的运行条件下，放泄阀 23 打开，避免气体发生连续压缩。

在压缩室 6 中的气体压力作用下，旋转涡旋件 3 受到一种沿背离浮动涡旋件 2 的方向的力。但是，由于止推轴承 3d 与止推轴承表面 4m 相接触，并承受该推力，故可防止旋转涡旋件 3 沿轴向方向脱离开浮动涡旋件 2。因此，涡旋件的齿顶与底部之间的间隙不会增加，故有可能保持少漏气的压缩工作。

涡卷 2b 和 3b 各自的内线和外线是由一种螺线构成的，这种螺线是按照这样一种方法形成的，即：随着在一凸状面上相对于初始点的距离与作为参考值的角变数一起增加的条件下螺线的增长，将与螺线上任意点等同距离相隔的点互相连结起来。这里的与螺线 S 上的任意点 A 等同距离 b 的点是指在 A 点上与螺线 S 的垂直距离为 b 的点。而且，上述的螺线(在凸形面上相对于原始点的距离与角变数一起增加)，也可考虑采用一种代数螺线、一种对数螺线和一种与原始点的距离是变化的、且随角变量的增加而沿一种双曲线增加的螺线。用这种方法形成的涡卷，其厚度自中心点向外圆周逐渐减小。由于这种形状的涡卷其外圆周处的厚度比厚度均匀的涡卷要小，故可减小最外圆周处(在此处涡卷是直立的)的直径。因此，具有可使压缩机尺寸小、重量减轻的优点。而且，由于涡卷最外圆周处的直径减小，便能显著降低两个涡旋件之间的推力或吸力而达到压缩室 6 的气密性。结果，便可减少止推轴承 3d 的磨损。因此，便具有提高压缩机的效率和可靠性的优点。

即使在压缩机工作时因涡卷变形而使涡卷的齿顶与底部(端板表

面)相接触，浮动涡旋件 2 也能移离旋转涡旋件 3。因此，具有防止涡卷的齿顶和底部被损伤的优点，从而提高了压缩机的可靠性。此外，沿径向方向上的涡卷中央处温度较高。涡卷的热膨胀大，故在径向方向上的涡卷的中央齿顶与底部容易发生接触。但是，由于涡卷的中央厚度较大，故还具有能保证压缩机可靠性的优点。

此外，由于采用了浮动挡环 7，故可防止两个涡旋件间的距离减小至小于预定值。在正常运转的情况下，压缩机能够正常工作而不会使涡卷的齿顶与底部彼此间发生剧烈地接触，因此，可减小涡卷的齿顶与底部间的磨损，从而具有提高压缩机效率的优点。此外还存在一种优点即，可在旋转涡旋件 3 上涂敷公知的(或者说熟悉的)表面涂层而能够很容易地制造出具有高性能的压缩机。

此外，由于由排气压力向下作用在密封凸环 2c 的内圆周上的力由浮动涡旋件 2 承受，故不需要设置专用零件。因此，具有可减少压缩机零件数目的优点。而且，由于密封凸环 2c 的径向在外的部分变成吸入压力，故端板 2a 的中心变成排气压力而其外圆周部分变成吸入压力。由于端板 2a 的上、下表面(沿轴线方向的两侧)的压力分布彼此基本相似，故可减小端板 2a 的压力变形。结果，便具有可在宽的运转范围内提高压缩机效率的优点。

此外，由于设置了放泄阀 23，还具有这样一个优点：即使压缩机处在低压力比的运转状态下，也能提高其效率。而且，还有一个优点就是由于欧氏环 5 支承在端板 3a 的上表面上，故可减小压缩机的直径。

储存在压缩机底部的润滑油 56 在马达室 62 的排气压力与后室 11(通过设置在支架 4 上的供油孔 4c 与吸入室 60 相连通)的压力间之压力差的作用下，通过轴的供油孔 12a 流到转动轴承 12c 上。润滑油 56 通过侧向供油孔 12b 供给主轴承 4a，并且通过后压力室 11 和供油孔 4c 而进入油槽 4b 以润滑止推轴承 3d。如图 13 所示，由于一组油槽 4b 中至少有一个总是与吸入室 60 相连通，故润滑油 56 总是可流入吸入室 60。润滑油 56 与吸入的气体一起进入压缩室 6，并与被压

缩的气体一起从排气孔 2d 排出到上室 61 中。如上所述，润滑油 56 在马达室 62 中与气体分开，然后再聚积在壳体的底部。

在上述的结构中，油槽 4b 的形状也可做成一种中心不在主轴承的中心处的环形槽，当轴向载荷高时，油槽 4b 由止推轴承 3d 盖住，并且，供油孔 4c 与吸入室 60 隔离以提高后室 11 中的压力，结果止推面 4m 和止推轴承 3d 间的润滑液体的压力便升高。当作用在止推面 4m 的载荷高时，环形油槽 4b 的中心偏离转动轴承的中心，故有利于提高压缩机的可靠性。

此外，本发明的结构还存在下列的优点：即：由于润滑油被供应到转动轴承 12c 和止推轴承 3d，故凸台 3c 的周围基本上变成排气压力。由于该排气压力作用在旋转涡旋件 3 的后表面的中央，故可以降低作用在止推轴承 3d 上的载荷。由于可减少止推轴承 3d 的磨损，故可提高压缩机的效率。此外，由于后室 11 的压力介乎吸入压力与排气压力之间，故端板 3a 的下表面的径向中央处变成排气压力，且其径向中间部位变成中间压力。由于端板 3a 的上、下表面（轴向上的两侧）的压力分布变成基本上相似，故可减少端板 3a 的压力变形。结果，便具有可使压缩机在宽的运转范围内提高效率的优点。

由于后室 11 中的润滑油 56 排出到吸入室 60 中，便具有减小伴随着转动轴承托 12f 的转动而引起的粘性损失的优点。而且，如果将转动轴承托 12f 的形状做成轴线与轴 12 相同的圆柱形时，又具有可进一步减小由于转动轴承托 12f 转动所引起的粘性损失的优点。此外，由于在中央盖 24、外圆周盖 25 与旋转涡旋件之间形成气层，故具有可阻止来自上室 61 中排出的高温气体的热量传递到压缩室 6 的优点。

此外，中央盖 24 和外圆周盖 25 具有一个优点，即可隔绝放泄阀 23 打开和关闭时的杂音。而且，由于上固定板 8 的下表面与挡环表面 7f 和支架 4 的上表面都是固定接触的，故通过上固定板 8 与支架 4 相连接的浮动挡环 7 的挡环表面 7f 可置于相对于支架 4 的精确位置。这样，便具有一个优点即有利于控制每个涡卷 2b 和 3b 的齿顶与底部

间的间隙。此外，由于棘爪槽 7a 和 7b 以及欧氏槽 7c 和 7d 各自做成具有彼此基本相同的宽度，故有可能同时进行加工。因此，就具有一个优点即，可提高两个涡旋件结构角度的精度。再者，由于棘爪 2g 和 2h 与端板形成整体，故有利于提高相对于涡旋件 2b 的定位精度。

此外，由于涡卷 2b 和 3b 在作用在涡卷 2b 和 3b 的侧表面（涡旋件 2 和 3 的径向方向）的气体压力的作用下而趋向于使涡旋件径向向外倾斜，故端板 2a 和 3a 会发生弯曲，从而使两个涡卷之间的径向间隙加大。端板的弯曲模式变成是相对于一条通过端板中心附近和作为中心的涡卷的缠绕端附近的直线而左、右弯曲。在本实施例中，由于在这一位置上设置了欧氏支承凸块 3i 和 3j，故有利于限制端板 3a 的变形。而且，由于放泄阀 23 的外径的尺寸设计成与密封凸环 2c 的内径基本相同故具有有利于放泄阀定位的优点。

此外，可在旋转涡旋件 3 的端板 3a 的上表面和涡卷 3b 的整个表面上涂上具有磨蚀性和润滑性的表面涂层、例如氮硫化处理和磷酸三价锰处理所形成的表面涂层。这样，便具有下列的优点，也就是，可以减小两个涡卷 3b 和 2b 的侧表面间及其齿顶与底部间的间隙。可以减小内部泄漏和摩擦损失。由于改善了涡旋件 3b 和 2b 间接触部位的可滑动性，故可提高压缩机的性能。

此外，也可在浮动涡旋件 2 的端板 2a 的下表面和涡卷 2b 的整个表面上涂上具有磨蚀性润滑性的表面涂层，例如氮硫化处理和磷酸三价锰处理所形成的表面涂层。这样，便具有下列的优点，也就是，可以减小两个涡旋件 3b 和 2b 的侧表面间及其齿顶与底部间的间隙。由于改善了两个涡旋件 3b 和 2b 间接触部位的可滑动性，故有可能减少内部泄漏和摩擦损失，从而有利于提高压缩机的性能。

此外，可在旋转涡旋件 3 的端板 3a 的上表面和涡卷 3b 的整个表面以及浮动涡旋件 2 的端板 2a 的下表面和整个涡卷 2b 的表面都涂上具有磨蚀性和润滑性的表面涂层，例如氮硫化处理和磷酸三价锰处理所形成的表面涂层，这样便很容易减小涡卷 3b 和 2b 的侧表面之间及其齿顶与底部之间的间隙。由于涡卷 3b 和 2b 之间的接触部位的可滑

动性进一步提高，故有可能减小内部泄漏和摩擦损失。结果便具有减少压缩机试运转周期并进一步提高压缩机的性能的优点。

另外，可在端板 2a 压靠在浮动挡环 7 的挡环表面 7f 上的部位涂上其厚度可由压缩力的作用和随运转时间的增加而减小的表面涂层。这样的表面涂层有例如由氮硫化处理和磷酸三价锰处理所形成的表面涂层。由于这些涂层中带有孔洞，故当压缩力长期作用在它的上面时，含在涂层中的孔洞便会逐渐破裂。因此，涂层的厚度便会随着运转时间的增加而减小。采用这种结构，由于涡旋件 2 的齿顶与底部之间和涡旋件 3 的齿顶与底部之间的硬层随着运转时间的推移而逐渐互相靠近，即使涡旋件 2 的齿顶和底部与涡旋件 3 的齿顶和底部偶尔互相接触而发生磨损，随后也能够减小齿顶与底部间的间隙。因此，具有在长时间内保持压缩机的高性能的优点。

此外，可在浮动涡旋件 2 的整个表面上涂上氮硫化处理和磷酸三价锰处理形成的表面涂层。对浮动涡旋件进行涂层处理时可以不必遮挡，而且，有可能减小涡卷 3b 和 2b 的侧表面之间和齿顶与底部之间的间隙，故可提高涡卷 3b 和 2b 之间接触部位的可滑动性。由于两个涡旋件 2 和 3 的齿顶与底部之间的硬层会随着运转时间的推移而逐渐互相靠近，故有可能减少两个涡旋件 2 和 3 各自的齿顶和底部偶然地互相接触而导致磨损的情况。由于能够减小齿顶与底部间的间隙，故具有一个优点即，可以容易地制造出高性能的并且长期地保持其高性能的压缩机。

另外，也可以在浮动涡旋件 2 的整个表面上都涂上由氮硫化处理和磷酸三价锰处理法形成的表面涂层，而后，对开有螺钉孔 2i 和安装放泄阀 23 的表面进行抛光。这样便能保证由放泄阀 23 盖住平衡孔 2f，从而有利于提高在超压条件下工作的压缩机的性能。

此外，可以在旋转涡旋件 3 的滑动止推轴承 3d 上用热处理法形成具有耐磨性能的表面涂层或用耐磨材料涂上耐磨薄层，这样便具有一个独特的优点，即由于限制了两个涡旋件 2 和 3 各自的齿顶与底部间的空隙，故可长期保持压缩机的高性能。

另外，可以在止推轴承 3d 上用热处理法形成具有优良润滑性能的表面涂层或用具有优良润滑性能的材料涂上润滑性能良好的薄层。这样便具有一个优点，即由于减少了止推轴承 3d 的滑动磨损，故能够提高压缩机的性能。

也可以采用将浮动涡旋件 2 中的棘爪 2g 和 2h 做成槽、而将浮动挡环 7 上的棘爪槽 7a 和 7b 做成凸块的结构。在这种情况下，便具有一个优点，即增加了浮动挡环 7 的强度，故可提高压缩机的可靠性。

此外，也可以采用这样的结构，即，中央盖 24 用热膨胀系数比端板 2a 的材料大的材料制成，并且，中央盖 24 的外圆周密封凸环 2c 的内圆周的间隙配合度最大为 $10 \mu\text{m}$ (微米)。在这种情况下，当中央盖 24 在运转过程中温度升高而产生热膨胀时，压缩机便沿密封凸环 2c 膨胀的方向产生变形。因此，端盖 2a 的上表面比其下表面的延伸量大。结果，端盖 2a 在涡卷的中心处离开旋转涡旋件 3 的底面。涡卷的中心温度升高，故有可能防止因涡卷伸长而使涡卷的齿顶与底部间互相接触。这样便具有下面的优点：即能够实现压缩机的高效率和高可靠性。例如，浮动涡旋件 2 可用铸铁制成，而中央盖 24 可用黄铜、锌或铝合金制成。特别是，浮动涡旋件 2 可用含硅量为 10~30% 且扣氏模量高的铝合金制成。

另外也可以采用这样的结构，即浮动挡环 7 的外圆周面与支架 4 的内圆周面之间的间隙配合度为 $5 \mu\text{m}$ (微米)，浮动挡环 7 的外圆周面的轴线与上固定板 8 的内圆周面的轴线合为一体，且浮动挡环 7 与上固定板 8 互相固定在一起而形成上述的固定台 9。采用这种结构，浮动涡旋件 2 的定位只取决于零件的形状。因此，当用盖子螺钉 53 将固定台 9 和外圆周盖 25 固定到支架 4 上时，便可以不用转动上述的轴 12 或转子 15 以调整它们的扭矩。这样便具有利于装配的优点。

此外，可在旋转涡旋件 3 的凸台 3c 的表面上用热处理法形成耐磨涂层、或用耐磨材料涂上耐磨薄层。这样便具有一个优点，即由于改善了凸台 3c 的耐用性，故可提高压缩机的可靠性。

另外，也可在旋转涡旋件 3 的凸台 3c 的表面上用热处理法形成

具有优良润滑性能的涂层，或用耐磨材料涂上耐磨薄层。这样便具有一个优点，即由于减少了转动轴承的滑动磨损，故有可能提高压缩机的性能。

此外也可用机械方法将一个由耐磨材料制成的隔离零件固定在旋转涡旋件 3 的凸台 3c 上或者用焊接法或熔焊法将一个由耐磨材料制成的隔离零件机械地固定到上述的凸台 3c 上。这样便具有一个优点，即有利于具有耐用性的凸台 3c 的加工，故可提高压缩机的可加工性。

下面参考附图 15~22 说明本发明的第二实施例。本实施例涉及一种浮动涡旋件和一种旋转涡旋件。图 15 是浮动涡旋件的底视平面图；图 16 是旋转涡旋件的顶视平面图；图 17 是浮动涡旋件的底视平面图；图 18 是浮动涡旋件的底视平面图；图 19 是浮动涡旋件的底视平面图；图 20 是浮动挡环 7 的顶视透视图；图 21 是浮动涡旋件的底视平面图；图 22 是浮动挡环 7 的顶视平面图。

与第一实施例相比较，本实施例的不同点在于涡卷 2b 径向中心的形状，以及涡卷 3b 的径向中心和径向外部分的形状，除此之外本实施例与第一实施例相似。本实施例所用的螺线中，每个涡卷 2b 和 3b 的径向中央部位 21 和 31 的外线局部向外凸出。采用这种结构，在涡卷的轨迹中形成了一个带子厚度(宽度)最小的部位 2s 和 3s。这就有可能增加排气孔 2d 的直径同时又保证它的体积比。结果便具有一个优点，即由于减小了排气流道的阻力，故可降低排气过程的压力损失而提高压缩机的效率。而且，在本实施例中，不参与形成压缩室 6 的涡卷 3b 的外线在外圆周 3r 处形成相同的厚度。因此可在外圆周的端部 3n 处设置一个直线部分或一个圆形部分。结果便具有这样一个优点，即由于涡卷外圆周的厚度有保证，故可提高涡卷的可靠性。

下面结合图 17 说明一种改型。这种改型的结构与图 15 和 16 所示的实施例相似，其不同之处在于外圆周段上涡卷 2b 的形状。具体地说，在涡卷 2b 上不参与形成压缩室 6 的外线在外圆周 2f 处的带子厚度增大。结果，便具有一个优点，即由于提高了涡卷 2b 的强度，

故可提高压缩机的可靠性。

下面结合图 18 说明另一个改型。这一改型的结构与图 17 所示的改型相似。但被装入上固定板 8 的内圆周里的滑动部分 2u 向外凸出以移动平衡孔 2f。结果便具有一个优点，即由于有利于装入固定台 9 中，故可以使压缩机更易装配。而且，还有一个优点，那就是由于吸入室 60 和上室 10 在外圆周处气路互相连通，故不需要对平衡孔 2f 进行加工。

下面结合图 19 和 20 说明又一个改型。这一改型的结构与图 18 所示的改型相似，但是在浮动涡旋件 2 的端板上设置了两个定位凸块 2v，并且在浮动挡环 7 上设置了两个分别与凸块 2v 相配合的浮动定位槽 7g。这种结构具有一个优点，那就是，由于不必要使固定台 9 的外圆周与浮动涡旋件 2 互相配合，故有利于压缩机的装配工作。而且，定位凸块 2v 和浮动定位槽 7g 可以是单个的，也可以是 3 个或更多个的。

下面结合图 21 说明又一个改型。这一改型的结构与图 18 所示的改型相似，但是棘爪 2g 和 2h 分别做成独立的定位销 2w 和 2x。采用这种结构有一个优点，那就是提高了浮动涡旋件的可加工性。

下面结合图 22 说明另一个改型。这一改型的结构与图 15 所示的实施例相似，但是，与支架 4 的内圆周相配合的滑动部分 7h 设置在浮动挡环 7 的外圆周上。这样便具有一个优点，即由于有利于浮动挡环 7 相对于支架 4 的定位，故有利于压缩机的组装。

下面参见附图 23~25 说明本发明的第三实施例。图 23 是浮动涡旋件 2 放气孔附近的底视平面图；图 24 是浮动涡旋件 2 的顶视平面图；图 25 也是浮动涡旋件 2 的顶视平面图。

本实施例的结构与第一实施例相似。但是放气孔分别做成横向长的孔 2y。这样便具有一个优点，即由于可打开横截面大的放气孔而不会使有压力差的压缩室与该孔相通，故能可靠而快速地防止过压。在对带子厚度变化的涡卷施加载荷的压缩机中，经常要减小涡卷的厚度（中心附近除外），因此，由于圆形的放气孔很难保证足够的横截

面积，故本实施例中的横向长的放气孔 2y 对于要降低放气时的压力损失特别有效。

下面结合图 25 说明一种改型。本改型的结构与图 24 所示的实施例相似。但是，在本改型中，每个放气孔由两个互相靠近的平行放气孔 2z 组成。采用这种结构具有一个优点，即由于横截面积较大的放气孔容易打开而不会使具有压力差的压缩室与其连通，故能安全而迅速地避免超压。在对带子厚度变化的涡卷施加载荷的压缩机中，经常要减小涡卷的厚度（中心附近处除外），因此，由于圆形的放气孔很难打开，故横截面大的平行放气孔 2z 特别有效。

下面结合附图 26 说明本发明的第四个实施例。图 26 是含有浮动涡旋件 2 和浮动挡环 7 的组件的底视平面图。

本实施例的结构与第一实施例相似。但是在棘爪槽 7a 和 7b 与棘爪 2g 和 2h 之间分别插入弹簧 59 和 60 以产生一种圆周力。这样便具有一个优点，即由于浮动涡旋件 2 在转动方向上的位置可精确地控制而不会产生偏移，故有可能提高压缩机的效率。

在上述的结构中，可在上室 10 中设置一个如图 27 所示的波动片簧 27 以便将浮动涡旋件 2 偏压向旋转涡旋件 3。这样，即使在排气压力极低、且仅靠上室 61 中的气压不能将浮动涡旋件 2 向下压到旋转涡旋件 3 上的情况下，也可靠片簧 62 的弹性力迫使浮动涡旋件 2 向下。因此便具有一个优点，即有可能加宽压缩机高效转动的范围。

下面结合图 28 和 29 说明本发明的第五实施例。图 28 是旋转涡旋件 3 的顶视透视图，图 29 是欧氏环 5 的顶视透视图。

本发明的结构与第一实施例相似。但是，欧氏滑动凸块 3t 和 3u（3u 未示出）设置在端板 3a 的上表面上，而转动槽 5e 和 5f 设置在欧氏环 5 中。这样，由于旋转涡旋件 3 相对于欧氏环 5 的滑动部位上没有开槽，便有可能用与加工涡卷 3b 用的大直径立铣刀相同的切削刀具来加工上述的滑动部位。因此，便可以精确地保证涡卷 3b 与欧氏环 5 间的位置关系。这样便具有可使压缩机获得高效率的优点。

下面结合图 30 和 31 说明本发明的第六实施例。图 30 是浮动涡

旋件 2 的顶视平面图；图 31 是旋转涡旋件 3 的顶视平面图。

本实施例的结构与第一实施例相似，但是，在端板 2a 和 3a 的上表面上分别设置了吸入台阶 2 α 和 3 α 。这样便具有一个优点，即由于减小了气体吸入压缩室时的气流道阻力，故可使压缩机获得高效率。上述的吸入台阶 2 α 和 3 α 是圆形的，但是本发明并不只限于圆形，吸入台阶 2 α 和 3 α 也可以是椭圆形的或多边形的。

下面结合图 32~36 说明本发明的第七实施例。图 32 是浮动涡旋件 2 的底视透视图；图 33 是旋转涡旋件 3 的顶视透视图；图 34 是浮动涡旋件 2 的涡卷前端的放大视图；图 35 也是浮动涡旋件 2 的涡卷前端的放大视图；图 36 是浮动涡旋件 2 的底视透视图。

本实施例的结构与第一实施例相似，但是本实施例中涡卷 2b 和 3b 从底面的凸出高度 hi 沿径向向里逐渐减小，从而在涡卷 2b 的齿顶上形成了一种直线的齿顶台阶 2v，并在涡卷 3b 的齿顶上形成了一种类似的直线齿顶台阶 3v。这样便具有一个优点，即由于涡卷 2b 和 3b 之间互相配合或者说互锁而形成的齿顶与底部的两个接触部位上可能存在一个初始间隙、而两个涡旋件的底部仍保持平面状，故容易制造出高可靠性的压缩机。通常，上述的台阶是一种相距 $1\text{ }\mu\text{m} \sim 10\text{ }\mu\text{m}$ 的台阶。而且在本实施例中的台阶有 2 个或 3 个。但是，本发明并不只限制于此，台阶的数目可以是任意的。而且，也可做成不是台阶形，也可做成涡卷的高度连续逐渐地变化。

下面结合附图 35 说明一种改型。这种改型的结构与图 34 所示的实施例相似。但是，本改型的结构在涡卷 2b 上设置了圆形的齿顶台阶 2 λ ，而在涡卷 3b 的齿顶上设置了类似的圆形齿顶台阶 3 λ （未示出）。这样便可改变立铣刀的高度，并且，直径等于或大于涡卷的厚度的立铣刀便可大概沿涡卷厚度的中心移动而实现台阶的加工。因此，具有一个优点，即压缩机容易加工。

下面结合图 36 说明一种改型。这种改型的结构与图 34 和 35（浮动涡旋件 2 的涡卷前端的放大图）所示的实施例和改型相似。但是，本改型的结构在涡卷 2b 上设置了厚度或称宽度加大的涡卷外圆周

2t。因此，提高了涡卷 2b 的强度。这样便具有一个优点，即可提高压缩机的可靠性。

下面结合图 37 说明本发明的第八实施例。图 37 是旋转涡旋件 3 的顶视平面图。

本实施例的结构与第一实施例相似。但是，本实施例的结构在端板 3a 的中心附近设置了一个不穿透的底孔 3δ。底孔 3δ 与涡卷 3b 间的相对位置关系与放气孔 2d 与浮动涡旋件 2 的涡卷 2b 的相对位置关系相同。这样便具有一个优点，即由于在由旋转涡旋件 3 的内线形成的压缩室 6 内新增加了作为排气道的通过底孔 3δ 的流道，故减小了排气流道的阻力，因此，能够提高压缩机的效率。

下面结合图 38 说明本发明的第九实施例。图 38 是旋转涡旋件 3 的顶视平面图。

本实施例的结构与第一实施例相似。但是，在涡卷 3b 的齿顶上设置了尖端密封件 3p 和 3q。这样便具有一个优点，即由于减小了齿顶与底部之间的漏泄，故能够提高压缩机的效率。此外还有一个优点，那就是，在本实施例中，在中心部位上采用了与外圆周部位上的尖端密封件 3p 不同、且宽度比其大的尖端密封件 3q，故可提高密封性能，因此，进一步提高了压缩机的效率。

下面结合附图 39~42 说明本发明的第十实施例。图 39 是旋转涡旋件 3 的顶视平面图；图 40 是旋转涡旋件 3 的纵向剖视图；图 41 也是旋转涡旋件 3 的纵向剖视图；图 42 是旋转涡旋件的底视透视图。

本实施例的结构与图 37 所示的实施例相似，但是取消了欧氏支承凸块 3i 和 3j。这样便具有一个优点，即由于改善了旋转涡旋件的可加工性，故压缩机更容易加工。当然，底孔 3δ 不取消。

下面结合图 40 说明一个改型。本改型的结构与第一实施例相似。但是，设置了一个外圆周槽 3w。图 40 中以两点划线表示的罩子可安装到外圆周槽 3w 上，以便进行表面处理。这样便容易保证在除了止推轴承 3d 和凸台 3c 之外的表面上涂上合适的涂层。此外，在加工涡卷 3b 时还可用外圆周槽 3w 来夹紧。这样便具有一个优点，即容易生

产高效率的压缩机。

下面结合图 41 说明另一个改型。本改型的结构与第一实施例相似，但是，设置了凸台槽 3β。因此，由于凸台槽 3β 在磨削凸台 3c 的表面时可作为砂轮的离隙，故可使磨削加工更容易进行。这样便具有一个优点，即容易生产高效率的压缩机。

下面结合图 42 说明另一个改型。图 42 所示的改型的结构与第一实施例相似。但是，设置了一个轴承槽 3x。由于润滑油可流入轴承槽 3x 中，故可进一步改善对止推轴承 3d 的润滑作用。因此，可减小止推轴承的磨损。这样便具有一个优点，即可提高压缩机的效率。

下面结合图 43 说明本发明的第十一实施例。图 43 是供油孔 4c 附近的纵向剖视图。

本实施例的结构与第一实施例相似。但是在供油孔 4c 内设置了一个扼流圈 4k。由于扼流圈 4k 的作用可使后室 11 中的压力升高，故可降低作用在止推轴承 3d 的载荷。因此可减少止推轴承的磨损。这样便具有一个优点，即能够提高压缩机的效率。

下面结合图 44~46 说明本发明的第十二实施例。图 44 是固定台 9 的顶视平面图。图 45 是一个纵向剖视图；图 46 是一个底视透视图。

本实施例的结构与第一实施例相似。但是浮动挡环 7 和上固定板 8 彼此连结在一起。因此，便具有一个优点，即由于不必要对浮动挡环 7 和上固定板 8 进行组装，故可改善压缩机的装配性能。

下面结合图 47 和 48 说明本发明的第十三实施例。图 47 是一个纵向剖视图；图 48 是轴承座的顶视平面图。

本实施例是卧式压缩机的一个例子，它的轴线基本上是水平的，其结构除了储油机构和供油机构外，都与第一实施例相似。固定在圆柱形壳体 1 上的轴承座 18 的上部分带有气孔 18b 和气盖 18e，其下部分带有导油孔 18a，其中央部位带有轴承孔 18c，从而形成一个集油室 80。从该集油室 80 伸出一根排气管 55。此外，已经固定有一个固定供油管 71 的轴承罩 70 由压配合进入轴承孔 18c 中。马达室 62 中的压缩气体通过气孔 18b 而流入集油室 80 中，同时冲击气盖 18e。因

此，由于马达室 62 中的压力比集油室 80 中的压力高，故马达室 62 中的润滑油 56 通过导油孔 18a 而流入集油室 80 中。润滑油 56 通过固定供油管 71 而润滑副轴承 72 并流入供油孔 12a 中。这样便具有一个优点，即由于可在小的压缩室里储存润滑油而不会使马达室 62 中油面对转子 15 或轴 12 喷溅，故上述的高可靠性的卧式压缩机的尺寸可以更小些。

下面结合图 49 说明本发明的第十四实施例。图 49 是集油室附近的纵向剖视图。

本实施例的结构与图 47 和 48 所示的实施例相似。但是，固定的供油管 71 的一端是封闭的，且在与导油孔 18a 相反的一侧上设置了一个油孔 71a。而且还设置了一个导油盖 18d。由于气体与润滑油一起从导油孔 18a 流入，故气体从集油室 80 中的润滑油 56 的下部分流向其上部分，因此存在着使气体流入固定的供油管 71 中而妨碍油流入轴承中的危险。但是，在本实施例中油孔 71a 设置在固定供油管 71 中的与导油孔 18a 相反的侧表面上，故可减小气体流入固定供油管 71 中的危险。而且，由于设置了导油盖 18d，故气体沿轴承座 18 上升。因此，减小了气体流入固定供油管 71 的内部的危险。这样便具有一个优点，即提高了压缩机的可靠性。本实施例的结构中设置了油孔 71a 和导油盖 18d，但是即使只设置其中的一个，也能提高压缩机的可靠性。

下面结合图 50~55 说明本发明的第十五实施例。图 50~53 分别是压缩机的纵向剖视图，图 54~55 是浮动涡旋件的顶视透视图。

本实施例的结构与第一实施例相似。但是，设置了一个旋转的中间压力孔 32，该孔 32 在旋转涡旋件 3 的压力处在吸入压力与排气压力之间时将后室 11 与压缩室 6 互相连通起来，此外，还取消供油孔 4c。另外，它是处在图 50~55 所示的垂直状态。但是，本实施例也可用于图 47~49 所示的水平状态。采用这种结构，由于后室 11 的压力达到高于吸入压力的中间压力，并且降低了作用在止推轴承 3d 上的载荷，故可以减小止推轴承的磨损而不会影响旋转涡旋件 3 的运动。

稳定性。这样便具有一个优点，即可增大压缩机的高效运转范围。此外，由于润滑油不会进入吸入室 60，故可防止吸入的气体被加热。这样又具有一个优点，即可提高压缩机的效率。

下面结合图 51 说明一种改型。如图 51 所示，本改型的结构与图 50 所示的实施例相似。但是设置了一个浮动中间压力孔 33、一个密封槽 2γ 和一个密封件 57，上述的浮动中间压力孔 33 在浮动涡旋件 2 的压力处在吸入压力与排气压力之间的中间压力时，将压缩室 6 与上室 10 彼此连通起来，上述的密封件 57 形成相对于浮动涡旋件 2 的气密密封，同时又允许浮动涡旋件 2 沿轴线方向在它上面滑动。采用这种结构，由于上室 10 的压力达到高于吸入压力的中间压力，故运转时能够加宽浮动涡旋件 2 被充分向下推的范围。这样便具有一个优点，即可加宽高效转动的范围。

下面结合图 52 说明另一个改型。如图 52 所示，本改型的结构与图 50 所示的实施例相似。但是，在支架 4 上罩上一个由导热率较低的材料制成的上隔热外罩 34 和一个下隔热外罩 35。而且本改型的结构可保持上室 10 处在中间压力状态。但是，本结构也可以与第一实施例相似，使上室 10 保持在吸入压力状态，或者与图 50 所示的实施例相似，使后室 11 保持在中间压力状态下。而且本改型也可用于如图 47~51 所示的实施例的卧式结构。采用这种结构有一个优点，即由于可防止吸入室 60 受热，故可提高压缩机的效率。此外，可以只采用一个上隔热外罩 34 或一个下隔热外罩 35，制造隔热外罩 34 和 35 的材料也可考虑采用耐热塑料。本改型的隔热外罩 34 和 35 的插入端之内带有凸台 34a 和 35a，并且在支架 4 上与其相对应的外圆周部位带有一个槽 4x。因此，可利用两个隔热外罩 34 和 35 的弹性将它们压入支架 4 中直到凸台 34a 和 35a 进入槽 4x 为止从而完成两个隔热外罩 34 和 35 的安装工作。这样便具有一个优点，即可改善压缩机的组装性能。

下面结合图 53 说明又一个改型。如图 53 所示，本改型的结构与第一实施例相似。但是，在浮动涡旋件 2 的外圆周面上带有外圆周槽

2m(见图 54)、并在该槽中装入一个弹性圈 77。该弹性圈 77 的材料可以是橡胶、塑料和金属。因此浮动涡旋件 2 可沿轴线方向移动，同时又可作仅仅在浮动涡旋件 2 的圆周与固定台 9 的内圆周之间的间隙内的水平(垂直于轴线方向)的移动。因此当由于涡卷 2b 和 3b 形状上的微小误差及其变形而使它们互相接触时，可减轻作用在它们上面的力。这样便具有一个优点，即可提高压缩机的可靠性。

在上述的改型中，如图 55 的顶视透视图所示，在浮动涡旋件上设置了两个外圆周槽 2m，并且分别装入两个弹性圈 77。这样便具有一个优点，即由于浮动涡旋件 2 的状态稳定，故可进一步提高压缩机的可靠性。在本实施例中示出设置了两个外圆周槽 2m，但是，当然也可以设置三个或更多的外圆周槽 2m。

下面结合图 56~59 说明本发明的第十六实施例。图 56 是一个纵向剖视图；图 57~59 分别是连接管的纵向剖视图。

本实施例的结构与第一实施例相似。但是，设置了一个带有排出管 31a 的连接管 31 代替中央盖 24，并且设置了一个两端分别固定在上壳体 20 和圆柱形壳体 1 上的直接通道 99。这样，几乎所有的排出气体都从直接通道 99 通过而进入马达室 62。这样便具有一个优点，即可防止压缩气体加热吸入室 60、而提高压缩机的效率。此外还有一个优点，即由于排气管 31a 的前端仅仅插入上壳体 20 中，故排气管 31a 更易组装。

在上述的实施例中，连接管的结构也可做成如图 58 和 59 所示的那样。在图 58 所示的例子中，连接管 31 带有油槽 31e、油孔 31f 和密封件 31g。这样，由于几乎所有的排出气体都通过直接通道 99 而流入马达室 62，故可进一步防止吸入室 60 被加热。这样便具有一个优点即可进一步提高压缩机的效率。而且，通过油槽 31e 和油孔 31f 而集中在上室 60 上的润滑油与排出气体混合，再回到马达室 62 的下部分。这样便具有一个优点，即由于能够避免润滑油的不足，故可提高压缩机的可靠性。

此外，图 59 所示的连接管中设置有一个平衡孔 31h。这样，由

于放泄阀 23 的上表面上的压力与排气压力相等，故可保证一出现超压便使放泄阀 23 工作。因此便具有一个优点，即由于可保证不出现超压，故可提高压缩机在低压力比下运转的效率。

下面结合图 60 说明本发明的第十七实施例。图 60 是一台压缩机的侧面正视图。

本实施例的结构与图 56~69 所示的实施例相似。但是，在圆柱形壳体 1 的外圆周面上固定有散热片 70'。这样便具有一个优点，即由于降低了压缩机的温度，故可提高压缩机的效率。另外还有一个优点，由于安装架 71' 通过散热片的下部分固定到壳体上，故可使压缩机更加容易制造。

下面结合图 61~62 说明本发明的第十八实施例。图 61 和 62 是压缩机的纵向剖视图。

本实施例的结构与图 47 和 48 所示的实施例相似。但是，设置了带有排出管 31a 的连接管 31 代替中央盖 24，并且设置了两端分别固定在上壳体 20 和圆柱形壳体 1 上的直接通道 99。固定供油管 71 和轴承座 18 的结构与第二十六实施例相同。这样便具有一个优点，即由于几乎全部的排出气体都通过直接通道 99 而进入马达室 62，故可防止吸入室 60 受热而提高压缩机的效率。此外还有一个优点，即由于排出管 31a 的前端 31d 仅仅插入到上壳体 20 中就足够了，故容易组装。

此外，如图 62 所示，直接通道 99 是在马达室 62 靠近集油室 80 的一侧固定到圆柱形壳体 1 上的。而且，固定供油管 71 和轴承座 18 的结构也可以是与第二十六实施例一样。这样，由于几乎全部的排出气体都通过直接通道 99 而进入马达室 62 靠近集油室 80 的一侧，故可防止支架 4 和吸入室 60 受热，因此便具有一个优点，即可提高压缩机的效率。

下面结合图 63~65 说明本发明的第十九实施例。本实施例是一种用于其涡旋件中有一个相对于壳体是固定的旋转型涡旋压缩机。图 63~65 分别是该压缩机的纵向剖视图。

本实施例与第一实施例相似。但是，用固定的涡旋件 2 替换浮动涡旋件，并且取消了固定板。这样便具有一个优点，即由于结构简化，故可提高压缩机的组装性能。而且，由于在固定的涡旋件 2 上设置了固定的欧氏槽 2n (它是相对于欧氏环 5 的滑动部位)，故提高了旋转涡旋件 3 与固定涡旋件 2 之间角度关系的精度。

而且，如图 64 所示，在固定涡旋件 2 和旋转涡旋件 3 的齿顶上分别设置了尖端密封件 2p, 2q, 3p 和 3q。这样便具有一个优点，即由于提高了齿顶与底部之间间隙的密封能力而防止了因运行中涡卷发生变形而使齿顶与底部相碰，故可提高压缩机的效率。

此外，如图 65 所示，在旋转涡旋件 3 的背面上设置了浮动支架 40 和支架的挡环 41。浮动支架 40 的上表面与止推表面 40a 相接触以便使旋转涡旋件偏压向涡旋件 2，此外还在浮动支架 40 上设置了油槽 40b。在油槽 40b 与后室 11 之间设置了一个供油孔 40c。在浮动支架 40 的侧面上设置了密封槽 40d 和 40e，并在这两个槽中分别放入密封件 97 和 98、以形成相对于支架 4 的气密密封同时又允许浮动支架 40 作轴向移动。在浮动支架 40 的背面形成了一个支架后室 73 并由平衡孔 4u 使其处在排气压力下。通过支架挡环 41 限制止推表面 40a 向涡旋件 2 移动。这样，当旋转涡旋件 3 与涡旋件 2 之间的间隙等于或小于预定的间隙值时，便可限制或者说减小将旋转涡旋件 3 偏压向涡旋件 2 的力。此外，由于在运转过程中因涡旋件发生变形而使涡卷的齿顶与底部间彼此相碰时、浮动支架 40 就向下移动，故可避免涡卷的齿顶与底部之间产生过大的相碰力。因此便具有一个优点，即提高了压缩机的可靠性。此外，可在支架后室 73 中放入片簧 61 以将浮动支架 40 偏压向涡旋件 2。这样，即使在排气压力极低、而仅由于支架后室 73 中的气体压力无法将浮动支架 40 向上推的情况下，也能够由片簧 61 的弹力将浮动支架 40 向上推。这样便具有一个优点，即可扩大压缩机在高效率下运转的范围。而且，支架挡环 41 还可以取消或拿开。这样便具有下列优点，即由于旋转涡旋件 3 总是压在固定涡旋件 2 上，并且齿顶与底部之间的间隙也总是很小，故可以提高压缩

机的性能。另外，在支架挡环 41 与浮动支架 40 之间的表面上可涂上氮硫化薄膜、磷酸三价锰薄膜或类似的耐蠕变和/或耐磨薄膜。

下面参看图 66 说明本发明的第二十实施例，图中所示的本发明的一个实例适用于这样一种旋转式涡旋压缩机，在这种压缩机中，两个涡旋件的转动中心是互相偏离的，以便以相同的速度沿同一方向旋转。图 66 示出该压缩机的纵向剖视图。

按照本实施例的涡形压缩机的结构是这样的：其第一涡旋件 300 和第二涡旋件 200 各自的涡卷 300b 和 200b 的形状与第一实施例中的涡卷 3b 和 2b 的形状相似。下面简单说明有关其他部位的结构和工作。

在第一涡旋件 300 的端板 300a 上与涡卷 300b 相反的一侧设有涡形凸台 300q，该凸台 300q 插入与第一支架 104 压配合的第一主轴承 104a 内。第一涡旋件 300 通过一接入涡形凸台 300q 的花键轴与第一轴 112 相连接，第一转子 115 则固定在第一轴 112 上，并与固定在第一封闭壳体 101 上的第一静子 116 相结合而构成一个作为第一涡旋件 300 的转动驱动部分的马达。第一轴 112 的端部装有一个第一副轴承 117，该第一副轴承 117 由第一轴承座 118 固定在第一封闭壳体 101 上。另外，第一轴 112 的中央设有一个与排气孔 300k 连通的通孔 112e，而且在第一轴 112 上还固定地安装了两个平衡环 130。当第一涡旋件 300 与第一轴 112 相连接时，便处于动平衡状态。而且，在第一支架 104 与端板 300a 之间还设有一个动压力式止推轴承 105。润滑油 56 储存在第一马达室 121 内，并通过供油孔 104c 供给主轴承 104a。另外，有一排气管 122 将第一马达室 121 与外面彼此连通。

在第二涡旋件 200 的端板 200a 上与涡卷 200b 相反的一侧设有一个涡形凸台 200q，该凸台 200q 插入与第二支架 204 压配合的第二主轴承 204a 内。通过一个接入上述涡形凸台 200q 内的花键轴将第二涡旋件 200 连接到第二轴 212 上。一个第二转子 215 固定在第二轴 212 上，并与固定在第二封闭壳体 201 上的第二静子 216 相结合构成一个作为第二涡旋件 200 的转动驱动部分的马达。第二轴 212 的一端装有一个第二副轴承 217，该第二副轴承由一个第二轴承座 218 固定在上

述第二封闭壳体 201 上。此外，在第二轴的中央带有一个与排气孔 200k 连通的通孔 212e。在第二轴 212 上固定地安装了两个平衡环 230，因此，当第二涡旋件 200 与第二轴相连接时，便处于动平衡状态。另外，在第二支架 204 与端板 200a 之间设置有一个动压力式止推轴承 205。润滑油 56 储存在第二马达室 221 内，并由供油孔 204c 供给主轴承 204a。通过一个排气管 222 将第二马达室 221 与外面彼此连通。

将按照上述方式组装的第一涡旋部件和第二涡旋部件互相组合起来，使各涡旋件的中心轴线互相偏离。在带有尖端密封件 300p 的第一涡卷 300b 与带有尖端密封件 200p 的第二涡卷之间形成了压缩室 6 和与排气孔 200k 和 300k 连通的排气空间 6a。此外设置了使吸入室 60 与压缩机外面互相连通的吸入管 54。

下面说明上述结构的涡旋压缩机的工作。轴 112 和 212 分别由两个马达带动而转动，从而使涡旋件 200 和 300 转动。结果，通过吸入管 54 将气体从压缩机外面抽入到吸入室 60，并进入由涡旋件 200 和 300 构成的压缩室 6 中，由于压缩室 6 在移动到转动中心的同时其容积减小，故气体受到压缩。

气体在通过通孔 112e 和 212e 的同时冷却转子 115 和 215，而后进入马达室 121 和 221，然后从排气管 122 和 222 排出到压缩机外面。虽然端板 200a 和 300a 在气体压力的作用下企图沿向着支架 104 和 105 的方向移动，但是，它们的这种移动受到动压力式止推轴承 105 和 205 的阻碍。因此，气体通常是或者说常常是被压缩。由于作用在位于涡卷背面的动压力式止推轴承 105 和 205 上的载荷比涡卷厚度均匀的情况小或者说减小，所以其磨损减小。因此，本实施例具有提高压缩机效率的优点。另外，润滑油 56 在压力差的作用下通过供油孔 104c 和 204c 流入主轴承 104a 和 204a，润滑主轴承部分。随后，润滑油 56 润滑动压力式止推轴承 105 和 205，并从吸入室 60 流入压缩室 6。润滑油 56 密封和润滑两个涡卷间的部位。然后，润滑油 56 与压缩气体一起返回到马达室 121 和 221 而积聚在马达室 121 和 221 中。

按照本实施例的优点是：由于两个涡旋件 200 和 300 都可转动，

故有可能高速运行，而且，虽然其尺寸小，但仍可能构成高性能的压缩机。另外，在本实施例中，涡卷 200b 和 300b 是互相啮合而同步转动两个涡旋件的。但是，在两个涡旋件之间也可实行欧氏连接。此外，在本实施例的结构中：第一涡旋部件与第二涡旋部件互相结合，使各涡旋件的中心轴线沿垂直方向彼此偏离。但是，上述结构也可以是第一涡旋部件和第二涡旋部件沿水平方向彼此组合，并用一根管子将各马达室 121 和 221 的底面互相连通。因此由于在两个马达室 121 和 221 内的润滑油 56 的液面是互相等高的，故可减少转子 115 和 215 与储存的润滑油互相接触的可能性，并可避免在运行过程中发生压缩性能下降的情况。另外，虽然上面未提到涡旋件的材料，但是，可考虑用铸铁来制造两个涡旋件。在这种情况下，可降低制造成本。成本低、而且强度也可保证。于是，就具有一个优点即，可使压缩机具有高的可靠性。而且，在铸铁中，也可采用通过金属模提高冷却速度而制成的那种铸铁材料，这样，就具有一个优点即，由于改善了切割性能，故可使压缩机的成本进一步降低。另外，涡旋件 200 和 300 也可用铝合金来制造。在此情况下，由于离心力降低，故可减小涡卷 200b 和 300b 相对于端板 200a 和 300a 的下降量，从而可避免涡卷之间的局部接触。此外，还可以改善加工性和减轻机器重量。因此，就具有一个优点即，可使压缩机具有高的可靠性，并进一步降低成本和减轻重量。

另外，在上述的每一个实施例中，两个涡旋件都可考虑用铝合金来制造。在这些铝合金中，也可采用含硅量低而且可以铸造的那一种。一般说来，如果两个铝合金件长时间互相紧靠在一起的话，会发生粘结。因此，对于没有固定台 9 的结构，而且两个涡卷的齿顶与底部基本上总是互相紧靠的情况，不可能用上述的铸造铝合金来制造两个涡旋件。但是，正如本实施例所述，由于采用了固定台 9 以避免两涡卷的齿顶与底部互相压靠，就可以用上述的铸造铝合金来制造两个涡旋件。在这种结构中，由于两个涡旋件都用铝合金制造，就具有一个优点即，减轻压缩机的重量。而且，由于减小了作用在旋转涡旋件 3 上的离心力，故可使作用在旋转涡旋件后面的止推轴承 3d 上的负荷分

布均匀。结果，便可使止推轴承 3d 的磨损均匀化，即使在该磨损加大后仍可使端板 2a 和 3a 保持互相平行。并且可避免涡卷 2b 和 3b 之间的间隙发生局部变窄和扩大。因此，就具有一个优点即，可长期保持压缩机的性能。而且，在采用铸造铝合金制造两个涡旋件的情况下，用铸造方法容易生产，材料成本也低，所以，就具有降低制造成本的优点。

下面结合图 67~69 说明本发明的第二十一个实施例。本实施例是上述各实施例的一个实例，其中，一种直立式压缩机用于一种空气调节器。图 67 和 68 是一个户外式空调机的透视图，而图 69 则是空调机安装在房子之外墙上时的纵向剖视图。

按照本实施例的压缩机的结构中，设置了直接通道 99。但是，该压缩机当然也可以不设置该直接通道 99。在壳体 303 内，装有一个压缩机 302、一个热交换器 300、一个风扇 301 和一个压缩机风扇 304。在冷却行程中，压缩机风扇 304 总是转动的，在加热行程中，刚刚开始以及压缩机的温度低时，压缩机风扇 304 不转动。当压缩机温度提高时，压缩机风扇 304 转动。而且，在热交换器 300 进行除霜的行程一开始压缩机风扇 304 的转动方向便反过来。因此，在加热行程开始后（除霜行程除外），压缩机 302 由压缩机风扇 304 冷却。这样，就具有提高压缩机 302 的性能的优点。而且，由于在加热行程刚开始时压缩机风扇 304 不转动，压缩机 302 可在短时间内提高温度。因此，就具有一个优点即，从加热行程开始到吹出热空气所花的时间可以缩短。另外，由于在除霜过程中压缩机风扇 304 的转动方向反过来，故热空气可通过压缩机 302 的周围并吹向热交换器 300。因此，就具有缩短除霜时间而延长加热时间的优点。在加热行程中，除了加热行程刚开始外，压缩机风扇 304 的转动方向总是反转，这样就具有一个优点即，由于压缩机 302 可以冷却，而且用作蒸发器的热交换器 300 可被加热，故可提高加热行程的效率。另外，可在压缩机的壳体外表面设置一些散热片，这样，由于加快了压缩机的冷却，就可减小压缩机风扇 304 的尺寸，并降低耗电量。

另外，如图 68 所示，卧式压缩机也可用于空气调节器。压缩机 302 是沿水平方向安装的。该实施例与图 67 所示实施例相类似（但其热交换器 300 呈倒“C”形），故其他部分的结构和操作就不再加以说明。上述这种结构具有一个优点即，由于热交换器 300 的传热面积可扩大，故可减小户外式空调机的尺寸。

另外，图 69 示出一个尺寸小、重量轻的卧式压缩机用于壁装式户外空调机的实例。按照该实例，压缩机 302 是水平式的。当然，也可以用直立式的压缩机。上述户外式空调机的内部结构与图 68 所示实施例相似。但其压缩机 302 通过安装架 71 安装在一个悬挂式支架 305 上，该支架 305 钩挂在活节螺栓 306 上，这就装好了户外式空调机。因此，就具有一个优点即，可以方便地进行户外式空调机的安装操作。另外还有一个优点即，由于可在不占用屋檐下的空地的情况下安装户外式空调机，故可有效地利用屋檐下的空间。再一个优点是，在户外式空调机装设卧式压缩机的情况下，由于重量的作用基本上均衡，故可减小活节螺栓 306 的必要长度。

下面结合图 70 说明本发明的第二十二实施例。该实施例是将一个尺寸小、重量轻的卧式压缩机应用在一电动车辆上的一个实例。图 70 是这种车辆的透视图。按照本实施例，压缩机 302 是水平式的。当然也可以用直立式压缩机。将一个室外热交换器 308、一个室内热交换器 309 和一个四通道阀 307 一起安装在车辆后部。由于现有技术的车辆空调系统的压缩机是由发动机通过传动带供给动力，故安装压缩机的位置受限制。但是，本实施例的压缩机带有马达，故可将压缩机安装在空调系统之其他零件的位置附近。因此，就是有一个优点即，由于可将整个空调系统集中到一个部位上，故增大了车内布局的自由度。

下面说明图 71~73 示出的另一个实施例。在浮动挡环 7 上有两个互相平行的平坦表面，其中上表面是面对非旋转参考表面的表面 7f，而下表面是面对止推参考表面的表面 7g。这样就具有一个优点即，可改善挡环 7 的加工性。另外，在面对非旋转参考表面的表面

$7f$ 的中央开了一个涡卷插入孔 $7i$, 该孔的大小不允许旋转涡旋件 3 穿过。在挡环 7 的上部设置有一个大的孔因为旋转涡旋件 3 转动需要一定的空间。因此，在挡环 7 的上部就形成一个突部 $7h$ 。在该突部 $7h$ 的上面设有棘爪槽 $7a$ 和 $7b$, 下面则设置有固定的欧氏槽 $7c$ 和 $7d$ 。上述棘爪式槽 $7a$ 和 $7b$ 以及固定的欧氏槽 $7c$ 和 $7d$ 具有共同的侧面。另外，在突部 $7h$ 中有一内圆周切口 $7e$, 用以避免碰到旋转涡卷 $3b$ 的外圆周，从而保持其圆周运动。在突部 $7h$ 的下部内圆周表面上带有内圆周槽 $7x$ 和 $7y$, 用于退出旋转涡旋件 3 的欧氏凸块 $3e$ 和 $3f$ ，在突部 $7h$ 的外圆周表面上带有用作气和油的流道的连通槽 $7z$ 。另外在突部 $7h$ 的侧面有一吸入孔 $7s$ 。

一个止推件与支架 4 做成整体。在滑动止推表面 $4m$ 与止推部分之止推参考表面 $4x$ 彼此等高的一个表面之上为支架 4 的上部分。在滑动止推表面 $4m$ 上设有油槽 $4b$, 与后室 11 连通的供油孔 $4c$ 在油槽 $4b$ 处与其相通。在本实施例中有 4 个供油孔 $4c$ 。但是，当要求后室 11 有较高压力时，可减少供油孔 $4c$ 的数目，或者减小供油孔 $4c$ 的直径。另外，在支架 4 的外圆周表面上带有用作气和油的流道的连通槽 $4h$ ，支架 4 的中央装有主轴承 $4a$ 。

在欧氏环 5 的上表面带有固定凸块 $5a$ 和 $5b$ ，在其下表面带有旋转凸块 $5c$ 和 $5d$ 。

浮动导轨件 25 的内圆周面的下部带有一个作为非旋转涡旋件 2 垂直运动的轨道用的轨道表面 $25c$ ，在其上部有一压盖 $25a$ ，在其内圆周面的上部带有环形槽 $25b$ ，在该环形槽 $25b$ 内嵌入由耐热且质软或富弹性的材料制成的密封环 51。

可考虑在与面对非旋转参考表面的表面 $7f$ 相接触的端板 $2a$ 的下表面上施加其厚度会随时间推移而减小(蠕变)的表面涂层。因此就具有独特的优点即，由于涡旋件 2 和 3 各自的齿顶和底部随时间推移而互相靠近，故有可能减小由于它们间偶然接触而发生摩擦所形成的齿顶与底部之间的间隙，并且可以在长时期内保持高的性能。可供考虑的这种表面涂层有例如用氮硫化处理和磷酸三价锰涂层处理而形成

的表面涂层。由于这类涂层内部有孔洞，所以，如果对涂层施加压力并长时间保持这种压力时，涂层内的孔洞就会逐渐破裂。因此，随着时间的推移，涂层厚度就会减小。

另外可考虑在端板 2a 的与面对非旋转参考表面的表面 7f 相接触的下表面上施加容易磨掉或称磨耗的表面涂层。非旋转涡旋件 2 可以依靠涡旋件 2 外圆周与导轨表面 25c 之间的直径间隙沿棘爪槽 7a 和 7b 作相对于挡环 7 的齿的移动。实际上是在沿水平方向的压缩气体的作用下而彼此相对地移动。这就意味着，面对非旋转参考面的表面 7f 与端板 2a 的下表面是一起受磨损的。因此，端板 2a 下表面的涂层一点一点地磨去。结果，由于涡旋件 2 和 3 的各自的齿顶底部随着时间的推移而彼此靠近，故可减小由于它们的偶然接触而发生磨损所形成的齿顶与底部间的间隙。这样便具有一个独特的优点就是在长时期内可保持高的性能。上述这种涂层可以是例如氮硫化处理和磷酸三价锰涂层处理而形成的表面涂层。

下面结合图 74~77 来说明本发明的另一个实施例。图 74 是压缩机的纵向剖视图；图 75 是旋转涡旋件的顶视透视图；图 76 是该涡旋件的底视透视图；图 77 是欧氏环的顶视透视图。本实施例与图 71~73 所示实施例是类似的，只是其欧氏环 5 装在旋转涡旋件 3 与支架 4 之间。因此，其他部分的结构和操作就不再说明。在旋转涡旋件的背面带有旋转欧氏槽 3g 和 3h，在支架 4 上带有固定欧氏槽 4p 和 4q (4q 未示出)。因此，在旋转涡旋件 3 的外圆周面上便没有必要设置旋转欧氏槽。这就具有改善旋转涡旋件的加工性的独特优点。另外，固定的欧氏槽 4p 和 4q 的最外部分向支架 4 的外圆周伸长，以便使后室 11 与吸入室 60 总是互相连通。这样，就可将流入后室 11 的润滑油 56 导入吸入室 60 中，并使后室 11 的压力基本上保持吸入压力。因此就具有一个独特的优点即，由于不必设置使后室 11 与吸入室 60 互相连通的孔，故可改善加工性。另外，由于端板 3a 上表面的外圆周角是倒角的，故可减小吸入气体的流道阻力。因此，又具有一个独特的优点即可提高压缩机的效率。此外，还有一个独特的优点，即由于欧氏

环 5 做成圆形，故可改善加工性。

下面结合图 78(压缩机的纵向剖视图)来说明另一个实施例，在该实施例中，本发明实施成一种止推浮动式涡旋压缩机，在该压缩机中，非旋转涡旋件相对于壳体是固定的，而止推件可作轴向移动。

止推件 90 的结构是这样的：在一个构成滑动止推表面 90a 的上表面的外圆周上凸起一个起止动件作用的挡环 90f，该挡环 90f 之上表面与非旋转涡旋件 2 相接触。这就具有一个优点即，由于止推表面 90a 和挡环 90f 的上表面是沿同一方向互相平行的，故很容易进行加工，而上述两表面间的距离可由车床精确地控制。而且，止推表面 90a 与挡环 90f 之上表面之间的距离是决定涡卷的齿顶与齿底间的间隙的尺寸之一。因此，就具有一个优点即，尺寸精度容易保证，从而在大量生产中可制成性能波动小而且可靠性高的涡旋压缩机。在后室 11 与滑动止推面 90a 上的油槽 90g 之间有一供油孔 90c，在止推件 90 的侧面内圆周面上有一密封槽 90e，而在止推件 90 的侧面外圆周面上则有一密封槽 90d，在上述密封槽 90d 和 90e 中分别装有密封件 97 和 98。止推件 90 装在支架 4 的底面上，并在支架 4 的后面形成止推后室 73。这就具有一个优点即，由于止推件 90 可绕轴线转动，故可省去棘爪，使压缩机的结构简化，从而改善了加工性。另外，由于允许在轨道运动表面内进行平行移动，故止推件 90 侧面的间隙可以充分调整到可由密封件 97 和 98 保证压缩机的密封性能。这样，还具有改善加工性的优点。排出的气体从压力导引孔 4u 注入止推后室 73，从而使止推后室 73 基本上处在排气压力下。因而产生一个向上推动止推件 90 的推近力，在正常运转时，借助这种推近力使止推件 90 的挡环 90f 的上表面压靠到端板 2a 的下表面上，该下表面位于与非旋转涡旋件 2 的涡卷之齿顶相同的表面上。上述结构的优点在于，由于非旋转涡旋件 2 的涡卷齿顶和端板 2a 的下表面位于同一表面，故容易控制涡卷齿顶与齿底之间的间隙，因此，在大量生产中能够制出性能波动小而且可靠性高的涡旋压缩机。另外，当涡卷的齿顶与底部在涡旋件运行过程中由于发生变形而趋于互相压靠时，止推件 90 向下

移动，从而避免了涡卷的齿顶与底部相碰，这就可保证压缩机的可靠性。在止推后室 73 上设置了一个类似于片簧的耐热橡胶弹性体 62。结果，就具有一个独特的优点即，即使在排气压力十分低，以及仅由止推后室 73 内的气体压力不能将止推件 90 向上推动时，也可由弹性力将止推件 90 向上推动，从而使压缩机在高效率下的运行范围加宽。也可在挡环 90f 的上表面与端板 2a 的下表面之间施加一种氮硫化涂层和磷酸三价锰涂层以及其他类似的，可以在运行过程中发生蠕变和/或磨损的涂层。

下面结合图 79(纵向剖视图)说明本发明的另一个实施例。本实施例与图 78 所示实施例相似，只是在本实施例中设置了接油器 70，而且作为气体通道的压力导引孔变成主要是进入油通道的导油道 4u，并取消密封槽 90e 和 90d 中的一个，或者两个都取消，密封件 97 和 98 也相应地取消一个或都取消，并减小它们间的间隙。因此，其他部分的结构和功能就不再说明。由于通过流道 4h 的排出气体含有大量的润滑油，故排出气体中的一部分油就被收集到接油器 70 内，止推后室 73 内的压力则由于不带密封件的止推件 90 的侧表面中存在间隙而减小到低于排气压力。依靠这个压力差，收集在接油器 70 内的油便从导油道 4u 流入止推后室 73，结果，就具有一个优点即，由于止推后室 73 对于止推件 90 的振动起到一个减振器的作用，故可扩大压缩机的高可靠性和高效率的运行范围。在仅取消止推件 90 侧面内圆周上的密封件 97 的情况下，后室 11 的压力可稍稍提高，因此，本实施例所特有的优点是，向上推动旋转涡旋件 3 的力增大，滑动止推面 90a 上的磨损可减小，从而提高压缩机的性能。另外，润滑滑动止推面 90a 的润滑油中含有，流过止推后室 73 的油，故可降低油的温度。因此就具有一个独特的优点即，抗负荷能力增大，可靠性提高。

下面结合图 80(纵向剖视图)说明本发明的另一实施例。本实施例与图 79 所示实施相似，只是其主轴承分成一个上主轴承 4w 和一个下主轴承 4a，在它们之间形成一条槽，在该槽的某一位置上开一个侧向供油孔 12b，在该槽与止推后室 73 之间设有导油道 4u。因此，

其他部分的结构和功能就不再说明。从侧向供油孔 12b 流出的油通过导油道 4u 流入止推后室 73，这样便有可能对止推件 90 的轴向移动提供一个减振器，因此就具有一个优点即，可加宽压缩机的高可靠性和高效率的运行范围。

下面结合图 81(纵向剖视图)说明本发明的另一实施例，本实施例与图 80 所示实施例相似，只是本实施例中在止推件的侧面设有两个密封件 97 和 98，还设有一个使止推后室和马达室彼此连接的排气孔 4v。因此，其他部分的结构和功能就不再说明。从侧向供油孔 12b 流出的油在离心力的作用下流过导油道 4u，并进入止推后室 73。在运转前进入止推后室 73 的空气通过排气孔 4v，排入到马达室 92 中，因此，即使在止推件的侧面都有密封件，油也可导入止推后室 73 中。这就有可能为止推件 90 的轴向移动提供一个减振器，并防止排出气体漏入吸入室 60 中。因此本实施例特有的优点是，可靠性提高，容积效率提高，因此有可能制成压缩性能进一步提高的压缩机。

下面结合图 82(纵向剖视图)说明本发明的另一个实施例，在本实施例中，采用一个卧式止推浮动型涡旋压缩机。本实施例与图 79 所示实施例相似，只是设置了一个存积润滑油的机构和一个对主轴承和止推后室供给润滑油的机构，因此，其他部分的结构和功能就不再说明了。

在圆柱形壳体 1 上固定着带有一个上部、一个下部和一个中部的轴承座 18，以便构成一个积油室 80，在该轴承座 18 的上部设有通风孔 18b 和气盖 18e，在其下部设有导油孔 18a 和导油盖 18d，在其中部设有轴承孔 18c，另外，从集油室 80 伸出一根排气管 55。而且，轴承罩 70 与轴承孔 18c 压配合，在轴承罩 70 中固定一根固定的供油管 71。在导油道 4u 的下部有一条与它相通的流道 4h。由于本压缩机是水平式的，所以在导油道 4u 的流道 4h 的侧面的通道内有润滑油 56，因此可省去将油导入止推后室 73 的专用机构，这样就具有改善加工性的优点。马达室 62 的压缩气体能过通风孔 18b 流入集油室 80 与此同时撞击气盖 18e。由于马达室 62 的压力比集油室 80 的压力高，故

马达室 62 中的润滑油 56 就从导油孔 18a 流入积油室 80，与此同时，气体也流入集油室 80，使集油室 80 内的润滑油起泡，但是，由于气泡在导油盖 18d 的引导下沿轴承座 18 上升，故可避免气泡进入油孔 71a，因此就具有提高可靠性的独特优点。如上所述，本实施例特有的优点在于，由于可在尺寸小的压缩机内储存润滑油 56 而不会使马达室 62 内的油面喷溅到转子 15 和轴 12 上，故可实现具有尺寸小而可靠性高的卧式压缩机。本实施例还有一个独特的优点是，由于润滑油 56 可通过固定的供油管 71 而润滑副轴承 72，并进入供油孔 12a 内，故可以实现具有尺寸小而可靠性高的卧式压缩机。

图 1

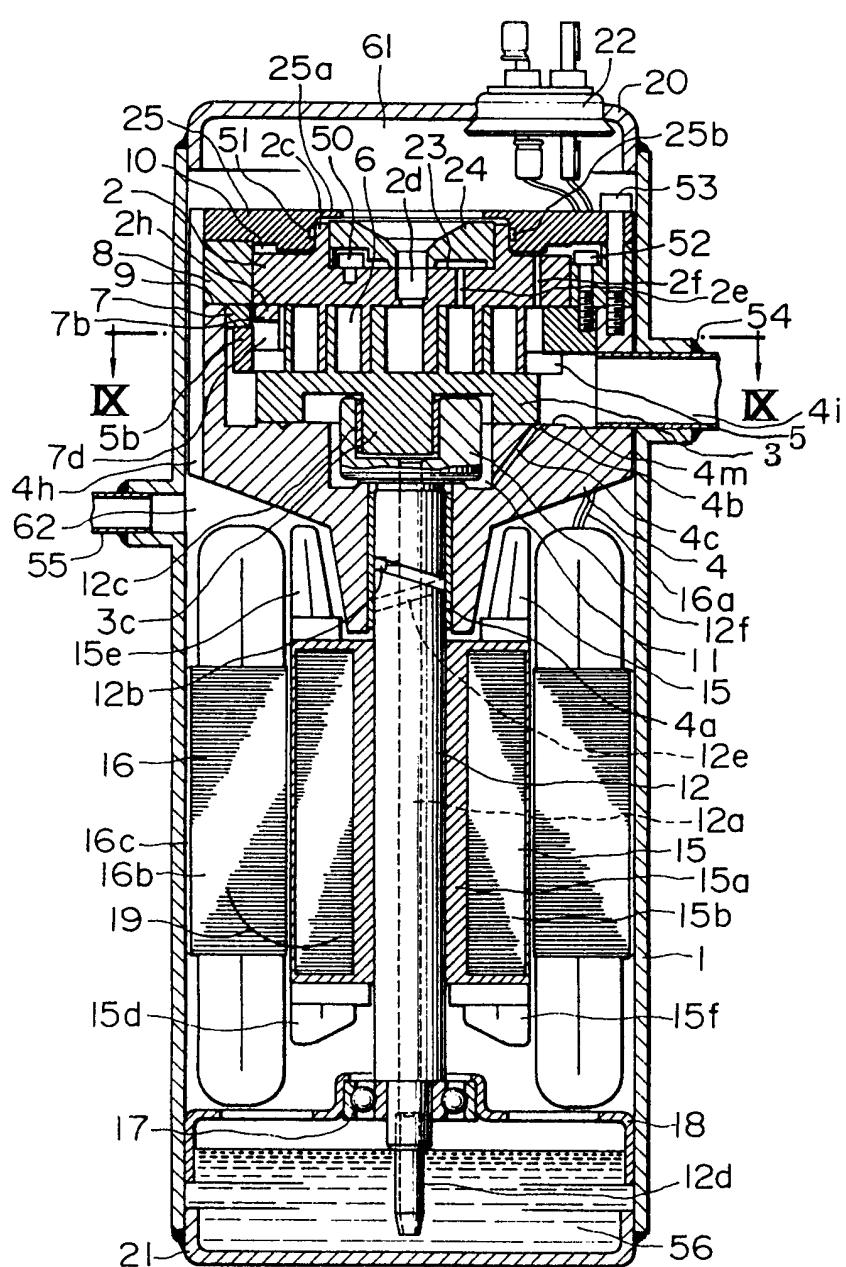


图 2

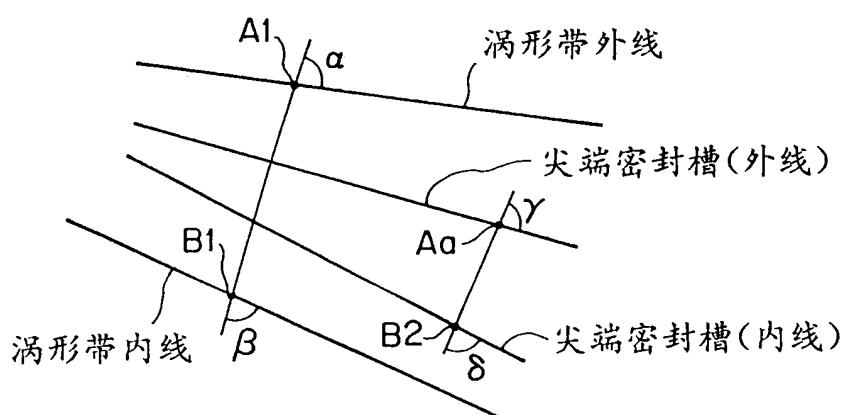


图 3

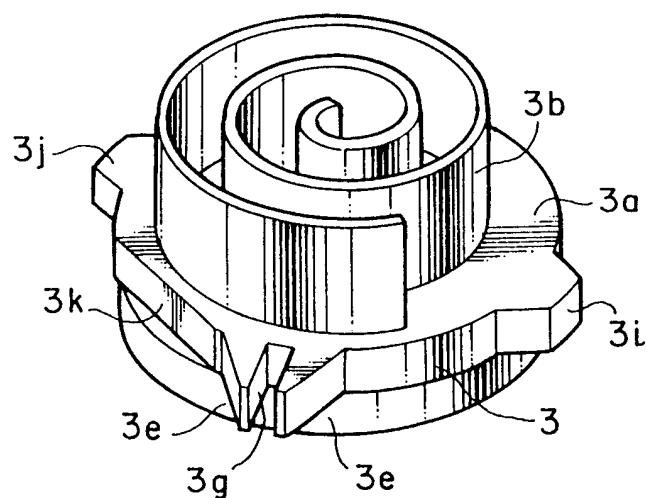


图 4

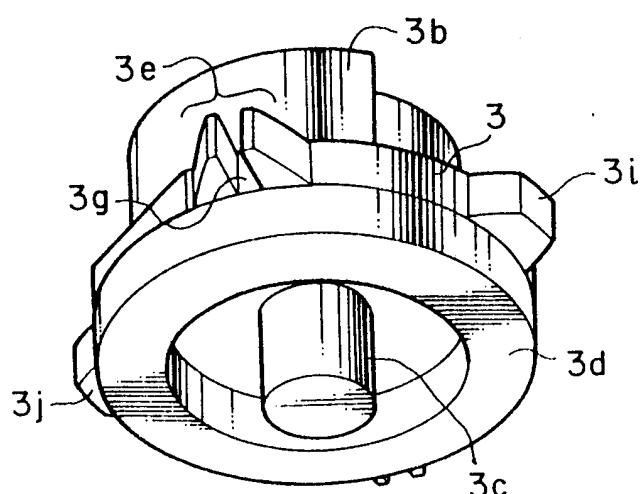


图 5

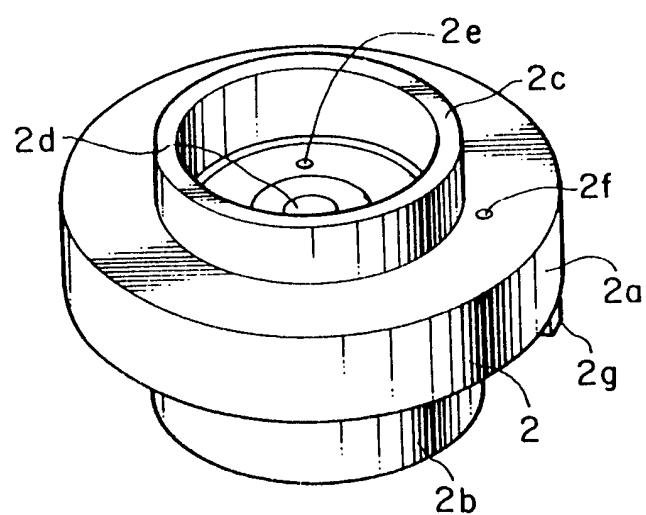


图 6

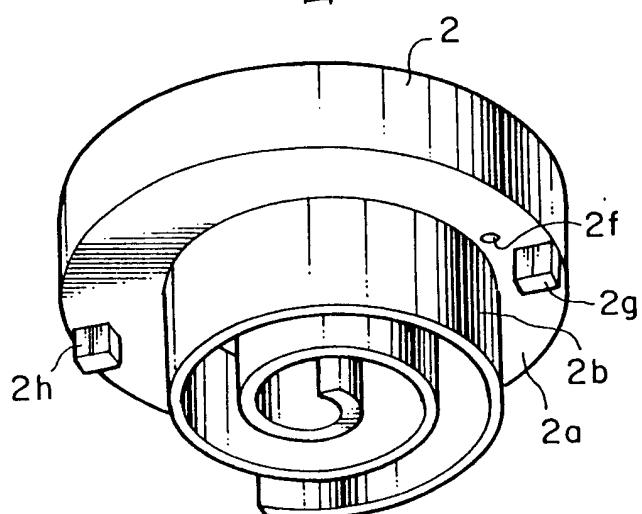


图 7

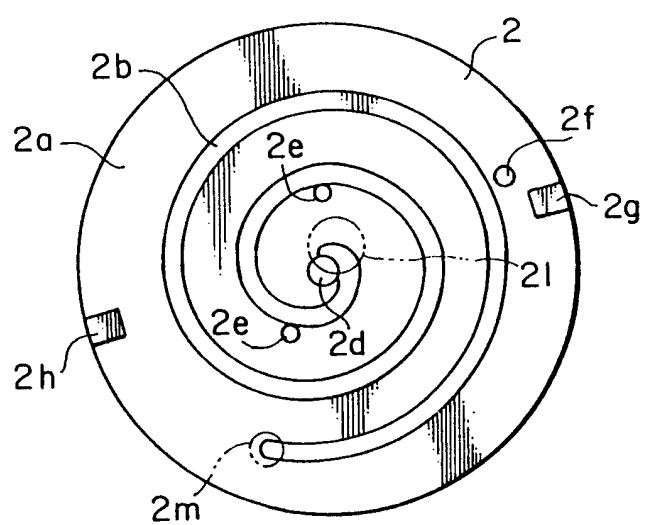


图 8

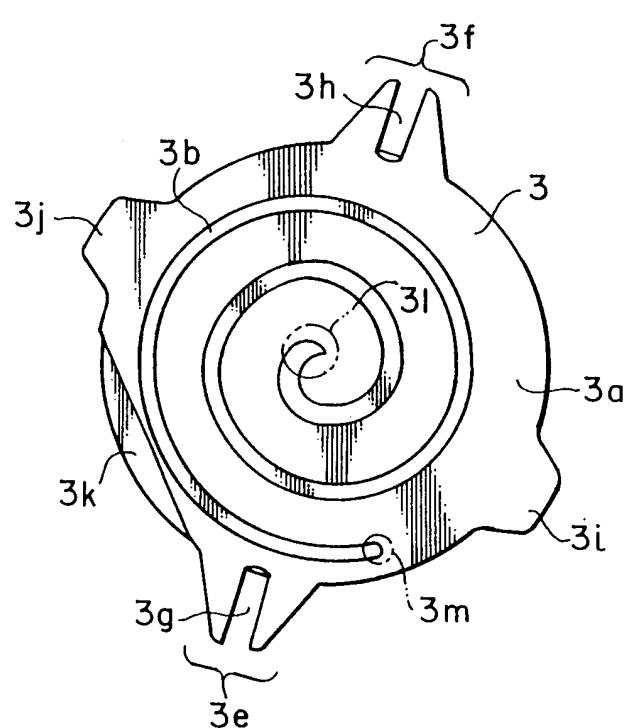


图 9

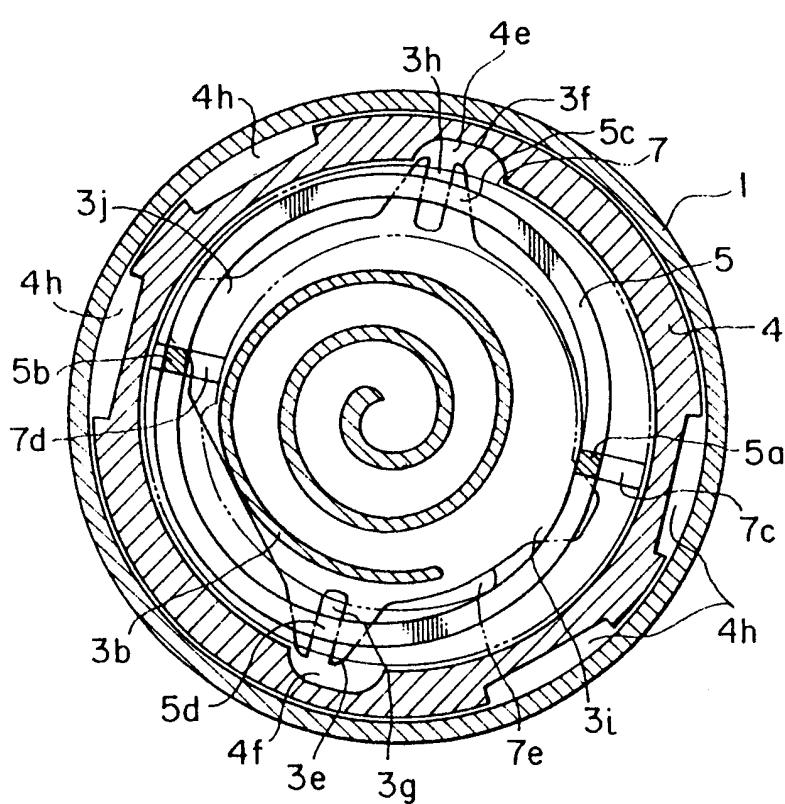


图 10

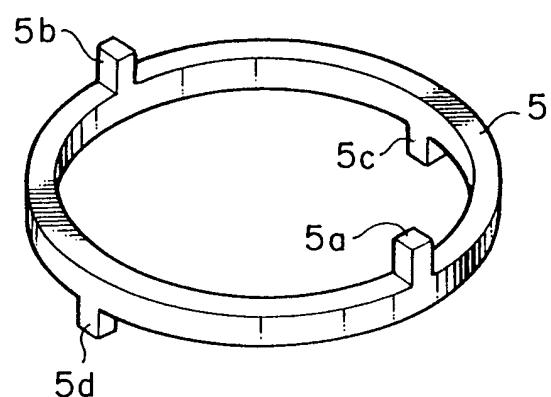


图 11

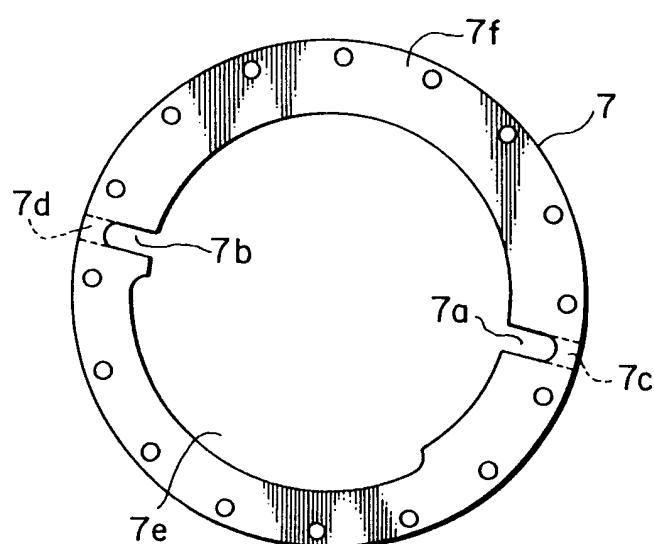


图 12

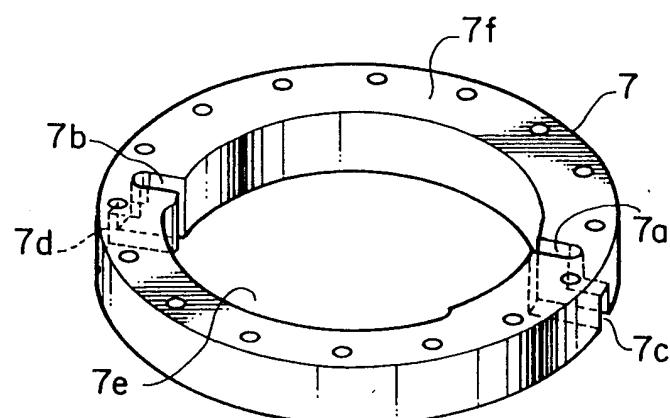


图 13

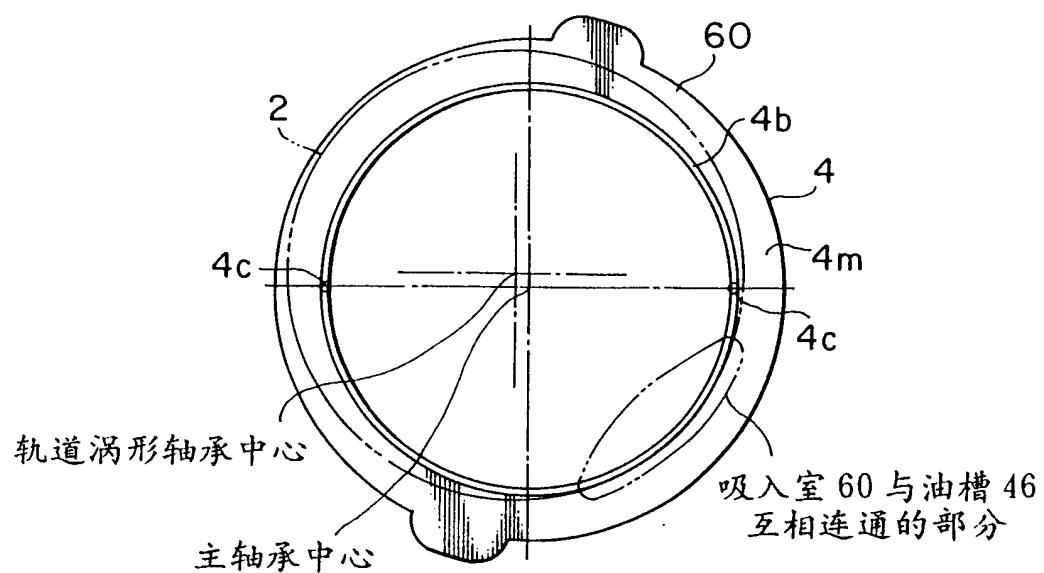


图 14

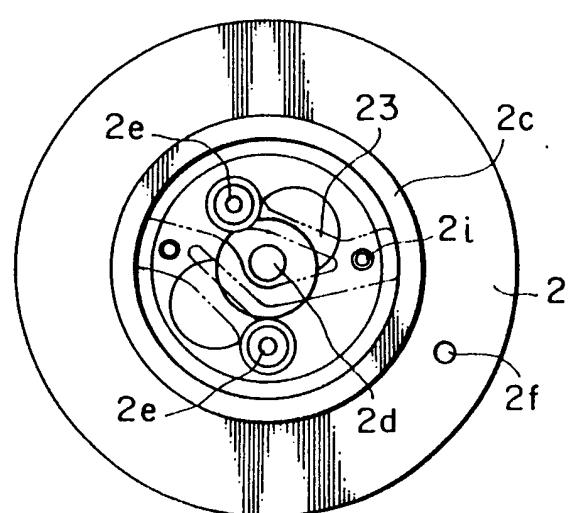


图 15

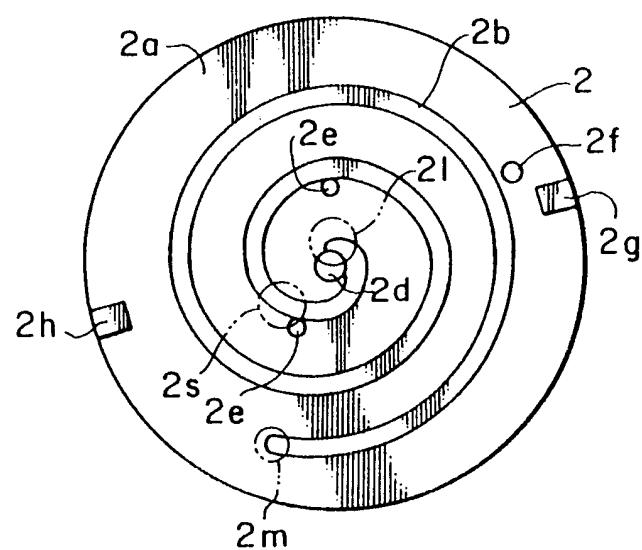


图 16

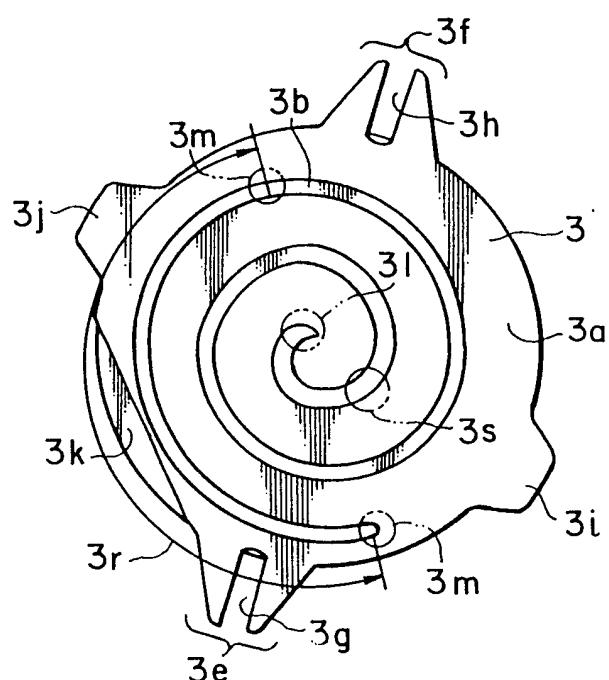


图 17

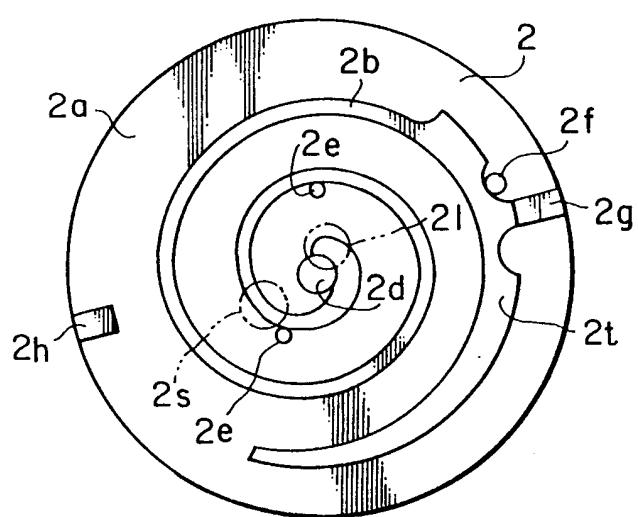


图 18

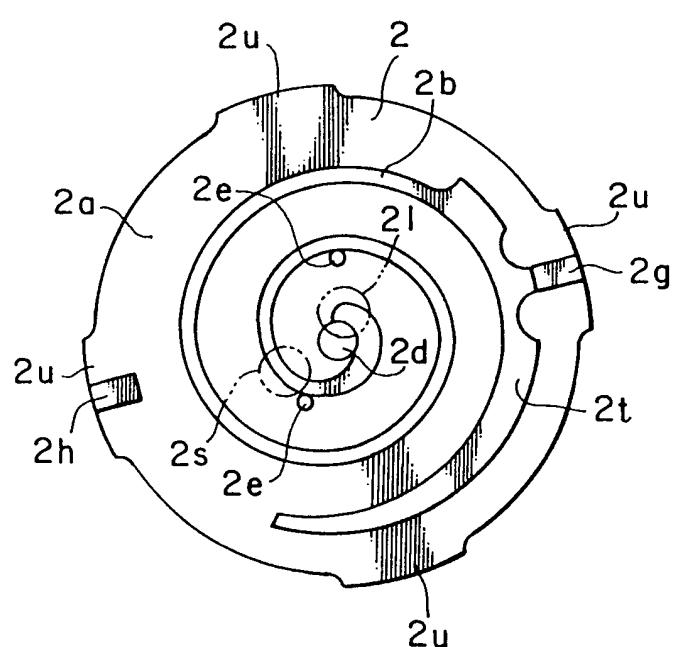


图 19

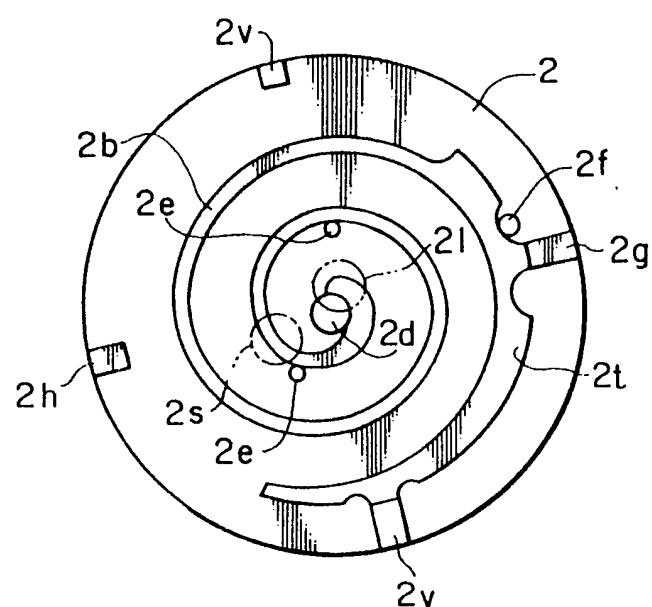


图 20

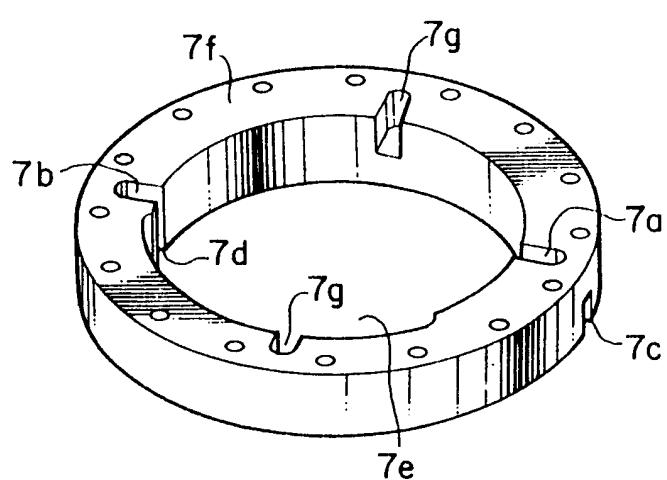


图 21

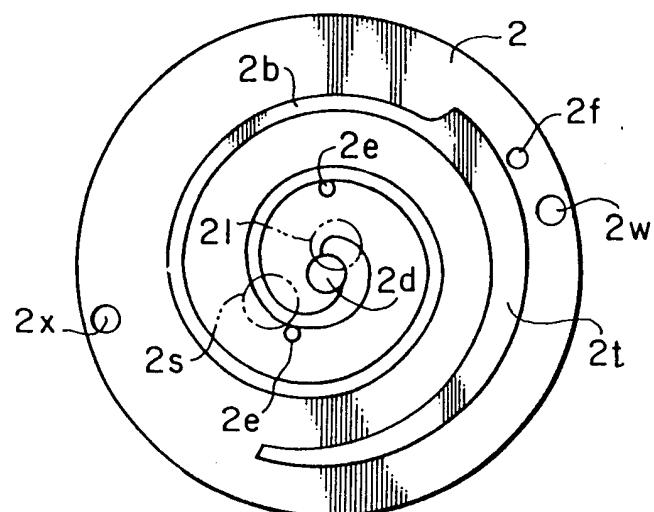


图 22

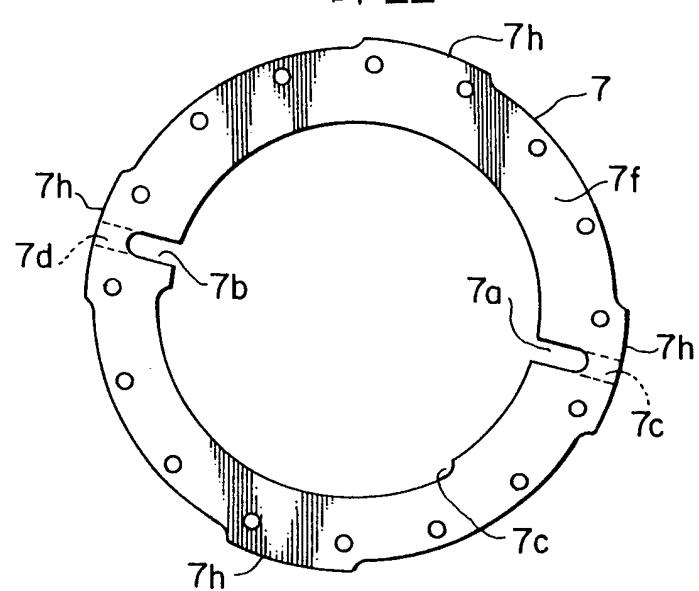


图 23

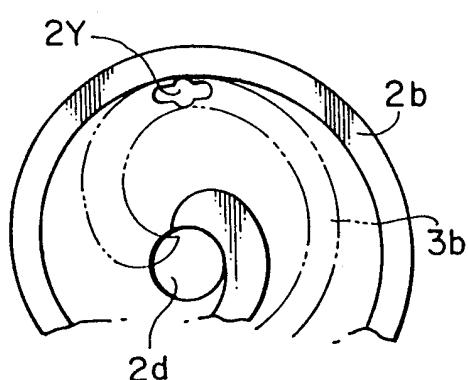


图 24

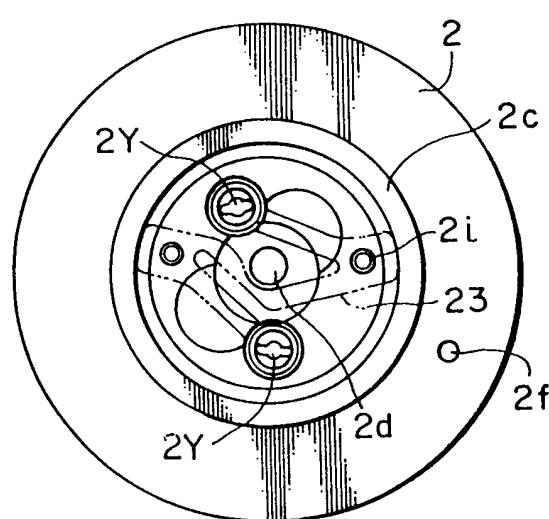


图 25

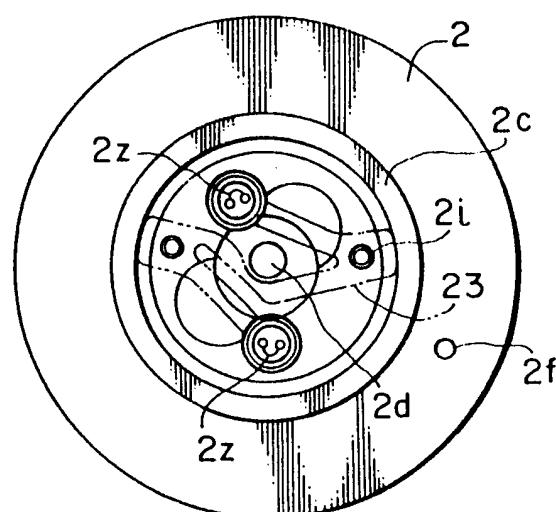


图 26

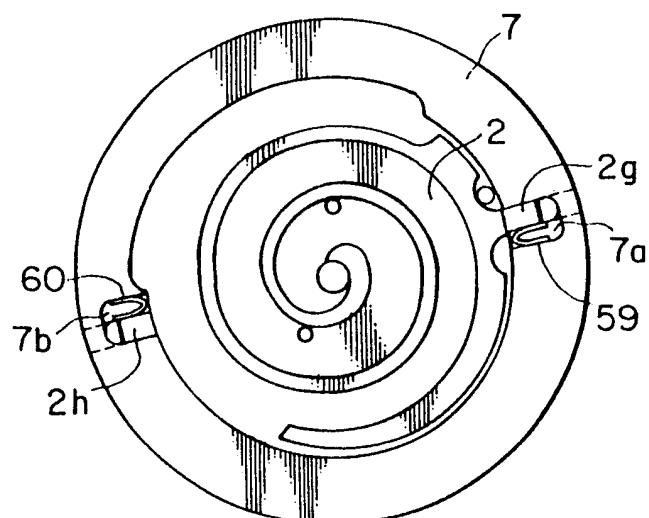


图 27

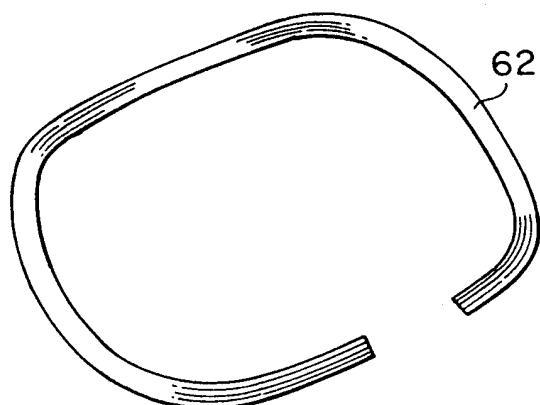


图 28

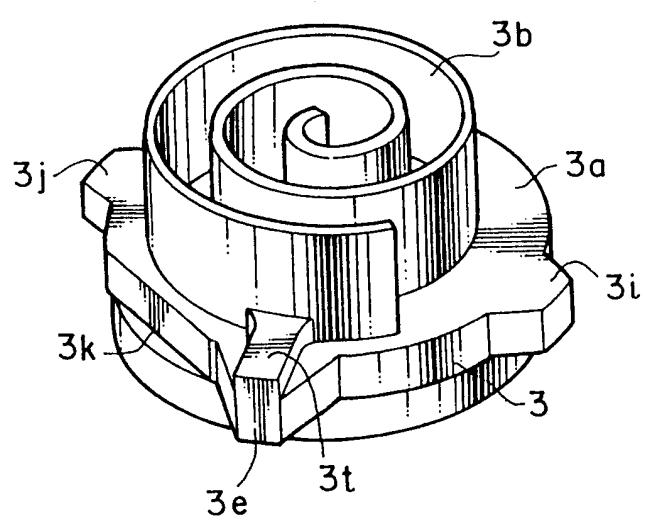


图 29

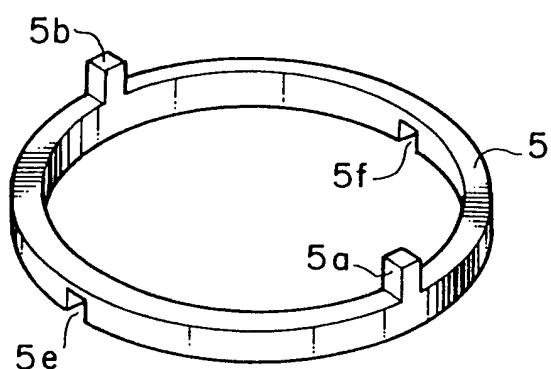


图 30

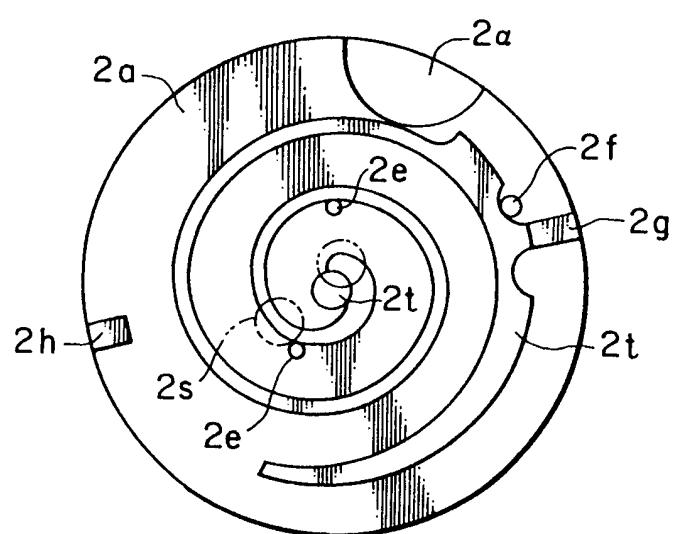


图 31

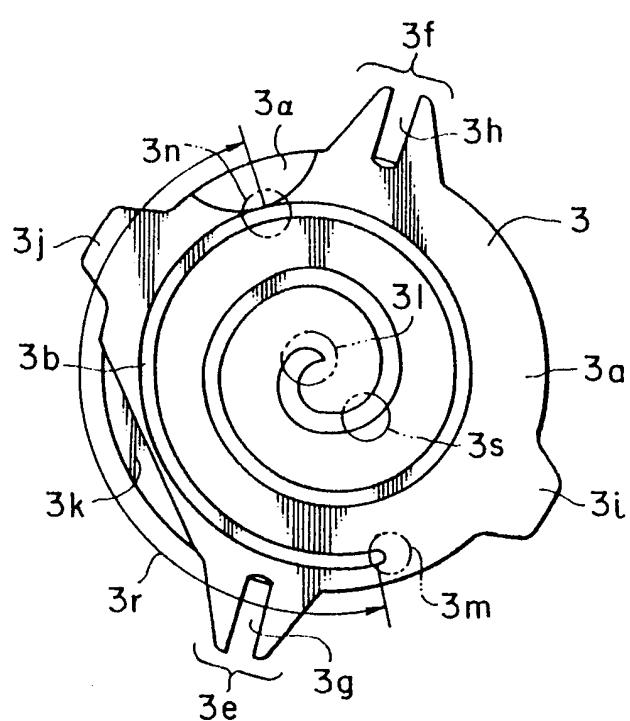


图 32

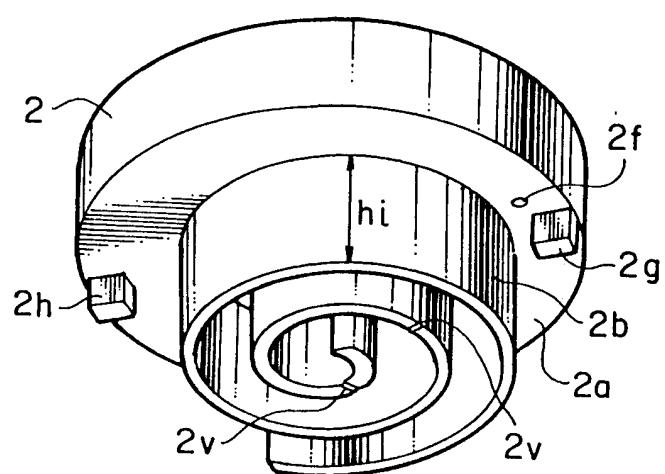


图 33

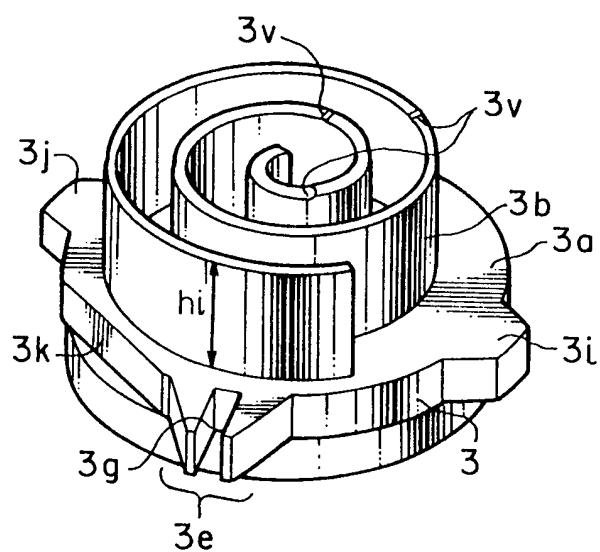


图 34

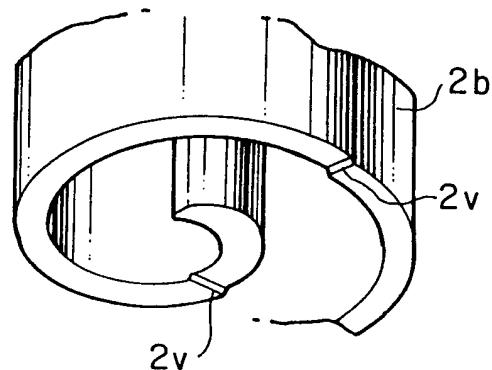


图 35

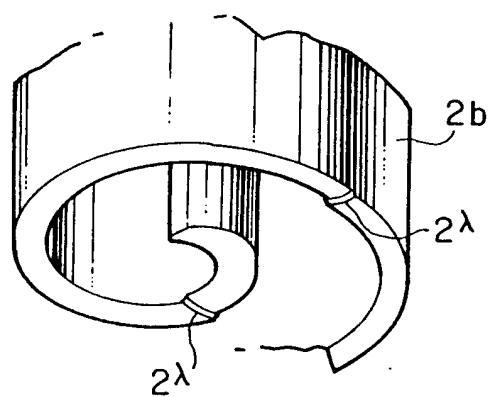


图 36

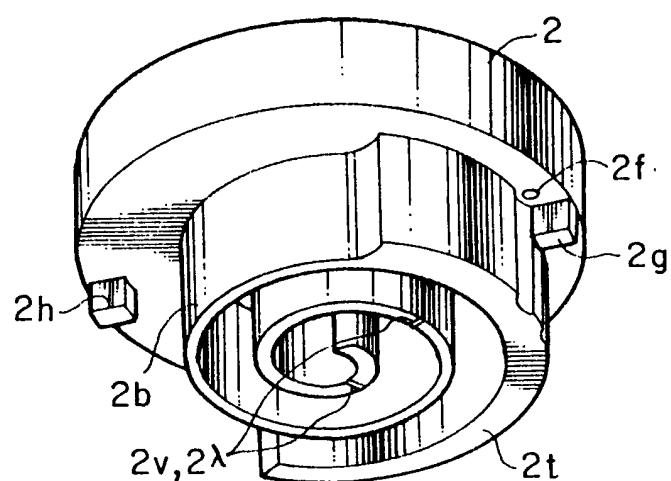


图 37

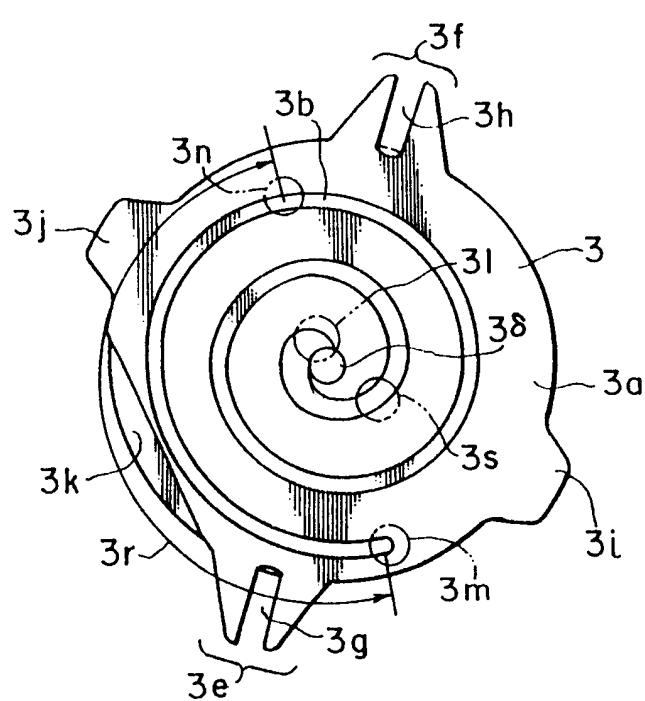


图 38

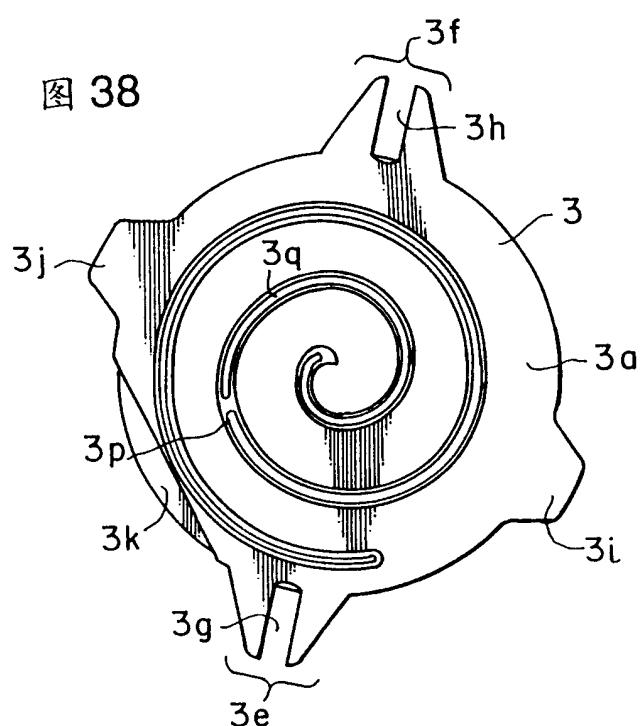


图 39

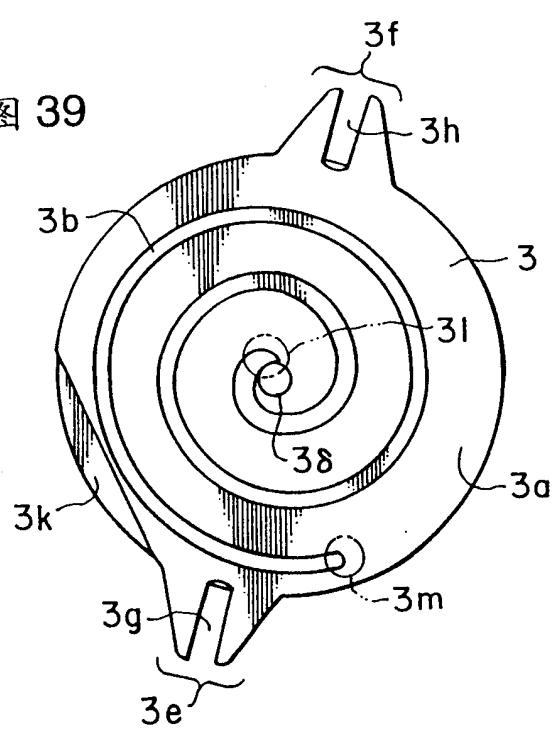


图 40

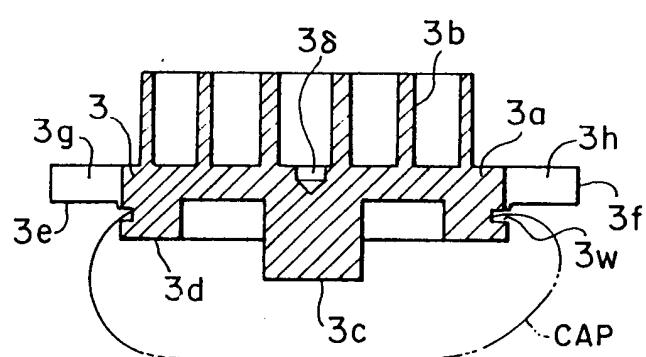


图 41

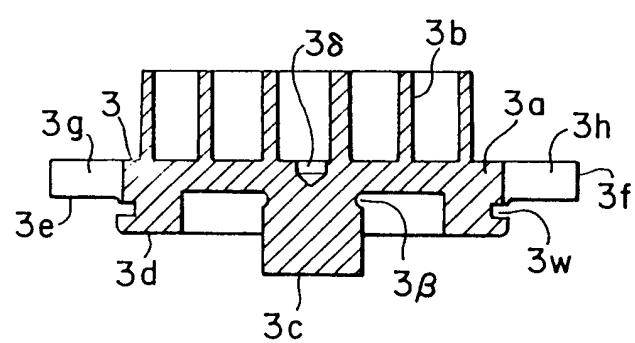


图 42

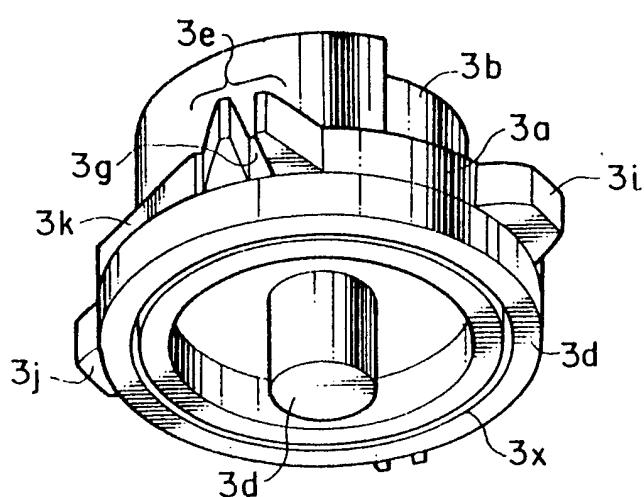


图 43

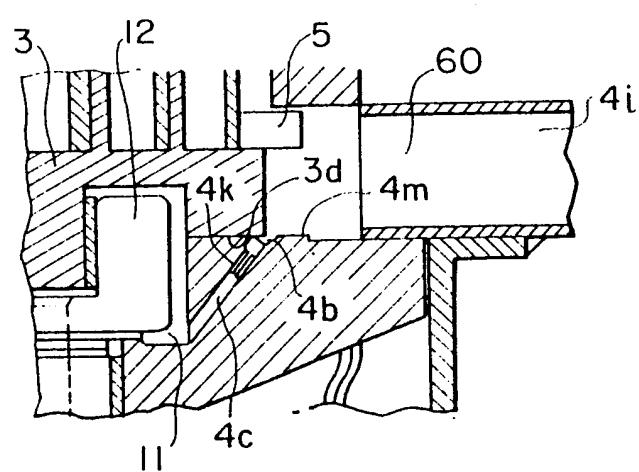


图 44

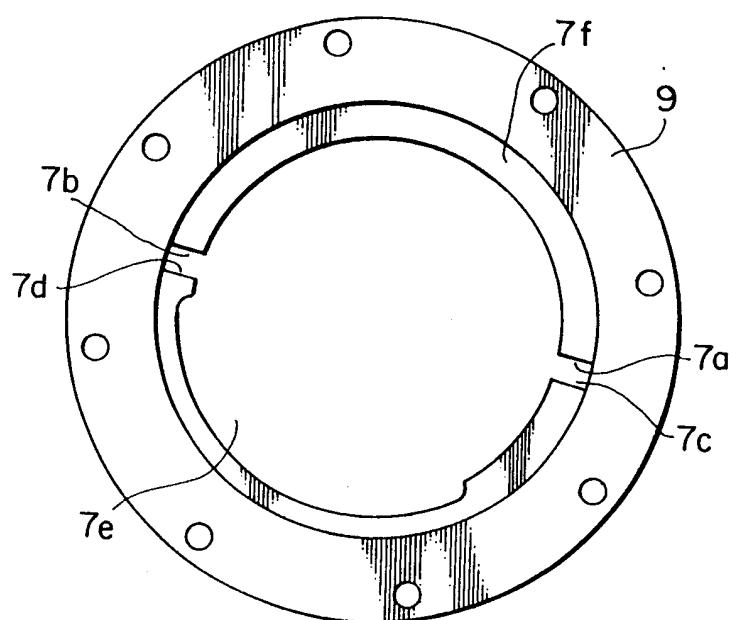


图 45

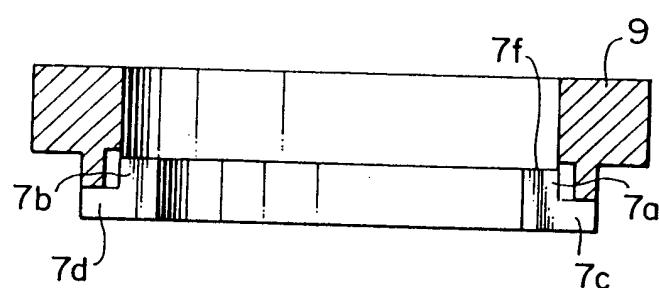


图 46

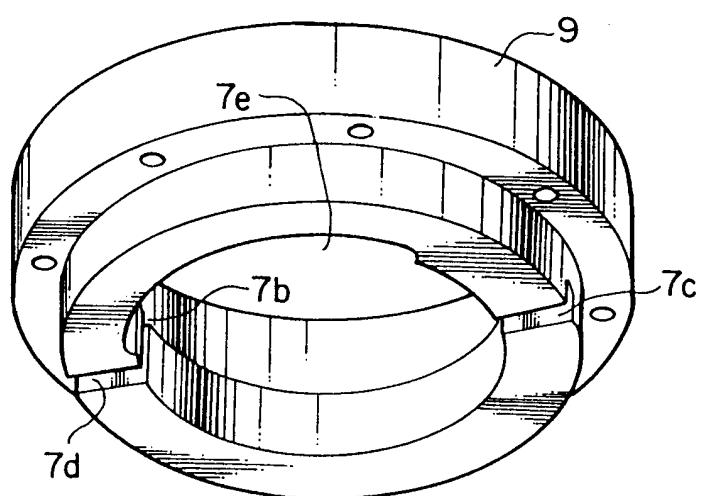


图 47

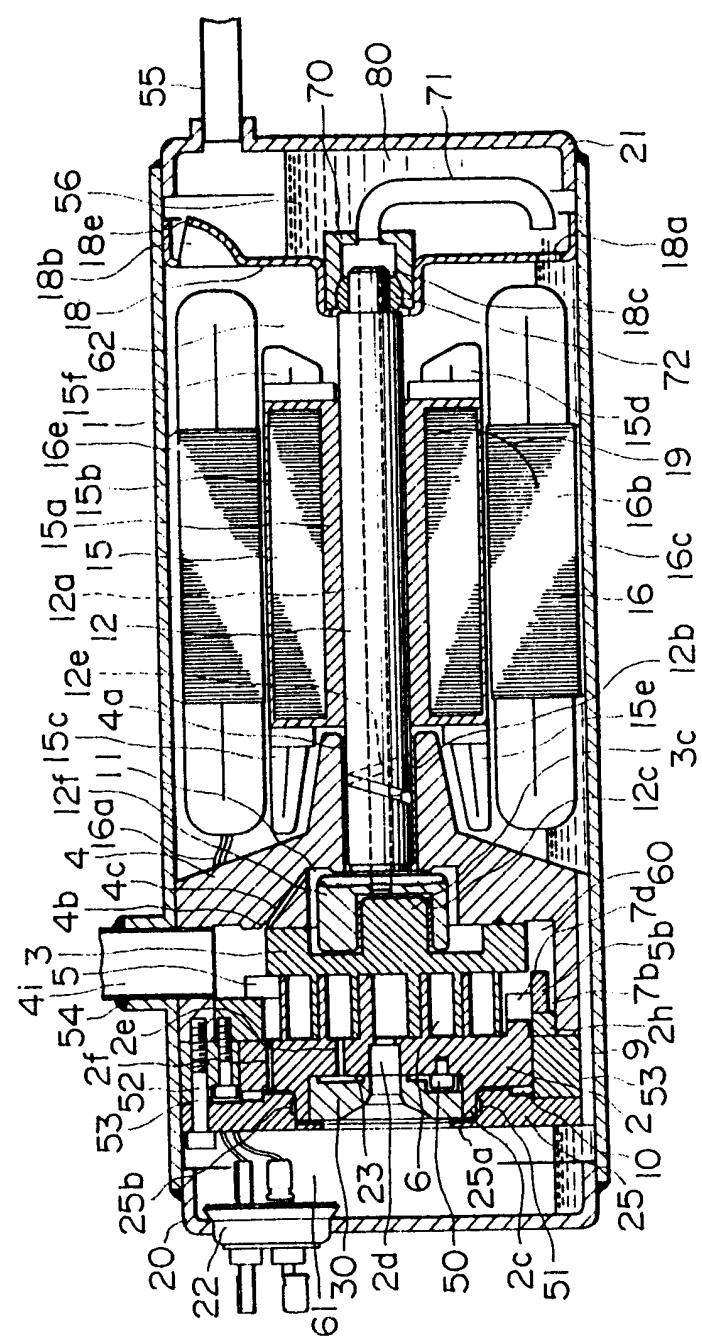


图 48

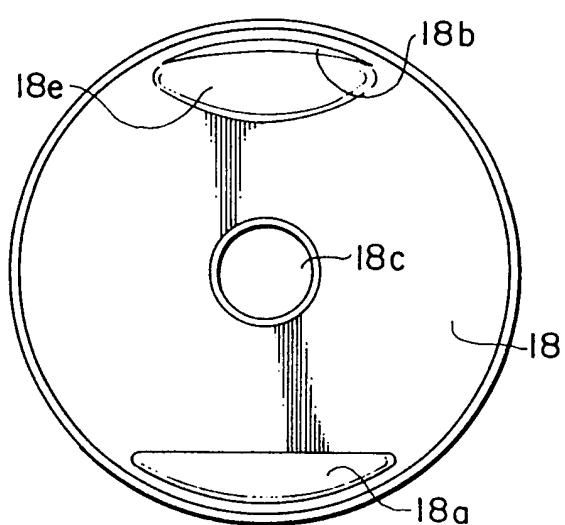


图 49

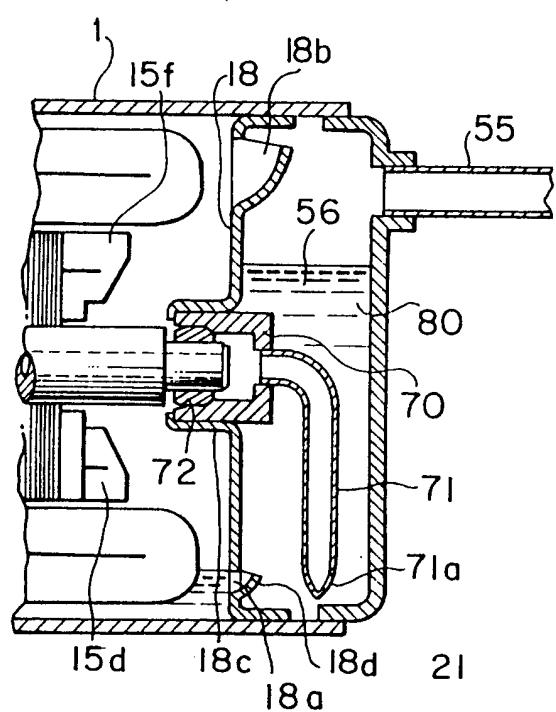


图 50

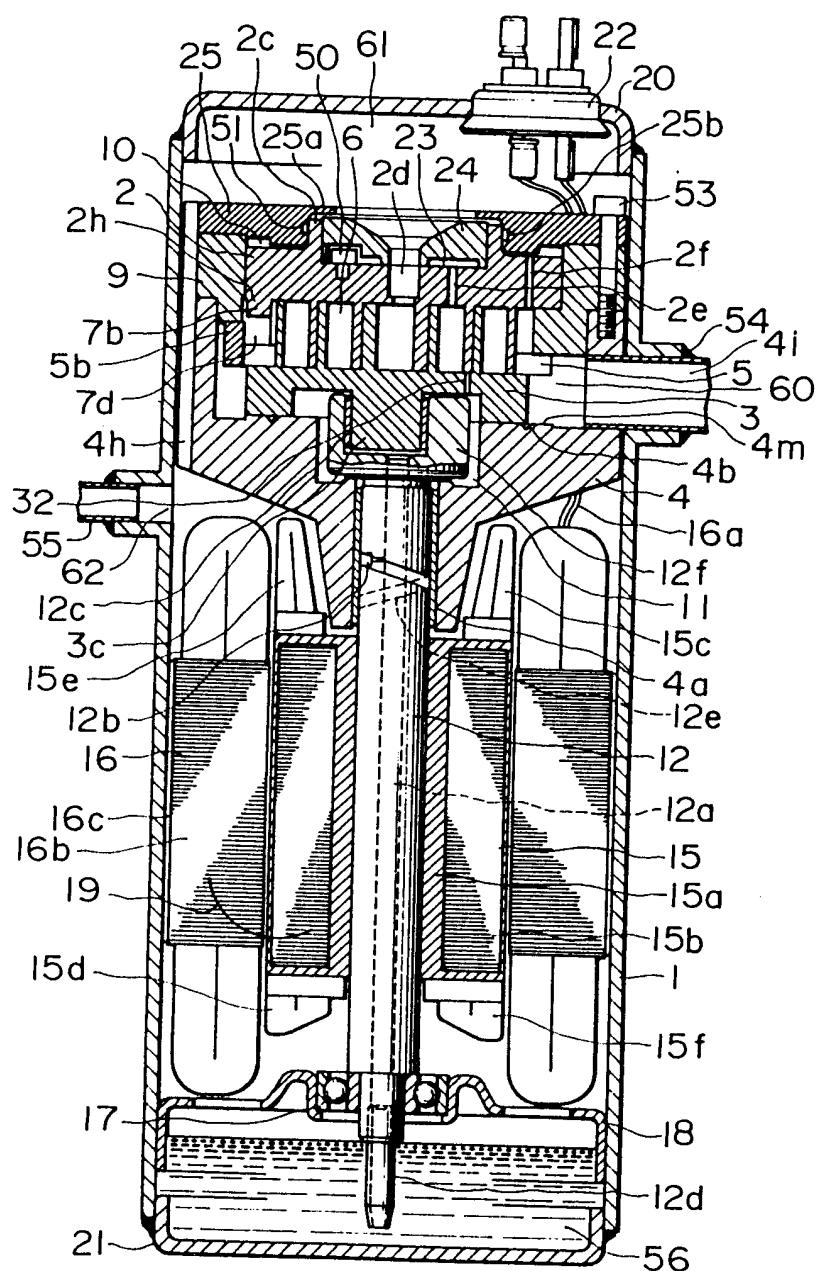


图 51

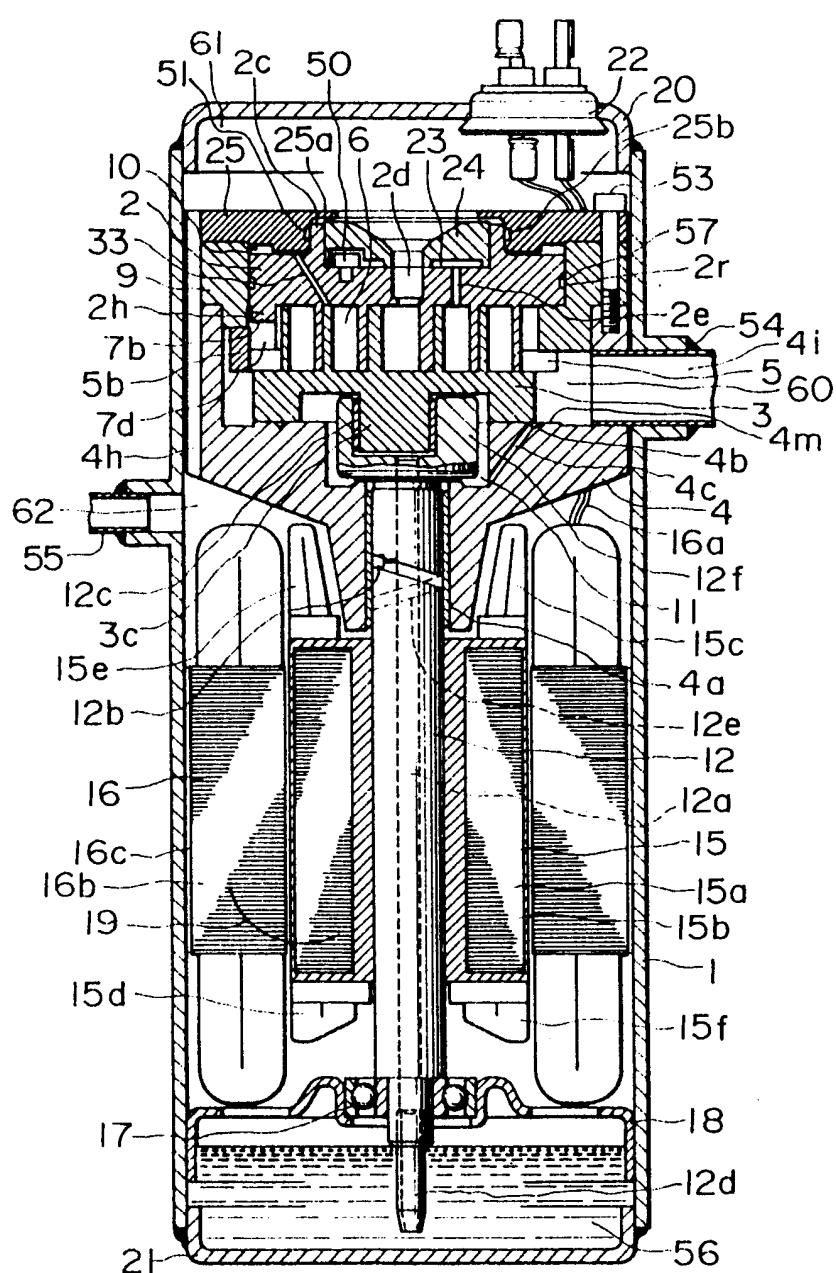


图 52

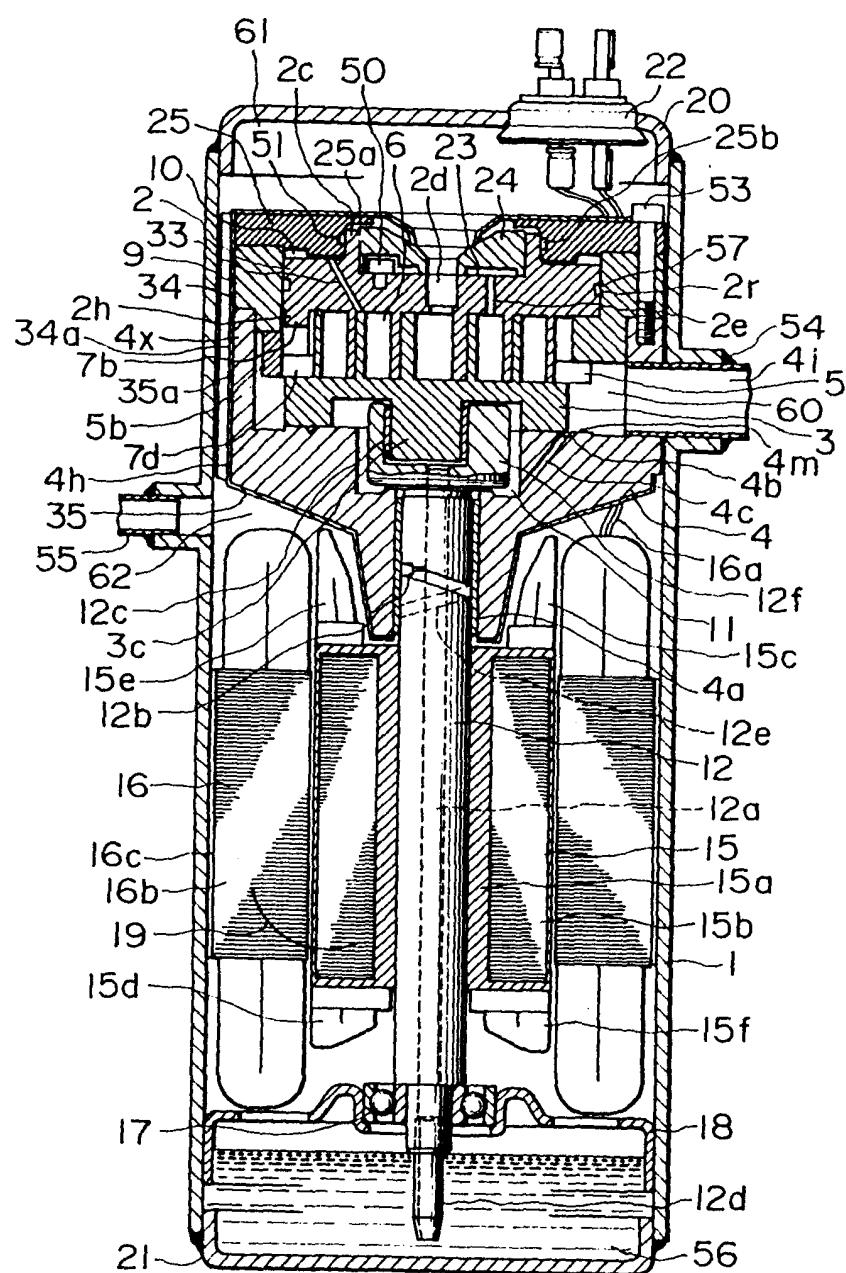


图 53

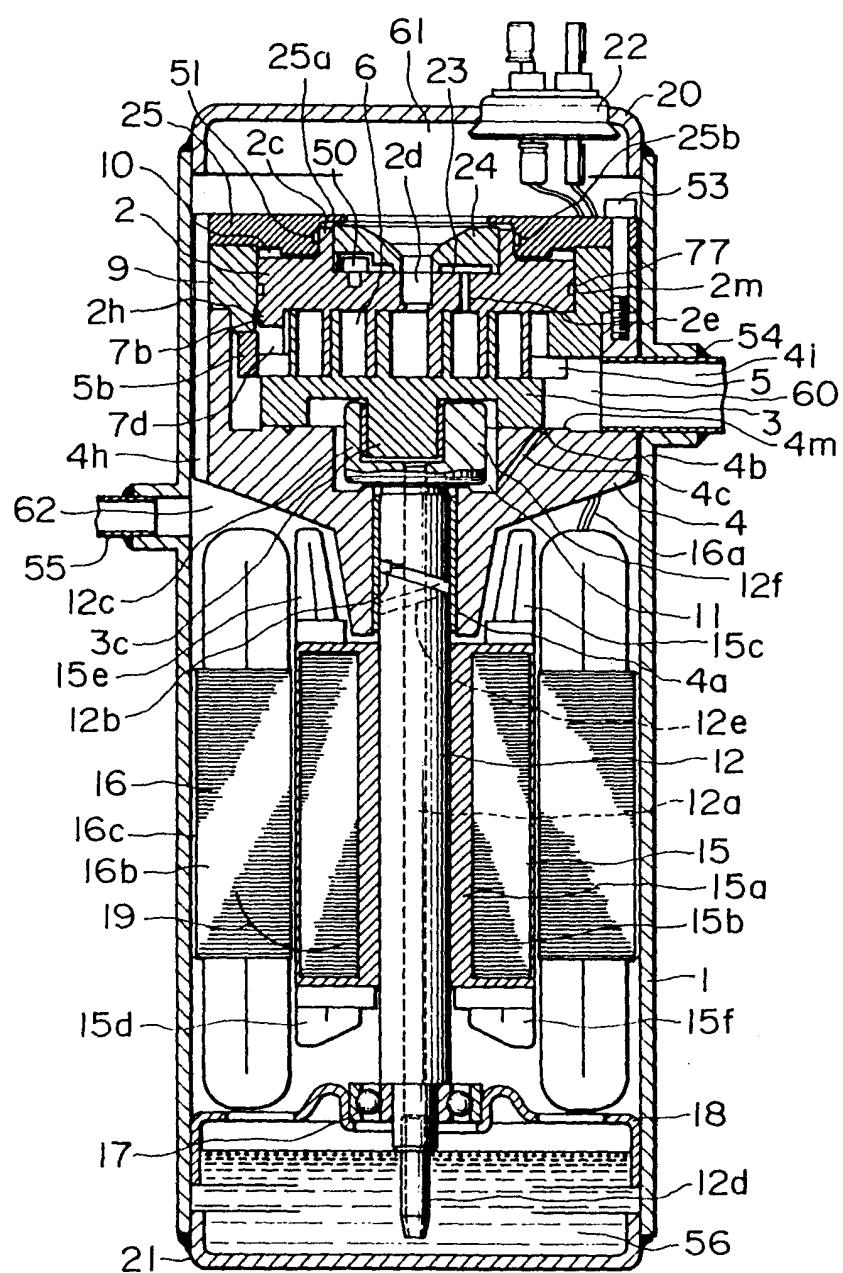


图 54

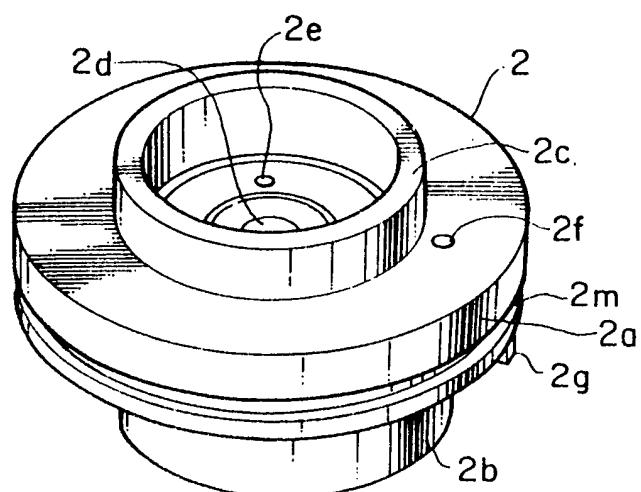


图 55

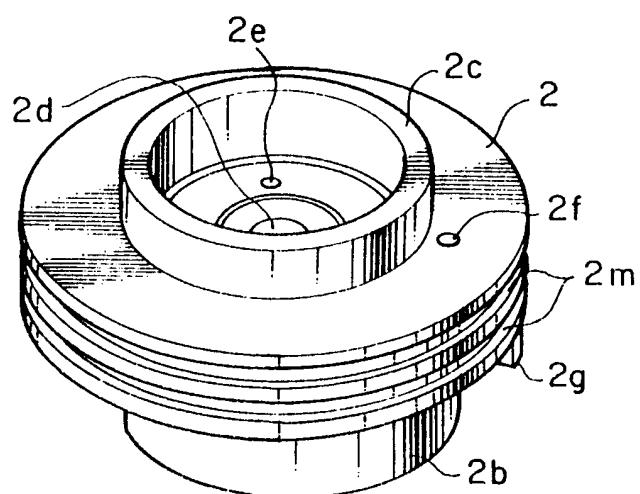


图 56

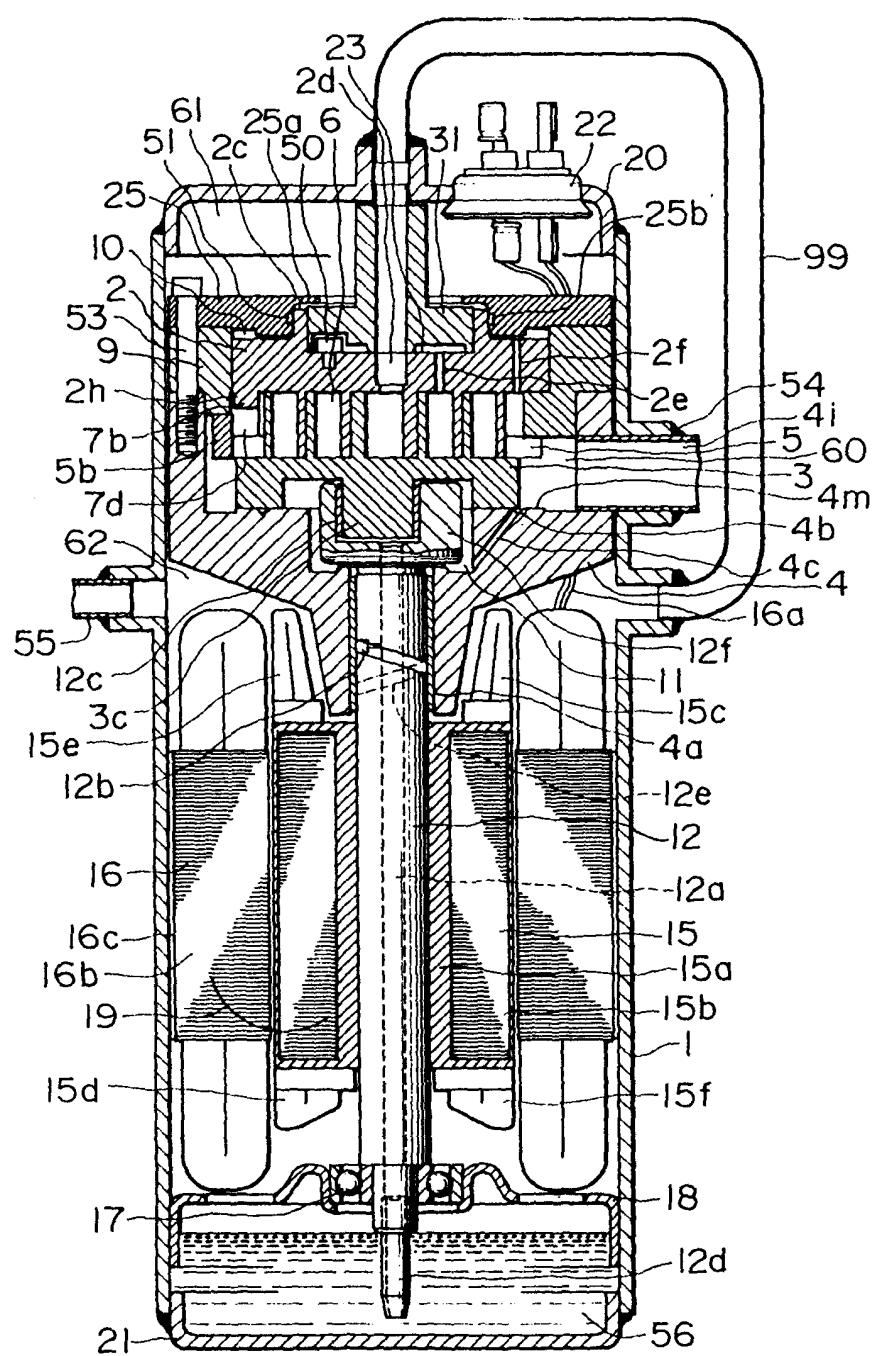


图 57

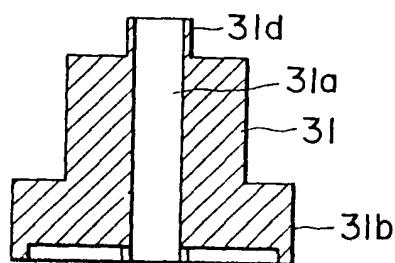


图 58

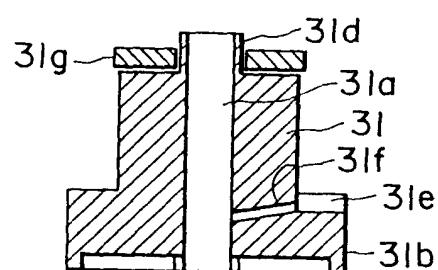


图 59

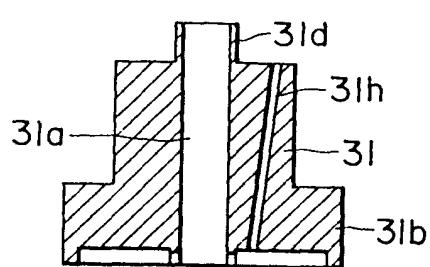


图 60

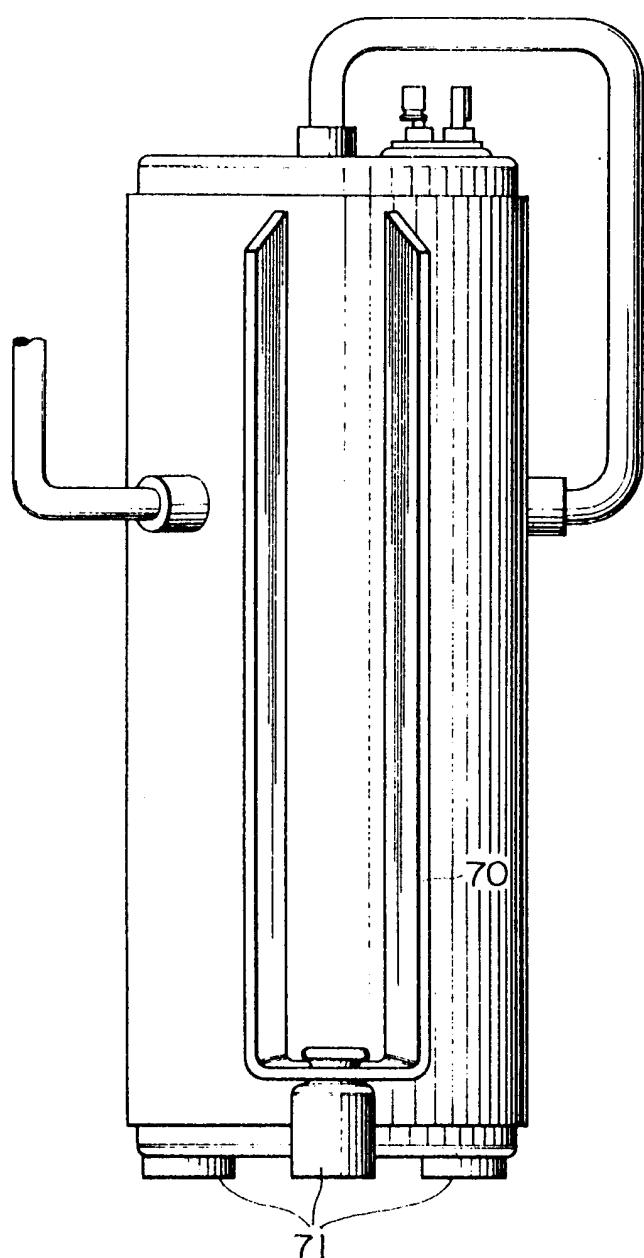


图 61

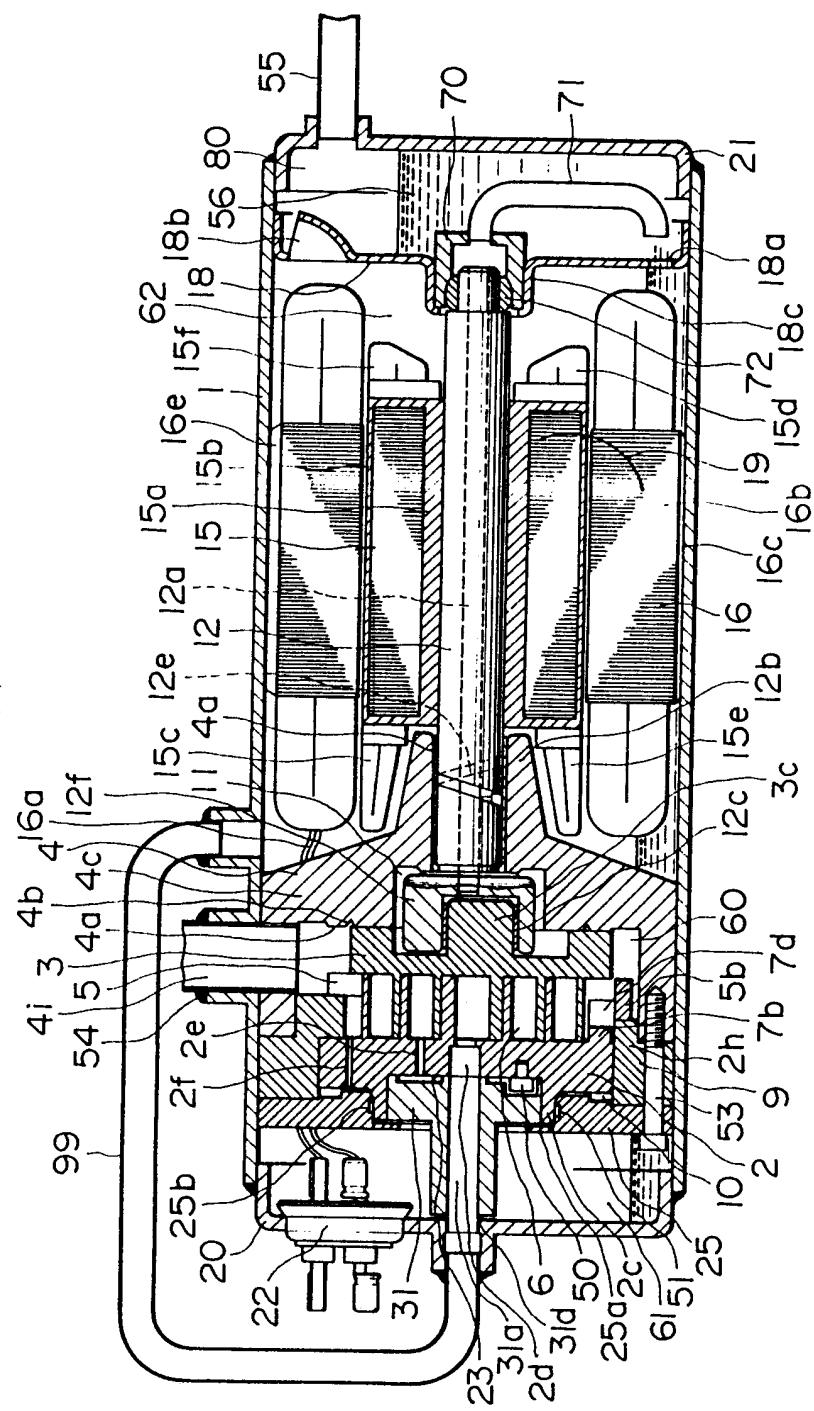


图 62

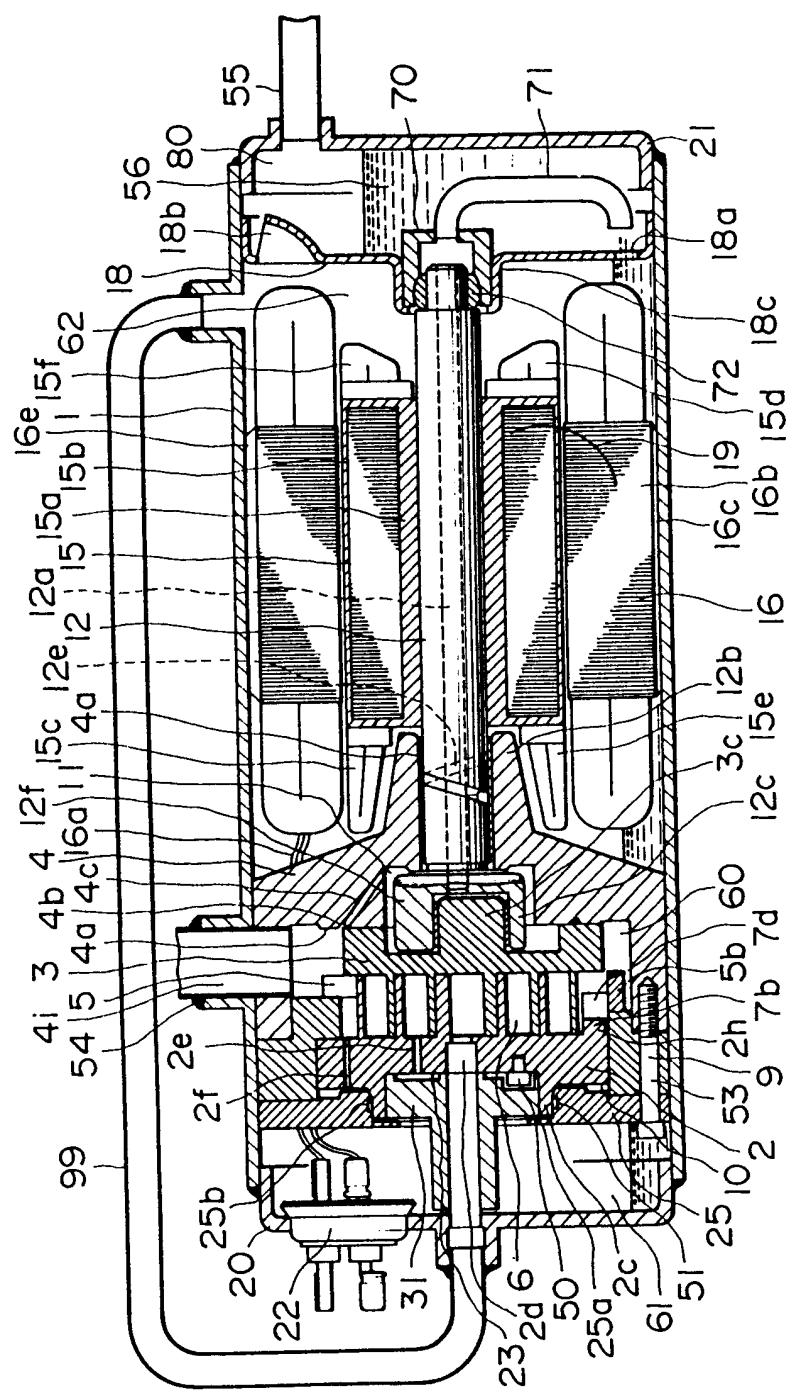


图 63

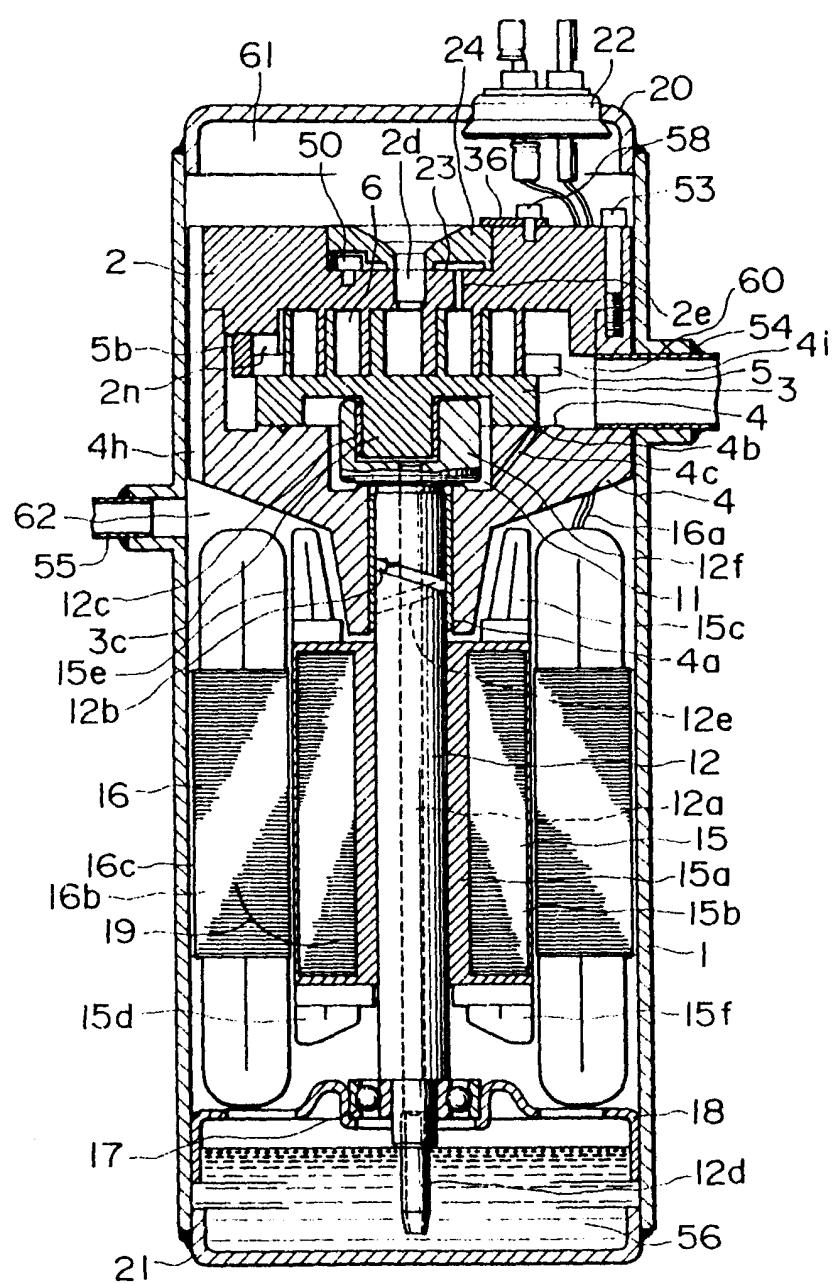


图 64

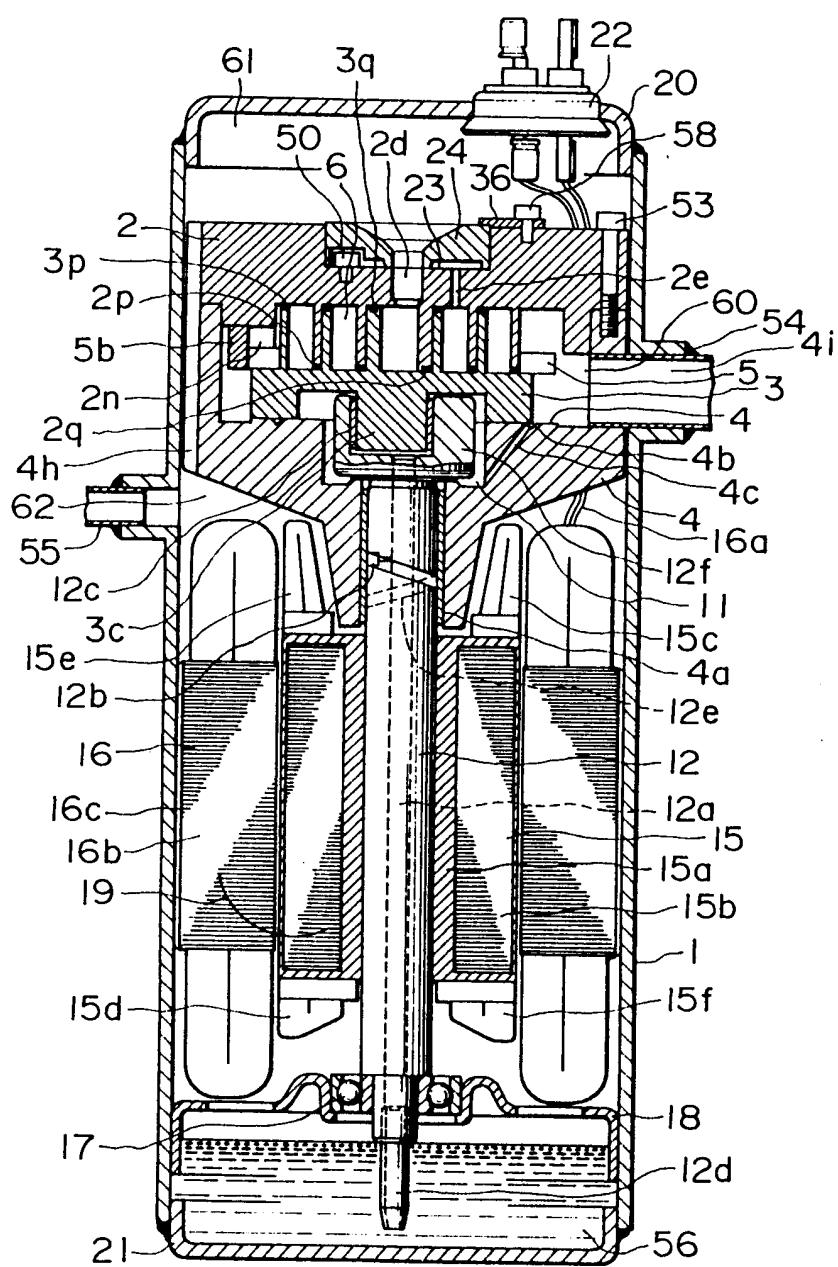


图 65

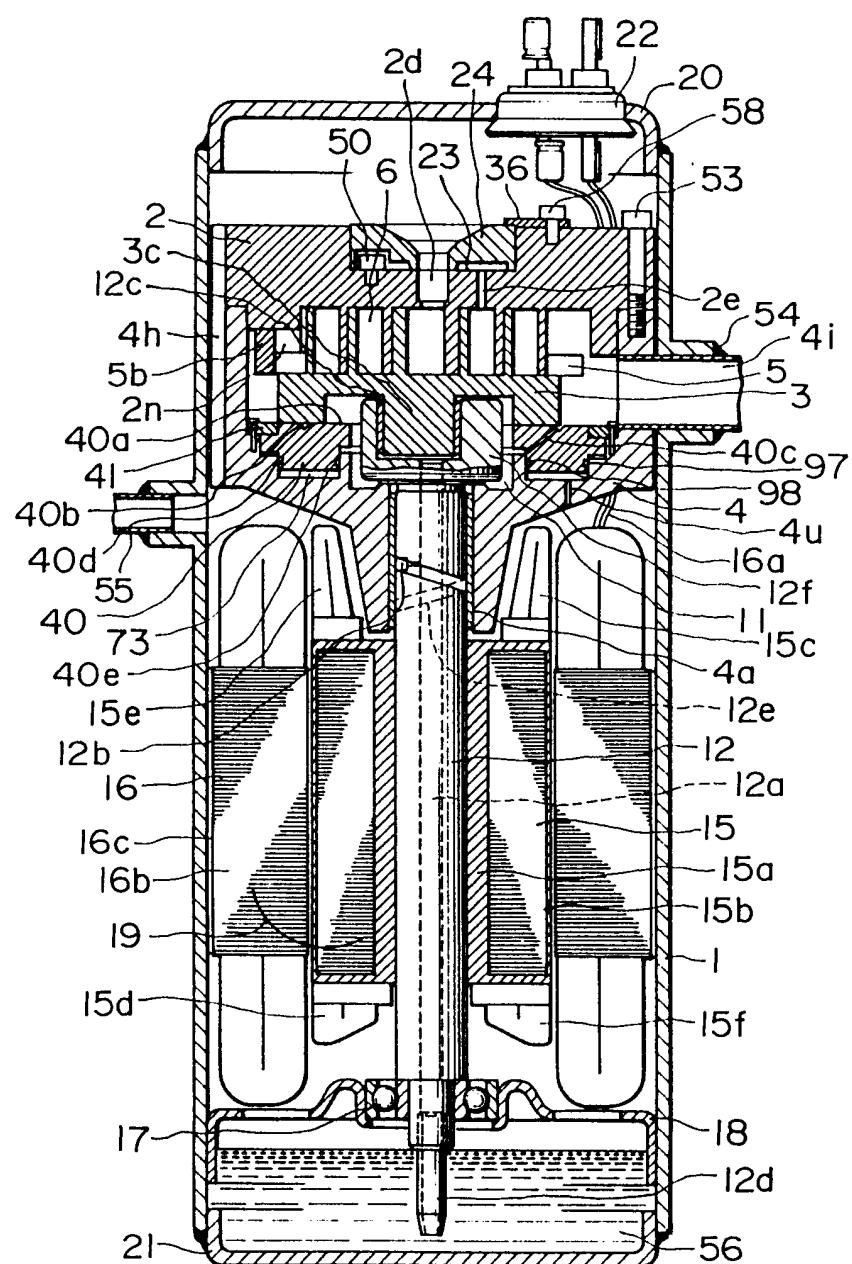


图 66

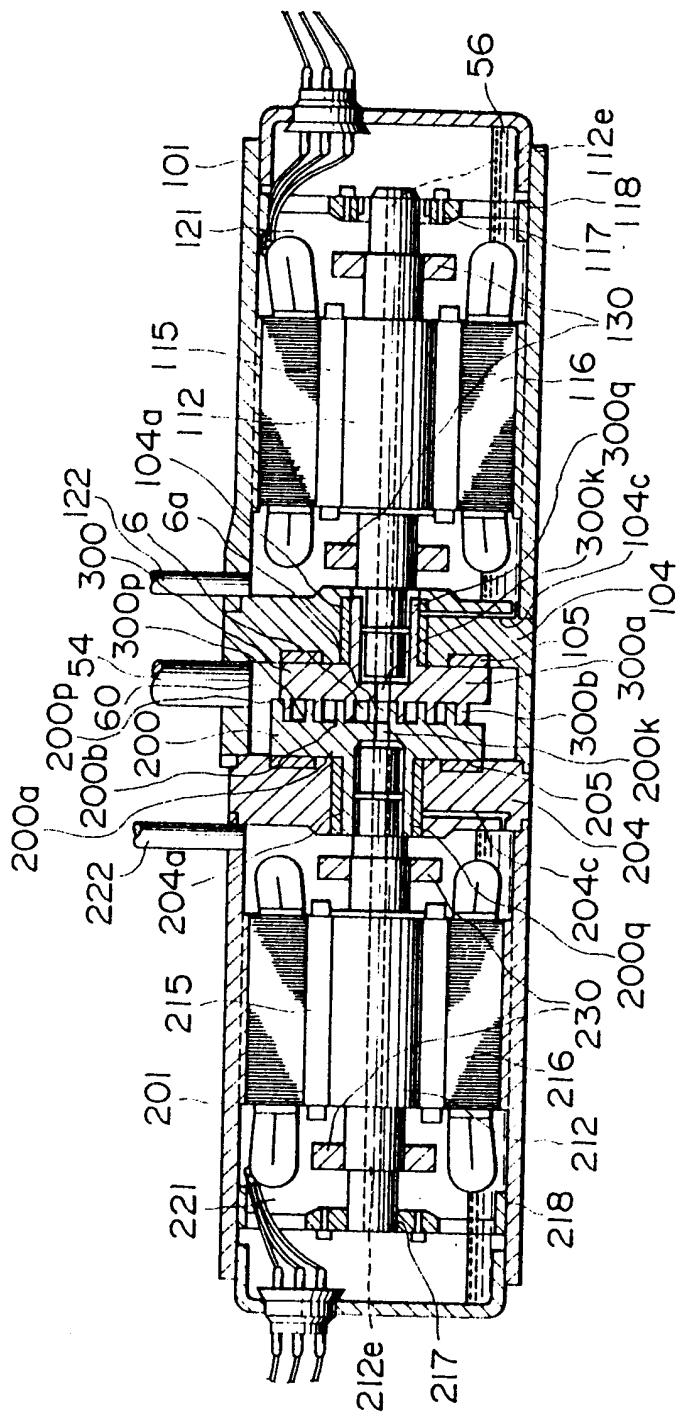


图 67

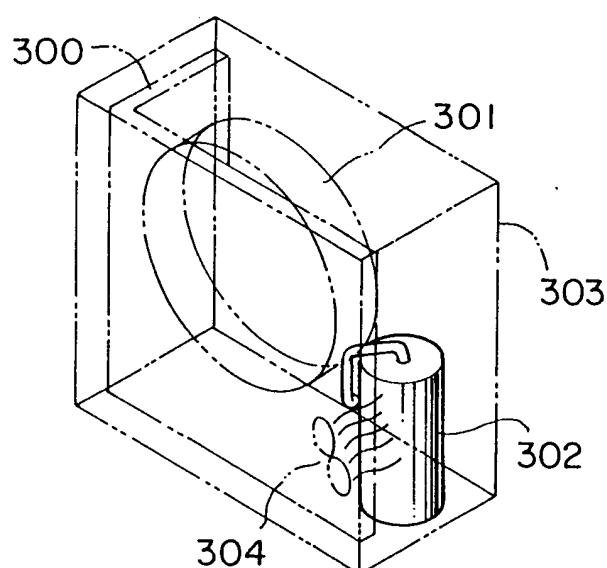


图 68

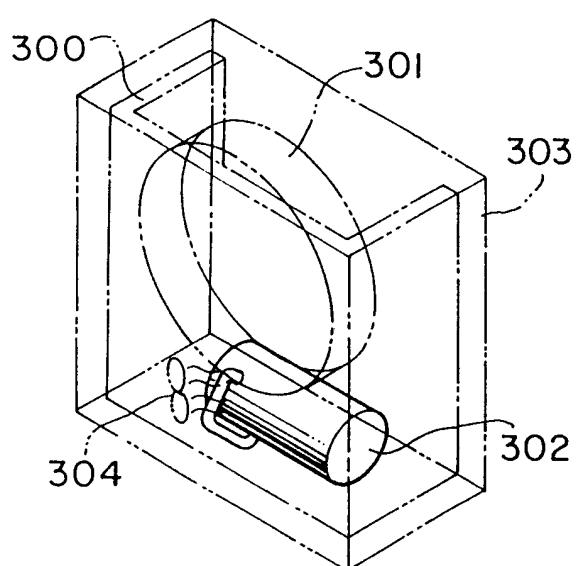


图 69

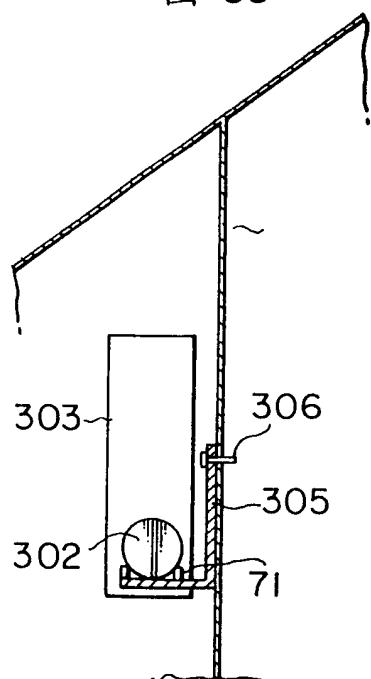


图 70

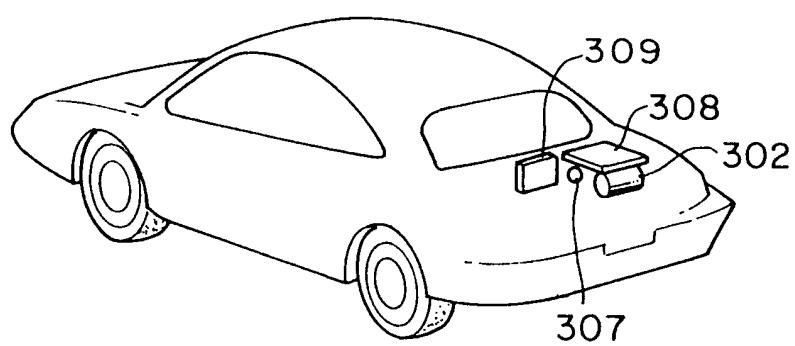


图 71

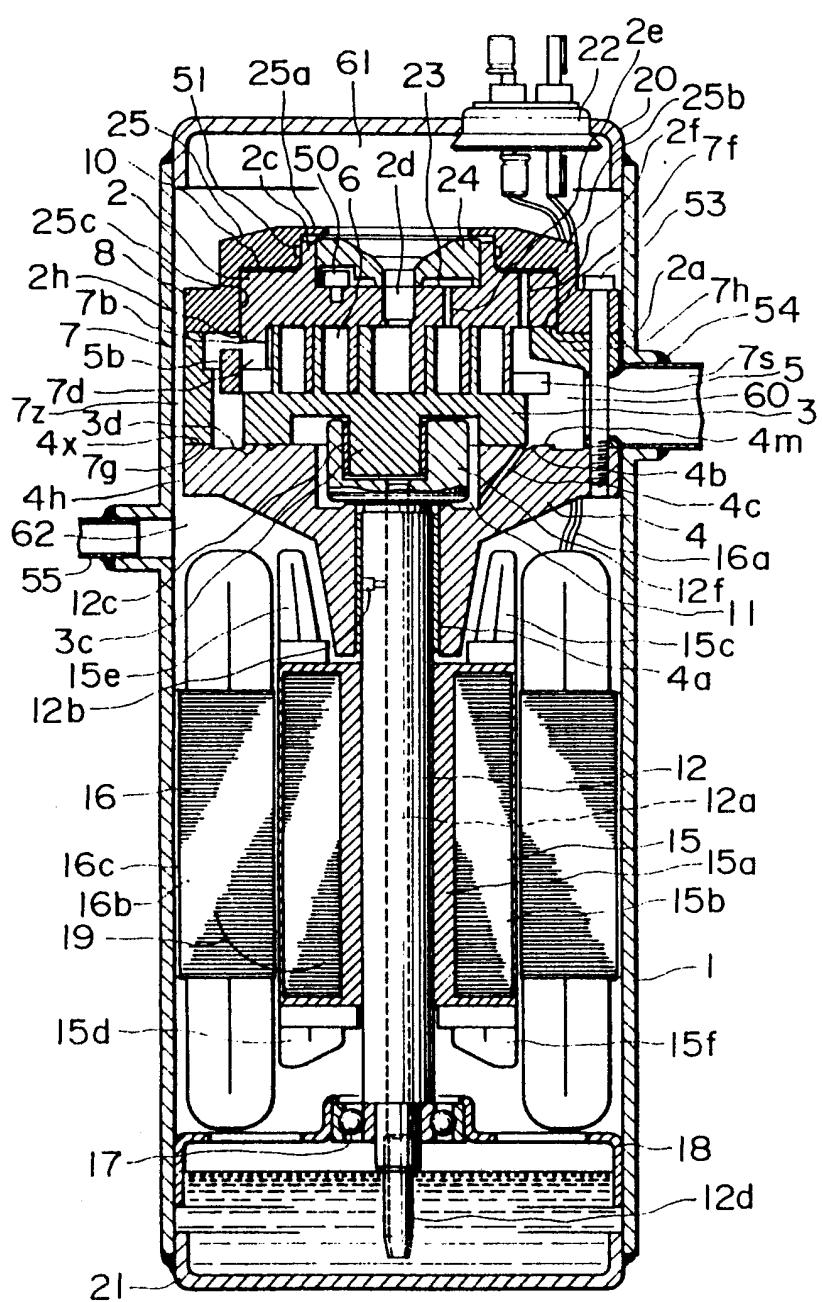


图 72

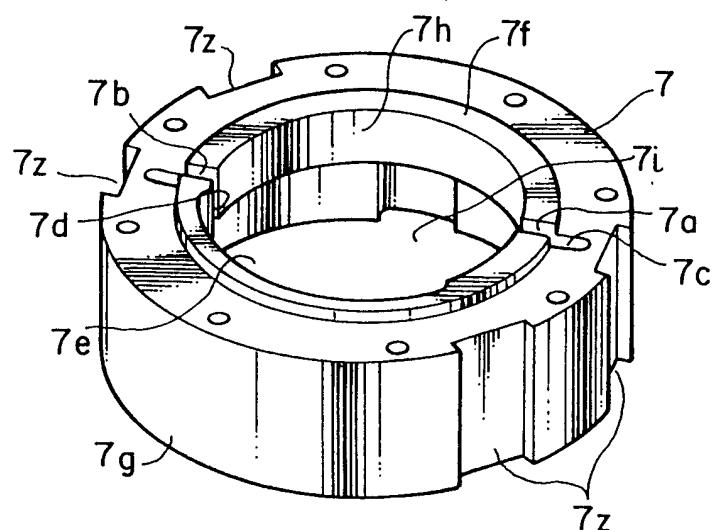


图 73

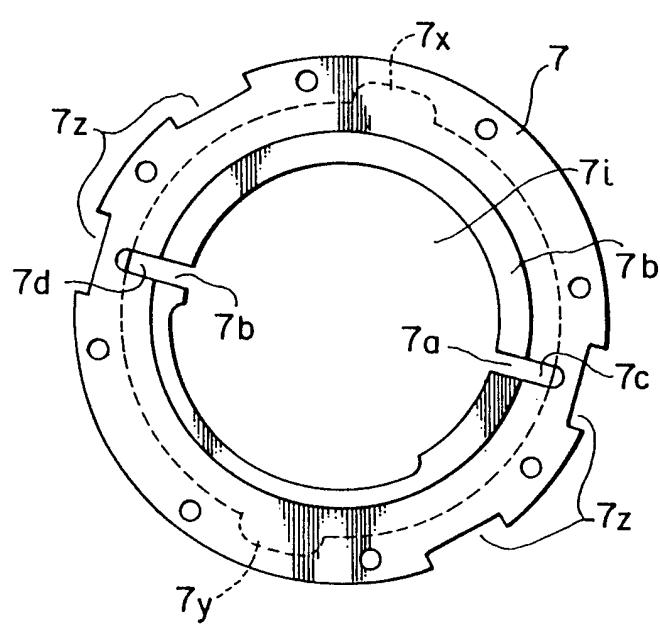


图 74

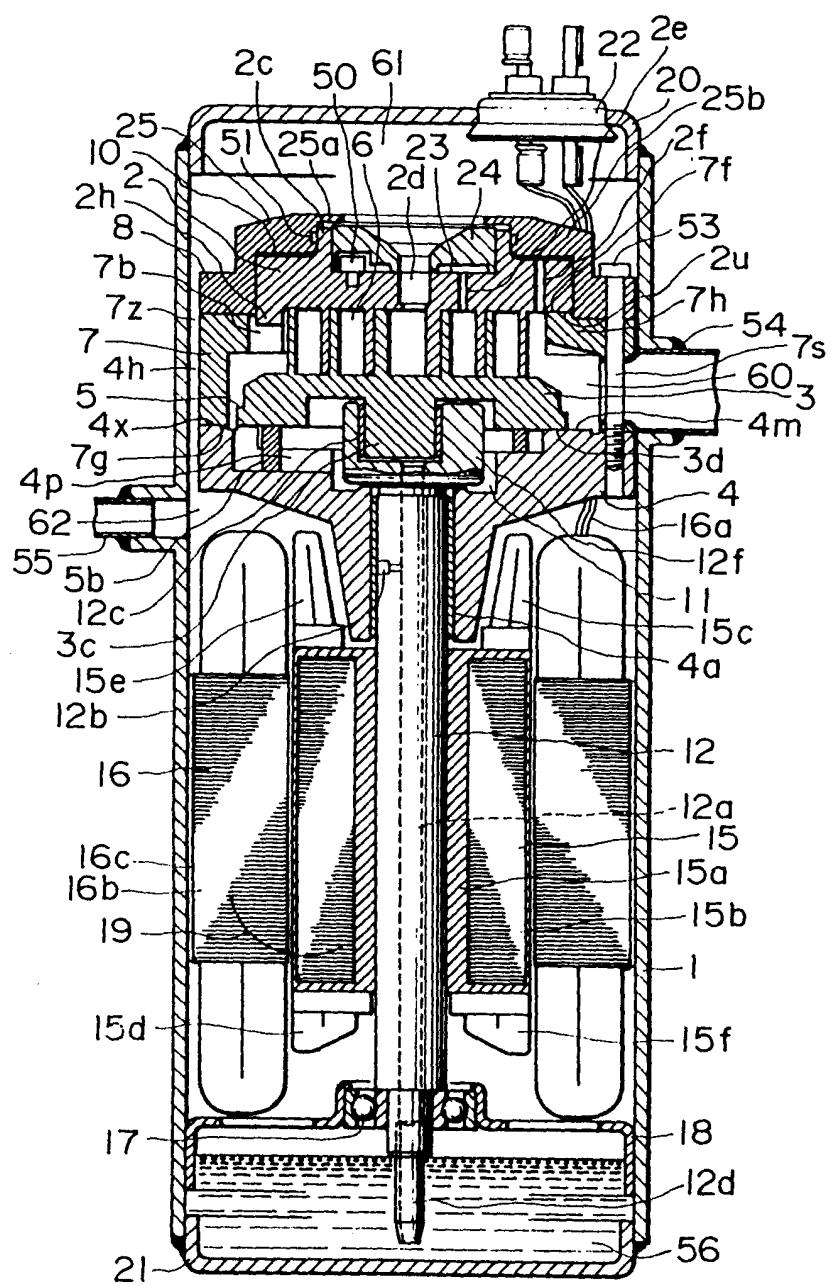


图 75

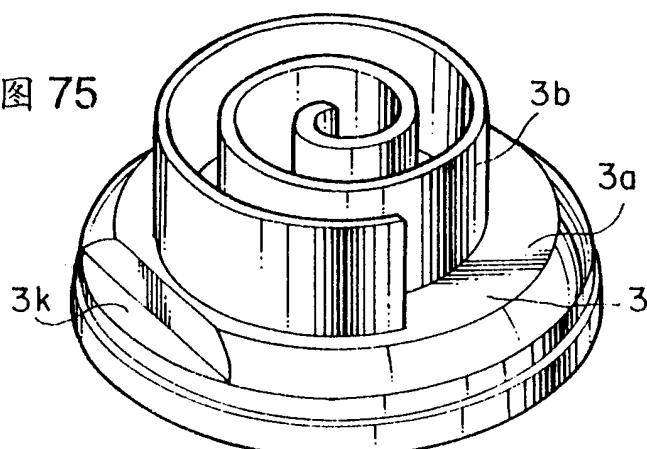


图 76

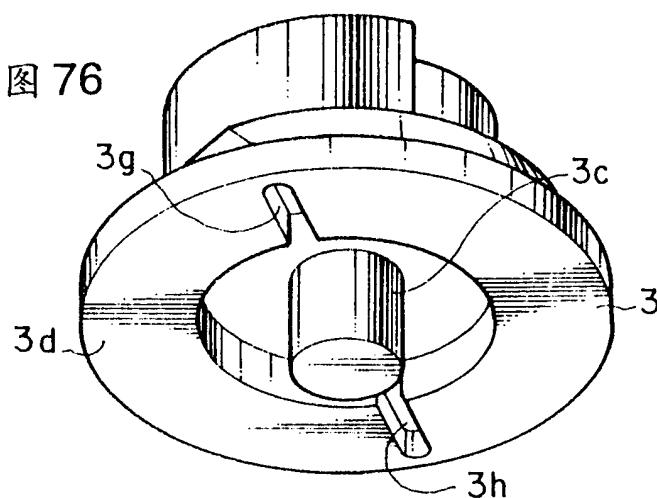


图 77

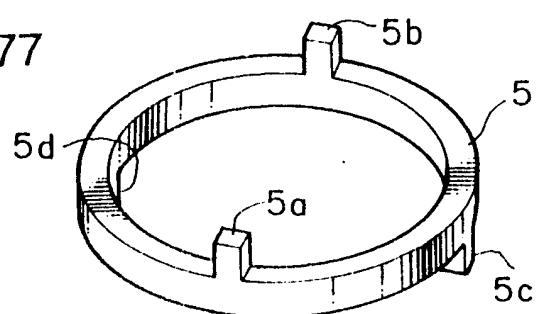


图 78

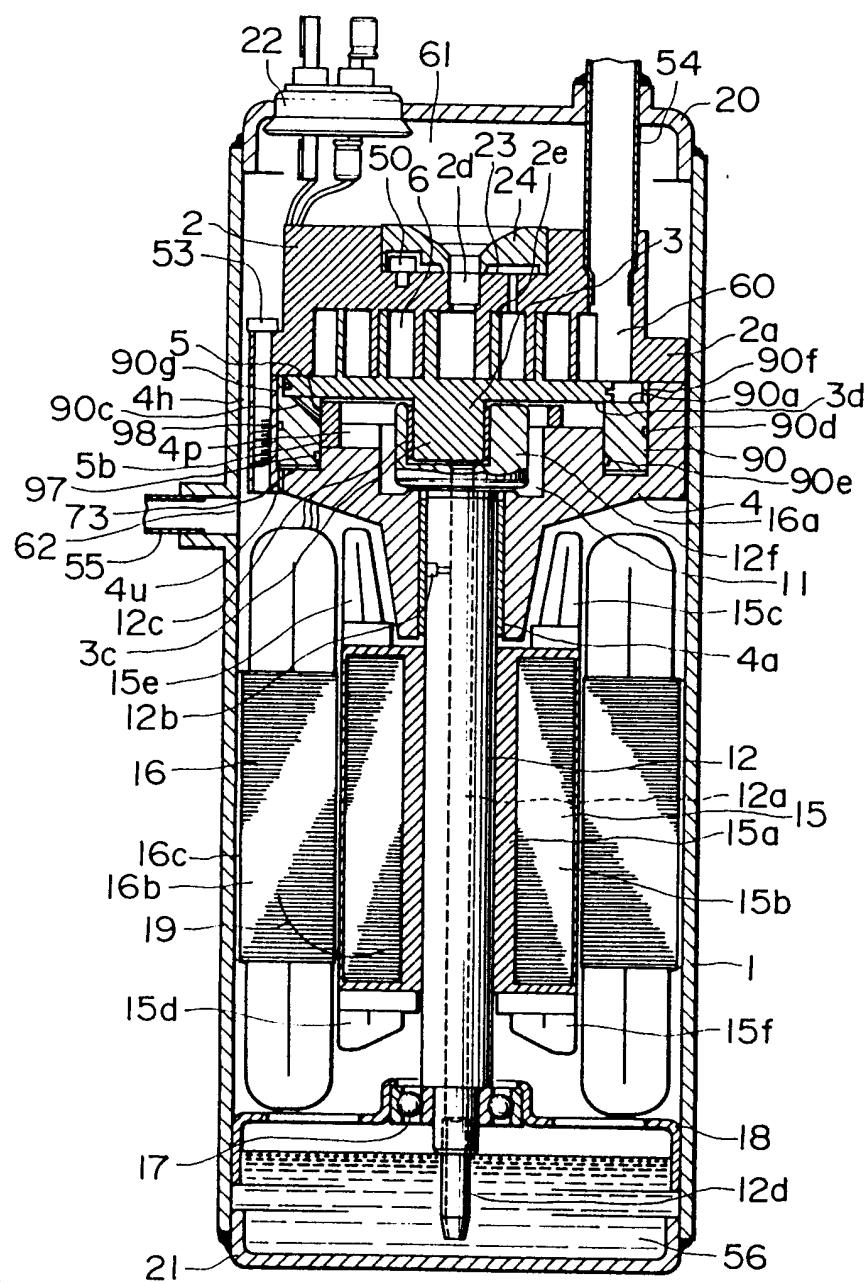


图 79

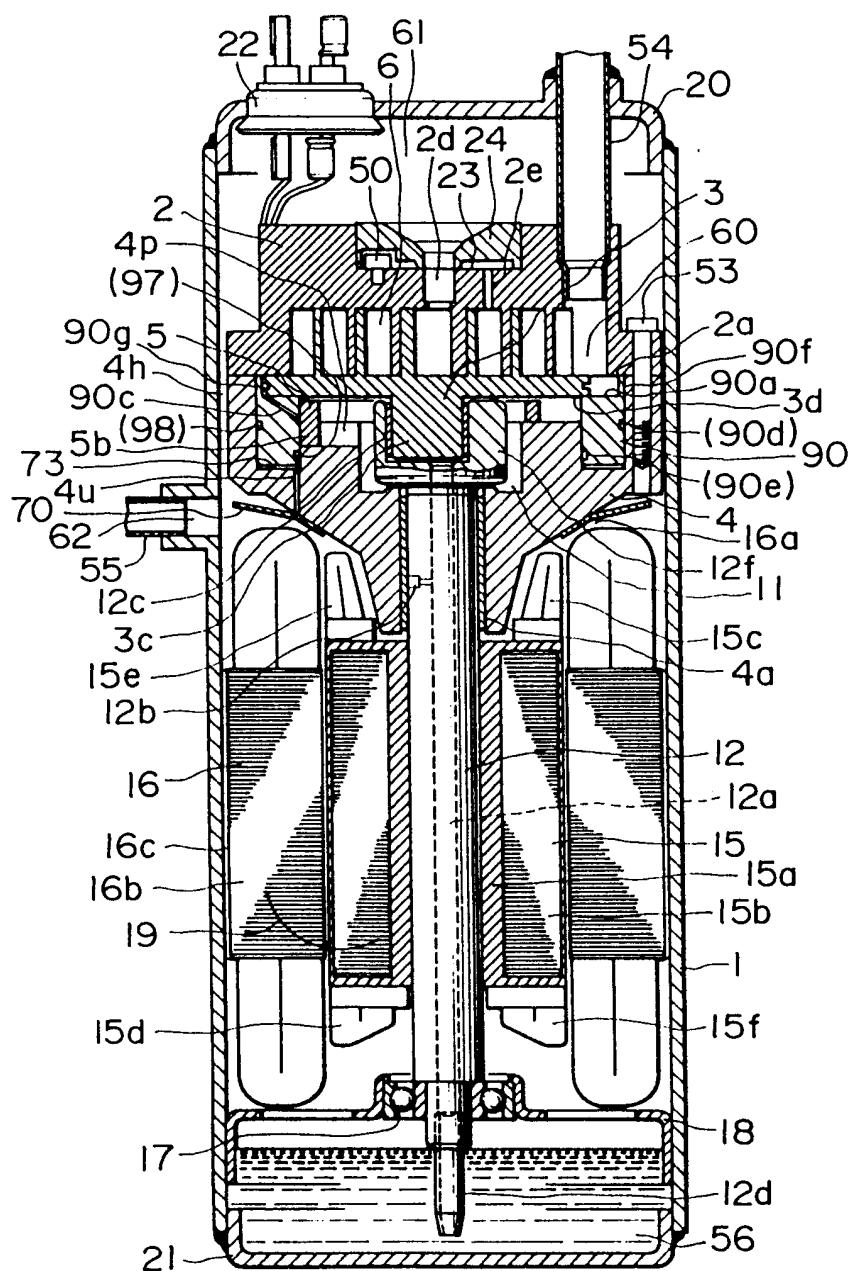


图 80

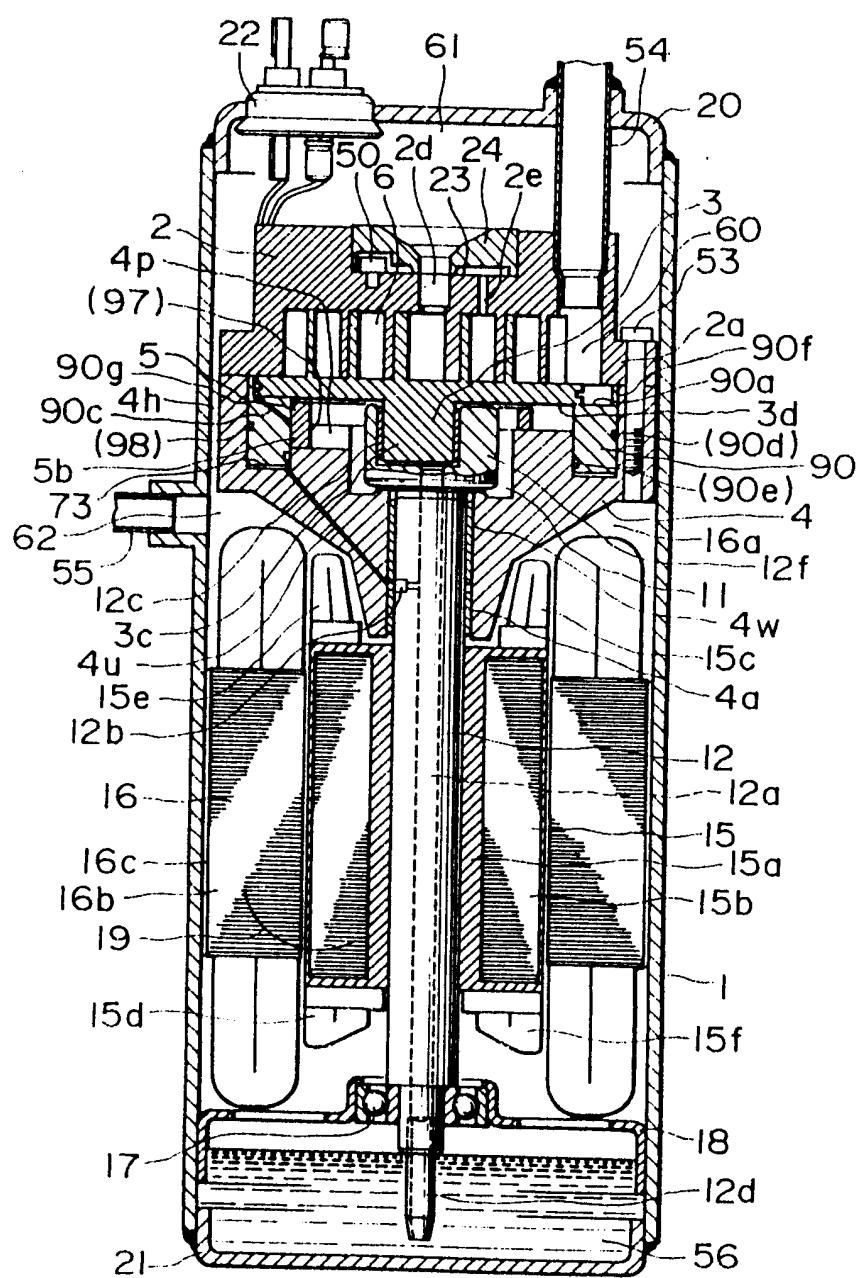


图 81

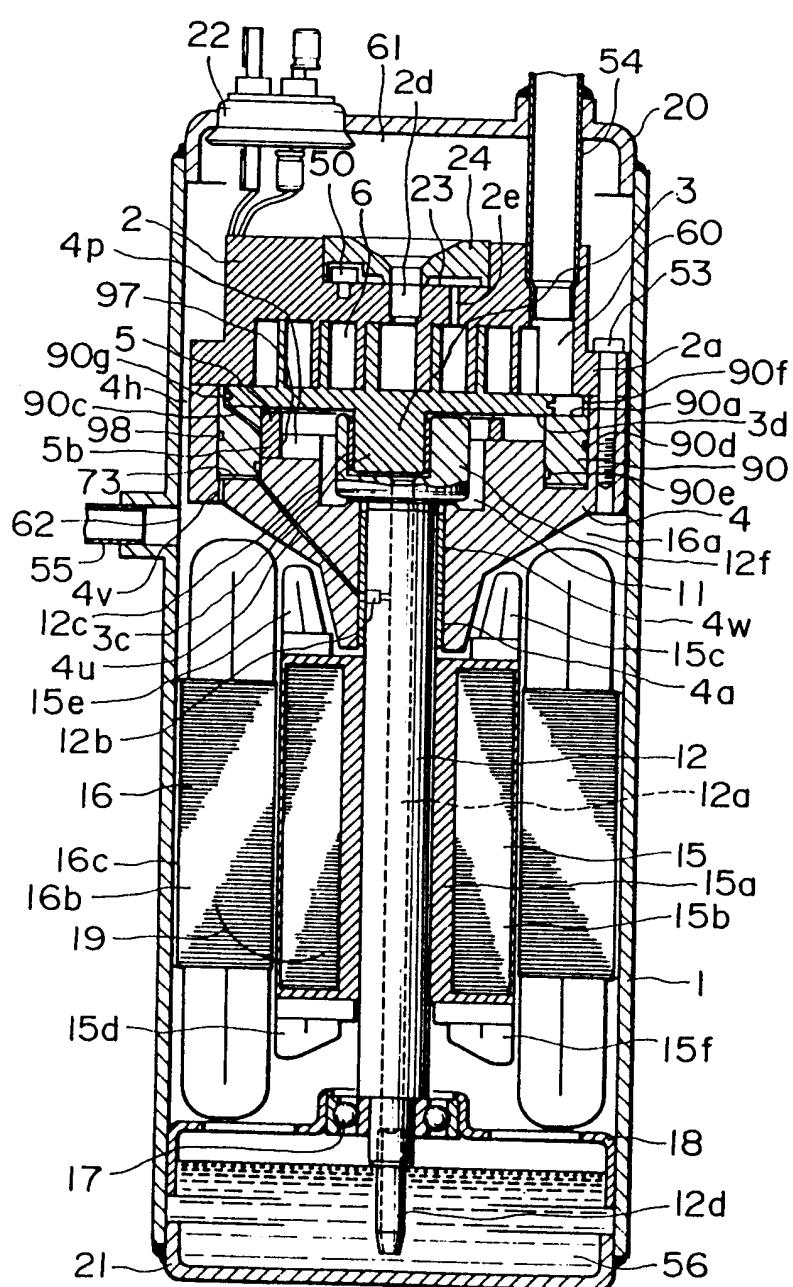


图 82

