



[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 99107607.9

[45] 授权公告日 2004 年 12 月 8 日

[11] 授权公告号 CN 1179125C

[22] 申请日 1999.4.12 [21] 申请号 99107607.9

[30] 优先权

[32] 1998.4.13 [33] JP [31] 101449/1998

[32] 1998.10.14 [33] JP [31] 292053/1998

[71] 专利权人 株式会社丰田自动织机制作所

地址 日本爱知县

[72] 发明人 木村一哉 兼重雄二 水谷秀树

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

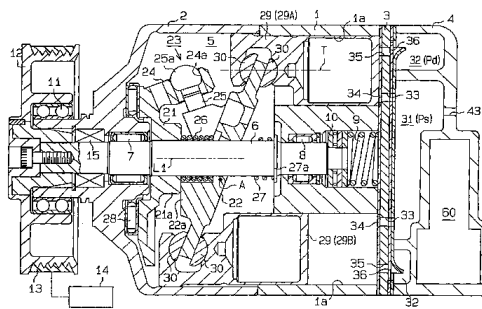
代理人 曾祥凌 林长安

权利要求书 3 页 说明书 52 页 附图 22 页

[54] 发明名称 可变容量斜盘压缩机及容量控制阀

[57] 摘要

一种压缩机包括由驱动轴 6 可倾斜地支承的斜盘 22。压缩机的容量随着斜盘 22 的倾角而改变。斜盘 22 相对于驱动轴 6 轴线的垂直平面的最小倾角 θ_{\min} 小于三到五度。无论最小倾角怎样,由于回位弹簧 27 在增大倾角的方向上推动斜盘 22,因此斜盘 22 都能从其最小倾角处移动以增大倾角。回位弹簧 27 在增大倾角的方向上有力地推动斜盘 22。



- 1、一种可变容压缩机，包括：
一个壳体（1、2、3、4），该壳体限定了缸孔（1a）、曲柄腔（5）、吸入
5 室（31）、和排出室（32）；
位于缸孔（1a）内的活塞（29）；
借助于壳体（1、2、3、4）可旋转地支承在曲柄腔（5）内的驱动轴（6）；
一个与活塞（29）相连用于将驱动轴（6）的旋转运动转换成活塞（29）的
往复运动的驱动盘（22），其中驱动盘（22）支承在驱动轴（6）上以相对于垂直
10 驱动轴（6）之轴线的平面倾斜并与驱动轴（6）一起整体旋转，其中驱动盘（22）
根据施加到该驱动盘（22）的力矩在最大倾角位置与最小倾角位置之间的范围内
移动，其中该力矩包括作为分量的曲柄腔（5）中的压力产生的力矩和缸孔（1a）
中的压力产生的力矩，其中驱动盘（22）根据其倾角改变活塞（29）的行程从而
改变压缩机的容量；
15 一个压力控制机构，用于控制曲柄腔（5）中的压力以改变驱动盘（22）的
倾斜度，压缩机的特征在于：
最小的倾角（ θ_{\min} ）小于极限角度（ θ_B ），极限角度（ θ_B ）是根据倾斜
范围的下限来确定的，在该范围内，驱动盘（22）能够在施加到活塞（29）上的
压力的反作用力的作用下移动以增大其角度，其中当驱动盘（22）的倾角小于极
20 限角（ θ_B ）时，施力元件（27）就推动驱动盘（22）以增加其倾角；
其中，当驱动盘（22）位于驱动轴（6）轴线的垂直平面上时，驱动盘（22）
的倾角是零度，其中驱动盘（22）的最小倾角被设定为零度，或者被设定为一个
角度，在该角度所产生的负载与驱动盘（22）的倾角为零度时的负载基本相同；
和
25 一个外部动力源（14）与驱动轴（6）直接相连，以使驱动轴（6）旋转。
- 2、根据权利要求1所述的压缩机，其特征在于：所述驱动盘（22）的形状，
其重心（G）的位置和其质量（m）被这样确定，以便当驱动盘（22）在位于小于
极限角（ θ_B ）的倾斜角度旋转时，基于离心力的力矩被施加在驱动盘（22）上
使其倾角增大。
- 30 3、根据权利要求1所述的压缩机，其特征在于：施力元件（27）连续地推

动驱动盘(22)，至少使驱动盘(22)倾斜到预定角度(θ_x)，预定角度(θ_x)相应于压缩机最大容量的百分之二到二十。

4、根据权利要求3所述的压缩机，其特征在于：预定角度(θ_x)等于或大于极限角(θ_B)。

5 5、根据权利要求1所述的压缩机，其特征在于：施力元件是第一施力元件(27)，压缩机还包括一个推动驱动盘(22)以使其倾角减小的第二施力元件(26)，其中，当压缩机停止并且缸孔(1a)中的压力等于曲柄腔(5)中的压力时，第一和第二施力元件(26、27)共同作用使驱动盘(22)位于预定角(θ_x)，预定角度(θ_x)相应于压缩机最大容量的百分之二到二十。

10 6、根据权利要求5所述的压缩机，其特征在于：预定角度(θ_x)等于或大于极限角(θ_B)。

7、根据权利要求1至6中的任何一项所述的压缩机，其特征在于：压力控制机构包括：

用于将排出室(32)与曲柄腔(5)连接起来的供给通道(38、39)，

15 一个位于供给通道(38、39)中的容量控制阀(60、190、210、230、260)，用于控制从排出室(32)经过供给通道(38、39)到曲柄腔(5)的气体的供应。其中容量控制阀(60、190、210、230、260)根据外部指令使供给通道(38、39)基本上完全打开，以使驱动盘(22)位于倾角最小时的位置。

8、根据权利要求7所述的压缩机，其特征在于：压力控制机构还包括一个
20 用于将曲柄腔(5)连接到吸入室(31)上的排出通道(40)，其中排出通道(40)包括一个用于限制流进排出通道(40)中的气流量的节流阀(41)。

9、根据权利要求1至6中的任何一项所述的压缩机，其特征在于：压力控制机构包括：

用于将排出室(32)连接到曲柄腔(5)上的供给通道(38)，

25 用于将曲柄腔(5)连接到吸入室(31)上的排出通道(40、147、153、251)，在供给通道和排出通道至少其中之一中设有一个容量控制阀(100、130、160、180、190、200、210、230、260)，其中容量控制阀根据工作压力调整开度，该工作压力是压缩机中一个所选腔中的压力，

30 一个开—关阀装置(120、123、146、150、152、172、180、190、210、230、260)，用于选择性地开启和关闭排出通道，其中该阀装置根据外部指令基本上关

闭排出通道使驱动盘（22）位于倾角最小时的位置。

10、根据权利要求 1 至 6 中的任何一项所述的压缩机，其特征在于：压力控制机构包括：

- 5 用于将排出室（32）连接到曲柄腔（5）上的供给通道（38），
用于将曲柄腔（5）连接到吸入室（31）上的排出通道（40、251），
一个容量控制阀（190、230、260），包括第一阀（162a、64、261），第二
10 阀（164、236、262）和螺线管（191、62、263），其中第一阀位于供给通道中，
第二阀位于排出通道中，其中第一和第二阀共同作用将压缩机中所选腔中的压力
维持在预定的目标值，螺线管由来自于压缩机外部的电流励磁以改变目标值，螺
10 线管根据外部指令使第一阀开启供给通道，并使第二阀关闭排出通道，以使驱动
盘（22）位于倾角最小的位置。

11、根据权利要求 10 所述的压缩机，其特征在于：第二阀（236，262）起到溢流阀的作用，用于在排出通道（40，251）关闭时缓解曲柄腔（5）中的反常高压。

- 15 12、根据权利要求 10 所述的压缩机，其特征在于：排出通道是第一排出通道（251），其中压力控制机构包括与第一排出通道（251）平行的第二排出通道（252），该第二排出通道（252）包括一个用于限制第二排出通道（252）中的气流量的节流阀（253）。

- 20 13、根据权利要求 1 至 6 中的任何一项所述的压缩机，其特征在于：一个外部制冷回路（50）与压缩机连接，在排出室（32）和外部制冷回路（50）之间设有一个断流阀（96）以阻止气体从外部制冷回路（50）流向排出室（32），其中，当排出室（32）中的压力和外部制冷回路（50）中的压力的差值低于预定值时，断流阀（96）关闭，以阻止从排出室（32）到外部制冷回路（50）的气体的排出。

可变容量斜盘压缩机及容量控制阀

技术领域

- 5 本发明涉及一种可变容量斜盘压缩机，特别涉及一种能在空调系统关闭时减小压缩机的功率消耗的可变容量斜盘压缩机以及一种用于该压缩机的容量控制阀。

背景技术：

- 一般，用来压缩制冷剂气体的压缩机都安装在用于车辆空调系统的冷却回路中。这样的压缩机通常由车辆发动机来驱动并常常通过电磁离合器机构连接到发动机上。电磁离合器仅仅在存在冷却负载时才将压缩机连接到发动机上。但是带有电磁离合器机构的压缩机提高了总体重量和制造成本，而且离合器也会从发动机那儿得到动力。

- 作为这些问题的解决方法，目前已经提出了一种直接将压缩机连接到发动机上并且无论发动机何时运转都向压缩机传送动力的无离合器压缩机。近来，人们已经认为可变容量斜盘压缩机适合于这种无离合器系统。可变容量斜盘压缩机的优点在于可根据制冷负载的变化自动地或通过外部控制装置对压缩效率（排气容量）进行可变控制。然而，它们会不断地向发动机施加一个负载。

- 只要制冷负载较高且连续不断，无离合器可变容量斜盘压缩机就会运转良好。然而，当制冷作用根据外部指令停止时，比如在车辆中的人关闭空调开关时，就有必要减小压缩机施加给发动机的负载。

- 通常可变容量斜盘压缩机的排气容量是通过调节活塞的行程来控制的，活塞行程的调节是借助于容量控制阀控制斜盘相对于驱动轴的倾角来完成。斜盘的倾角是通过调节壳体内形成的曲柄腔中的内部压力（ P_c ）来进行控制的。具体而言，就是提高曲柄腔中的内部压力（ P_c ）来减小倾角，从而降低排气容量。为了使斜盘在这样一种结构下沿着增加倾角的方向上倾斜，斜盘必须在曲柄腔中的内部压力 P_c 下降时向最大的倾角方向转动。为了使斜盘返回到其最大的倾角，最小的倾角不应在 0° 附近（相对于驱动轴垂直平面测得）。也就是说如果斜盘的最小倾角设置在 0° 附近、较小或没有压缩发生，那么就没有足以重新获得最大倾角的压缩反作用力产生。这使得斜盘返回到最大倾角变得非常困难或不可能。因此，有必要将斜盘的最小倾角设定在例如 $+3^\circ$ — $+5^\circ$ 的范围内，从而，即使在最小

的倾角状况下，压缩机也会有一些排气量，而这会产生很小但又是很重要的压缩反作用力。该压缩反作用力在适当的时候有助于增大斜盘的倾角。这使得斜盘随着曲柄腔中的内部压力 P_c 的降低而减小倾角，这种降低是由容量控制阀造成的。

如果传统的可变容量斜盘压缩机被设计成无离合器型并被安装到车辆的空调系统中，即使在空调的启动开关被关闭起来将斜盘的倾角设置到最小倾角时，压缩机也以最小的排气容量继续运转来不断地向斜盘施加一个压缩反作用力。因此，就会一直有一个较小的负载施加在车辆发动机上。为了降低空调系统被关闭时的负载，有必要通过尽可能多地减少斜盘的倾角来使压缩反作用力尽可能地小。如果压缩反作用力设置的太低，那么在需要增加容量时斜盘就不能倾斜。由于降低最小排气容量条件下的功率消耗与利用压缩反作用力使斜盘倾斜向最大倾角之间存在一个协调（综合考虑）的问题，所以，有必要精确地调节最小排气容量（或最小倾角）以满足两方面的要求。这在传统的可变容量斜盘压缩机中很难达到（获得），这会导致制造成本增加。

发明内容

因此，本发明的一个目的是为了提供一种可变容量斜盘压缩机，该可变容量斜盘压缩机能在空调系统处于 OFF（关闭）状态下尽可能多地减少其功率消耗而不会牺牲该压缩机从最小排气容量（最小倾角）返回的能力，并且易于制造。本发明的另一个目的是为了提供用于该压缩机的容量控制阀。

为了达到上述目的，本发明提供了一种可变容量压缩机，包括有一个壳体，该壳体包含有缸孔、曲柄腔、吸入室、排出室。活塞位于缸孔内。驱动轴借助于壳体可旋转地支承在曲柄腔中。一个驱动盘与活塞相连用来将驱动轴的旋转运动转换成活塞的往复运动。该驱动盘支承在驱动轴上以相对于驱动轴轴线的垂直平面倾斜并与驱动轴一起整体旋转。驱动盘在施加到该驱动盘的力矩的作用下在最大倾角位置与最小倾角位置之间的范围内运动。该力矩由作为分量的基于曲柄腔中压力产生的力矩和基于作为分量的缸筒中的压力产生的力矩组成。驱动盘根据其倾角改变活塞的行程来改变压缩机的容量。压力控制机构控制曲柄腔中压力以改变驱动盘的倾斜度。最小的倾角比极限角度要小。极限角是根据倾角范围的下限来预定的，在该范围内，驱动盘能够借助于施加到活塞上的压力的反作用力移动以增大其角度。当驱动盘的倾角小于极限角时，一个施力元件就推动驱动盘增大其倾角。

本发明还提供了一种通过调节位于曲柄腔中的驱动盘的倾角来控制可变容

量压缩机的容量的容量控制阀。压缩机含有一个用于将排出室连接到曲柄腔上的供给通道和一个将曲柄腔连接到吸入室上的排出通道。该容量控制阀包括一个位于供给通道中的第一阀。该第一阀包括一个用于调节供给通道的开度的第一阀体和一个用于推动第一阀体打开的第一弹簧。一个位于排出通道中的第二阀。该第二阀包括一个用于调节排出通道的开度的第二阀体，一个在与吸入室中的压力有关的力的作用下用于推动第二阀体关闭的压力传感元件，以及一个用于推动第二阀体关闭的第二弹簧。一个传动元件将第二阀体的运动传第到第一阀体。当第二阀体移动到关闭位置时，该传动元件使第一阀体打开。一个由从压缩机外部供给的电流来励磁的螺线管。该螺线管在与所提供的电流相关的力的作用下推动第一阀体关闭并推动第二阀体打开。当螺线管退磁时，第一阀体在第一弹力的作用下打开供给通道而第二阀体在第二弹力的作用下关闭排出通道。

根据下面结合附图以实施例的方式解释本发明的原理的说明，本发明的其他方面的优点将会变得更清楚。

参照所给出的带有附图的最佳实施例说明，本发明及其目标与优点将会变得更好理解。附图如下：

附图说明

- 图 1 是第一实施例的斜盘压缩机在其斜盘处于最大倾角时的横剖视图；
 图 2 是图 1 所示的斜盘压缩机在其斜盘的倾角减小时的横剖视图；
 图 3 是曲柄腔压力控制装置的原理示意图，其中包括一个容量控制阀的横剖视图；
 图 4 是为表示出图 1 中所示的斜盘压缩机排出通道的局部剖视图；
 图 5 是与图 4 一样的排出通道处于关闭状态的局部剖视图；
 图 6 所示的是图解斜盘的倾斜范围的局部剖视图；
 图 7 是表示斜盘的倾角与压缩机的容量之间关系的曲线图；
 图 8 表示斜盘的倾角与压缩机所需要的驱动功率之间关系的曲线图；
 图 9 斜盘旋转力矩的特性图；
 图 10 表示影响倾角的合并的弹力与压缩机的排气容量之间关系的曲线图；
 图 11 是曲柄腔压力控制装置的原理示意图，其中包括一个容量控制阀的横剖视图；
 图 12 是曲柄腔压力控制装置的原理示意图，其中包括一个容量控制阀的横剖视图；

图 13 是曲柄腔压力控制装置的原理示意图, 其中包括一个容量控制阀的横剖视图;

图 14 是曲柄腔压力控制装置的原理示意图, 其中包括一个容量控制阀的横剖视图;

5 图 15 是曲柄腔压力控制装置的原理示意图, 其中包括一个容量控制阀的横剖视图;

图 16 是曲柄腔压力控制装置的原理示意图, 其中包括一个容量控制阀的横剖视图;

10 图 17 是曲柄腔压力控制装置的原理示意图, 其中包括一个容量控制阀的横剖视图;

图 18 是曲柄腔压力控制装置的原理示意图, 其中包括一个容量控制阀的横剖视图;

图 19 是曲柄腔压力控制装置的原理示意图, 其中包括一个容量控制阀的横剖视图;

15 图 20 是曲柄腔压力控制装置的原理示意图, 其中包括一个容量控制阀的横剖视图;

图 21 是曲柄腔压力控制装置的原理示意图, 其中包括一个容量控制阀的横剖视图;

20 图 22 是曲柄腔压力控制装置的原理示意图, 其中包括一个容量控制阀的横剖视图;

图 23 是图 22 中所示的容量控制阀的横剖视图;

图 24 是相应于第十四实施例的曲柄腔压力控制机构的原理示意图。

最佳实施例的详细说明

下面将对本发明的第一到第十四个与用于车辆的空调系统的可变容量斜盘压缩机有关的实施例进行说明。除了曲柄腔压力控制装置(包括容量控制阀)之外, 在所有实施例中压缩机都相同。从第二到第十四实施例涉及到曲柄腔压力控制装置的改进。

具体实施方式

第一实施例

30 下面参照图 1 和 2 对可变容量斜盘压缩机的基本结构进行说明。斜盘压缩机包括一个缸体 1, 一个与缸体 1 的前端相连的前部壳体 2, 以及一个通过阀板 3 与

缸体 1 的后端相连的后部壳体 4，这三者通过螺栓 16（在图 4 和 5 中仅仅显示出了一个螺栓）被牢固地连在一起。缸体 1 与前部壳体 2 包围的区域构成了一个曲柄腔 5。

在曲柄腔 5 中，驱动轴 6 可旋转地支承在一对前部和后部的径向轴承 7 和 8 上，轴承 7 和 8 分别安装在前部壳体 2 和缸体 1 上。螺旋弹簧 9 和推力轴承 10 安装在缸体 1 的中心处，而驱动轴 6 的后端则由推力轴承 10 支承着，螺旋弹簧 9 则将推力轴承 10 向前推。唇形密封件 15 则被安装在驱动轴 6 的前端的外表面与前部壳体 2 的内表面之间来密封曲柄腔 5 的前部。

一个皮带轮 12 借助于滚珠轴承 11 可旋转地安装在前部壳体 2 的前端筒状部分处。皮带轮 12 与从前部壳体 2 中伸出来的驱动轴 6 的前端连结。皮带 13 绕在皮带轮 12 上，借助于皮带轮 12，压缩机与车辆发动机 14 无离合器地连接起来。不需要离合器机构而直接从外部驱动源获得动力的压缩机被称之为无离合器式压缩机。

旋转支承件 21 固定在曲柄腔 5 中的驱动轴 6 上。斜盘 22 或者凸轮盘置于曲柄腔 5 内。驱动轴 6 被插在一个钻于斜盘 22 的中心部分的通孔中。驱动轴 6 与通孔的边缘形成滑动接触。斜盘通过铰链机构 23 或连接/导向机构与旋转支承件 21 和驱动轴 6 相连。在铰链机构 23 相对于驱动轴 6 的相反一侧的位置上，斜盘 22 有一个平衡重 22a。

铰链机构 23 包括一对从旋转支承件 21 的后端面伸出来的支承臂 24（只显示出了一个）和一对从斜盘 22 的前端面伸出来的导向销 25（只显示出了一个）。每一个支承臂 24 都有一个形成于其顶端的圆柱形的导向孔 24a，而每一个导向销 25 都有一个形成于其顶端的球形部分 25a。球形部分 25a 安装在支承臂 24 的相应的导向销 25 中。形成铰链机构 23 的支承臂 24 和导向销 25 使斜盘与驱动轴 6 一起旋转。斜盘 22 也可以沿着驱动轴 6 的表面在轴线 L1 方向上滑动并可以相对于驱动轴 6 的轴线 L1 倾斜。这种倾斜的旋转中心被称之为旋转轴线 A。旋转轴线 A 沿着与图 1 所在的纸面的垂直方向延伸并与驱动轴 6 的轴线 L1 垂直。旋转轴线 A 随着斜盘 22 的滑动而沿驱动轴 6 改变其位置。

如图 1 和 2 所示，螺旋非倾斜弹簧 26 安装在旋转支承件 21 与斜盘 22 之间的驱动轴 6 上，该弹簧产生的力用来减小倾角。非倾斜弹簧 26 将斜盘 22 推向缸体 1 方向推动（即，沿着斜盘 22 的倾角减小的方向）。

弹性挡环 27a 被固定在驱动轴 6 上斜盘 22 的后面。回位弹簧 27 是螺旋弹簧，它安装在弹性挡环 27a 与斜盘 22 之间。当来自于斜盘 22 的压力被施加到可以沿着驱动轴 6 前后移动的回位弹簧 27 上时，回位弹簧 27 会将斜盘 22 向远离缸体 1 的方向（即，沿着斜盘 22 的倾角增大的方向）推动。弹性挡环 27a 限制回位弹簧 5 27 的向后运动。

下面将对斜盘 22 的倾角的倾斜范围进行讨论。如图 6 所示，“H”表示与驱动轴 6 的轴线 L1 垂直的并包含有旋转轴线 A 的垂直平面。平面 H 与斜盘 22 之间所夹的角度就是斜盘 22 的倾角。当斜盘 22 与平面 H 平行时，倾角为 0° 。在倾角为 0° 的位置，斜盘 22 起不到凸轮盘的作用并且活塞的行程为零，从而使排 10 气容量也为零。

把斜盘 22 的上端倾斜向缸体 1 的方向（在图 6 中，该方向用 $+\theta$ 表示）定义为正方向而将与其相反的方向（在图 6 中，该方向用 $-\theta$ 表示）定义为负方向。斜盘 22 所能允许的最大倾角为 θ_{\max} 而斜盘 22 所能允许的最小倾角为 θ_{\min} ，斜盘 22 可以倾斜的范围是从 θ_{\min} 到 θ_{\max} 。

15 压缩机的排气容量随着斜盘 22 的倾角 θ 沿着正方向增加而增加并在倾角 θ 为最大倾角 θ_{\max} 时达到最大值（100% 的容量）。如图 1 所示，通过斜盘 22 的平衡重 22a 的凸台面顶靠在位于旋转支承件 21 的后部表面处的限位凸起 21 上来限定最大倾角 θ_{\max} 。

斜盘 22 最小倾角 θ_{\min} 通过下面的方案 1 和 2 之一来进行限定。

20 方案 1：当斜盘 22 从最大排气容量状态（ θ_{\max} ）开始沿着倾角减小的方向运动时，斜盘 22 首先靠在回位弹簧 27 的一端。当斜盘 22 进一步运动时，夹在弹性挡环 27a 与斜盘 22 之间的回位弹簧 27 被压缩到最小长度，这样就限定了一个点，超过该点斜盘 22 不能再运动。这就限定了最小倾角 θ_{\min} 。

方案 2：表示在图 1 的下部的活塞 29B 位于底部的死点位置。当活塞 29B 作 25 用端部顶靠在阀板 3 上时，斜盘 22 的进一步的倾斜就被制止。这样就限定了最小倾角 θ_{\min} 。

下面将会参照图 7 和 8 来讨论最小倾角 θ_{\min} 的设定值。本发明人发现，如图 8 所示，只要斜盘 22 的倾角 θ 位于包含倾角 0° 的角度范围 R 内，使斜盘 22 旋转所需要的功率 W 几乎不变。换句话说，本发明人发现，能够用最小的功率驱动 30 斜盘 22 的角度范围 R 位于 0° 的附近。角度范围 R 的上限 θ_A 要比传统的斜盘

压缩机中的最小倾角的角度 θ_C 要小,而是等于或小于临界角度 θ_B , 在小于 θ_B 的情况下, 压缩反作用力不足以使斜盘 22 倾斜向最大倾角。最小倾角 θ_{\min} 被设置在角度范围 R 内的任意值从而当空调系统关闭时压缩机施加一个最小的负载 (见图 7)。因此各个角度之间具有 $\theta_{\min} \leq \theta_A \leq \theta_B \leq \theta_C$ 这样的关系。

- 5 只要最小倾角 θ_{\min} 等于或小于 θ_A , 它可以被设置为一个较小的正值、 0° 或负值, 而在本实施例中设定值几乎为 0° 。

随着压缩机由于发动机 14 的停止的原因完全停下来, 螺旋非倾斜弹簧 26 和回位弹簧 27 两者向斜盘 22 施加作用力。此时, 斜盘 22 的角度 θ_x 基本上可以通过两个弹簧 26 和 27 的力的平衡来确定。在该实施例中, 选择弹簧 26 和回位弹簧
10 27 从而倾角 θ_x 等于或大于临界角 θ_B (见图 7), 如果 θ_x 小于 θ_B , 压缩反作用力就不足以使斜盘 22 倾斜向最大倾角。倾角 θ_x 可以等于或大于现有技术中的最小倾角 θ_C 。

最小倾角 θ_{\min} 、回位弹簧 27 以及弹簧 26 和 27 两者的力的设定是本发明的区别技术特征。它们的技术重要性将在后面的操作说明中予以详细的讨论。

15 围绕着驱动轴 6 在缸体 1 中形成一组缸孔 1a。在这种压缩机中有 7 个缸孔 1a, 而在图 1 中只显示出两个。单作用活塞 29 以一种往复运动的方式分别安装在每一个缸孔 1a 中。每一个活塞 29 的前端 (与作用端的方向相反) 都通过一对滑靴 30 与斜盘 22 的盘状边缘相连。每一个活塞 29 都通过滑靴 30 与斜盘 22 相连。因此, 只要斜盘 22 的倾角不在 0° 位置处, 斜盘 22 和驱动轴 6 的旋转运动就通
20 过滑靴 30 转换为活塞 29 的直线往复运动。换句话说, 每一个活塞 29 的行程就随着斜盘 22 的倾角变化而发生相应的变化。倾角的变化就改变压缩机的排气容量。然而, 铰链机构 23 的使用使在各个缸孔 1a 中的活塞 29 的上死点几乎相同。当活塞 29 在上死点位置时, 在每一个缸孔 1a 中的顶部间隙接近于零。

如果斜盘 22 位于正向最大倾角 θ_{\max} (见图 1), 该压缩机的排气能力就为
25 最大值。上部活塞 29A 位于其上死点位置 T, 而下部活塞 29B 位于其下死点位置。铰链机构 23 与位于其上死点位置 T 的活塞对准。

在后部壳体 4 中有吸入室 31 和排出室 32, 其中排出室 32 几乎呈环形。排出室 32 将吸入室 31 包围着。如图 1 和 4 所示, 通过形成于后部壳体 4 中的吸入通道 43, 使吸入室 31 与外部制冷回路 50 (后面将会介绍) 的下游一侧相连。吸入
30 室 31 和吸入通道 43 形成吸入压力区。

在阀板 3 之中形成与每一个缸孔 1a 相配合的吸入口 33、用于打开和关闭吸入口 33 的吸入阀 34、排出口 35 以及用于打开和关闭排出口 35 的排出阀 36。

当每一个活塞 29 从上死点向下死点运动时，通过吸入通道 43 从外部制冷回路 50 输送到吸入室 31 中的制冷剂气体（吸入口处的压力为 P_s ）就经过吸入口 33 和吸入阀 34 被抽进相应的缸孔 1a 中。当活塞 29 从下死点向上死点运动时，输送到缸孔 1a 的制冷剂气体就通过排出口 35 和排出阀 36 被排泄到排出室 32 中。当活塞压缩气体时由每一个活塞传递来的压缩反作用力（ F ），依次通过斜盘 22、铰链机构 23、旋转支承件 21、以及位于旋转支承件 21 的前部中的推力轴承 28，作用在前部壳体 2 的内壁上。

10 如图 4 和 5 所示，排气罩 90 连接在缸体 1 的侧壁上（在图 4 的上部），而其内部空间形成一个排气消音器 91。在排气罩 90 的上壁有一个 L 形的排出口 92，排气消音器 91 通过该排出口 92 与外部制冷回路 50 的上游一侧相连。排气消音器 91 抑制由压缩的制冷剂气体的排气脉冲产生的噪声，这些气体是周期性地从每一个缸孔 1a 中排放到排出室 32 中。

15 在缸体 1 的侧壁部分内形成有一个与螺栓 16 平行延伸的阀孔 93。阀孔 93 的后端（在图 4 的右端）借助于钻穿过阀板 3 的排出口 94 与位于后部壳体 4 中的排出室 32 相连。在缸体 1 的侧壁上形成一个将大约阀孔 93 的中间部分与排气消音器 91 连接起来的孔 95。因此，排出口 94、阀孔 93、孔 95、排气消音器 91 以及排出口 92 形成一个用于引导压缩制冷剂气体（排出压力为 P_d ）并将其从排出室 32 中排泄到外部制冷回路 50 中的排出通道。该排出通道（91—95）和排出室 32 形成排出压力区。

25 阀体 96 安装在阀孔 93 内，并有足够的间隙容许阀体沿着轴向滑动，从而形成一个滑阀。阀体 96 的内腔通过形成于缸体 1 内的背压通道 98 与排气消音器 91 相连。当阀体 96 接触到排出口 94 时，阀体 96 的后端面 96a 完全将排出口 94 关闭。压缩机的排出压力就施加在后端面 96a 上。

30 一个阀弹簧 97 的一端位于阀体 96 内。阀弹簧 97 的另一端固定在阀孔 93 的前端（在图 4 中的左侧）。阀弹簧 97 推动阀体 96 向阀板 3 运动。结果，向右的力和向左的力的平衡就确定了阀体 96 的位置，该向右的力是阀弹簧 97 产生的力与阀体 96 中的背压产生的力的合力，而向左的力由排出通道的内部压力（即，排出压力 P_d ）产生的力。

确定阀弹簧 97 的力的大小，以便在排出室 32 的内部压力（排出压力 P_d ）与排气消音器 91 的内部压力（ P_m ）之差（ $P_d - P_m$ ）小于预定值 ΔP （如， 0.5kgf/cm^2 ）时，阀体 96 关闭排出通道（91—95）。当压力差（ $P_d - P_m$ ）等于或大于预定值 ΔP 时，阀体 96 总是位于在阀孔 93 的前半部分内的打开的位置（如图 4 所示），而排出口 94 和孔 95 通过阀孔 93 的后半部分连接起来。另一方面，当压力差（ $P_d - P_m$ ）小于预定值 ΔP 时，由阀弹簧 97 产生的向右的推动作用克服由排出压力 P_d 产生的向左的力，而阀体 96 则位于在阀孔 93 的后半部分中的关闭位置（如图 5 所示）。结果，阀体 96 就与排出口 94 从孔 95 处断开。阀体 96 与其配合元件（93、97）形成一个单向阀。预定的压力差 ΔP 起到单向阀的开启压力的作用。

根据第一实施例，如图 3 所示，在斜盘压缩机的缸体 1 和后部壳体 4 中提供有一系列用于将排出室 32 与曲柄腔 5 连接起来的供气通道 38 和 39 以及用于将曲柄腔 5 与吸入室 31 连接起来的排出通道 40。在排出通道 40 上有一个固定节流阀 41，而容量控制阀 60 安装在供气通道 38 和 39 之间。压力传感通道 42 设置在后部壳体 4 内而不会对供气通道 38 和 39 以及排出通道 40 产生干扰。压力传感通道 42 容许吸入室 31 或吸入压力区的内部压力（吸入压力 P_s ）作用在容量控制阀 60 的部件上。

通道 38、39、40 以及 42、固定节流阀 41 和容量控制阀 60 形成一个曲柄腔压力控制装置，该装置控制曲柄腔 5 中的内部压力（曲柄腔压力 P_c ）以改变斜盘的倾角使之达到目标值。

由斜盘 22 的旋转运动（或离心力）产生的力矩作用在斜盘 22 上。如图 9 所示，将斜盘 22 设计成如下情况：在斜盘 22 的倾角 θ 较小时，力矩在倾角增大的方向上起作用；而在倾角 θ 较大时，力矩在倾角减小的方向上起作用。更具体而言，确定斜盘 22 的形状、重心 G 的坐标、及其质量 m ，从而在斜盘 22 的倾角接近于 0° 时，当斜盘 22 旋转时旋转运动的力矩起作用来增加倾角（或变为零）。

日本未审查专利公开（Kokai）No. 平 7—293429（与美国专利 US5,573,379 和德国专利公开 No. 19514748 一致）详细地说明：如果确定了斜盘的形状、重心 G 的位置、以及质量 m 以恰当地设定了斜盘的惯性矢量，当斜盘 22 旋转时作用在斜盘上的旋转运动的力矩将会如上面所描述过的一样起作用。

决定斜盘 22 的倾角的力矩是：非倾斜弹簧 26 和回位弹簧 27 的平衡推动作用产生的弹性力力矩、由气体压力产生的力矩，以及上面介绍的旋转运动的力矩。

根据这三个力矩，斜盘 22 的倾角 θ 就在前面所提到的 θ_{\min} 至 θ_{\max} 之间的某个位置。

基于气体压力的力矩是由压缩反作用力、在吸气行程中缸孔的内部压力以及曲柄腔中的内部压力 P_c 产生的，该压缩反作用力是在活塞压缩行程过程中作用缸孔内每一个活塞上的力。正如下面将要讨论的一样，借助于容量控制阀 60，通过控制曲柄腔压力可以调节该力矩。

由于旋转运动的力矩是以斜盘 22 旋转时产生的离心力为基础，所以，当斜盘 22 停下来或处于低速旋转时，该力矩是可以忽略不计的。

弹簧一力力矩基于倾斜弹簧 26 和复位弹簧 27 的平衡的推动作用而起作用。在此压缩机中，弹簧 26 和 27 的力设定在图 10 所示的关系。

在图 10 中，初始容量是在压缩机从完全停止状态下启动并被设置在大约最大排气容量的 2% 至 20%（最好为 4% 至 10%）时的容量。与初始容量对应的斜盘 22 的倾角为前面所提到的倾角 θ_x 。从图 10 中很容易看出，当斜盘 22 的倾角 θ 等于或小于角 θ_x 时，回位弹簧 27 的作用力就变大，而两弹簧 26 和 27 的合力就起作用使倾角增大。此时，弹力力矩也起作用使倾角增大。另一方面，当斜盘 22 的倾角位于 θ_x 至 θ_{\max} 范围内时，两弹簧 26 和 27 的合力（以及弹性力矩）起作用使倾角减小。

在讨论容量控制阀 60 之前，先对外部制冷回路 50 和一个与容量控制阀 60 相配合的外部控制系统进行简要地说明。如图 4 所示，压缩机的排气罩 90 的排出口 92 和后部壳体 4 的吸入通道 43 是通过外部制冷回路 50 连接在一起的。该外部制冷回路 50 和压缩机形成了位于车辆空调系统中的制冷回路。

外部制冷回路 50 上安装有一个冷凝器 51，膨胀阀 52 以及蒸发器 53。膨胀阀 52 在冷凝器 51 和蒸发器 53 之间起到了一个可变节流流阻器的作用。膨胀阀 52 在冷凝器 51 和蒸发器 53 之间产生一个压差，并向蒸发器 53 提供了与热负载相匹配的液态制冷剂。该膨胀阀 52 的倾角受制于基于温度检测管 52a 测得的温度和蒸汽压力（准确地说，是在蒸发器 53 的进口处或出口处的压力）的反馈控制，该温度检测管 52a 安装在蒸发器 53 的出口边。反馈控制调整在外部制冷回路 50 中的制冷剂量的多少从而使蒸发器 53 中的制冷剂的蒸汽状态具有适当的过热程度。

温度传感器 54 安装在蒸发器 53 的附近，该温度传感器 54 检测蒸发器 53 的温度并向控制计算机 55 提供关于所检测到的温度方面的信息。控制计算机 55 将

进行空调系统的所有的加热和冷却控制。除了温度传感器 54 外，还有检测乘客室温度的客箱内温度传感器 56、用于设置车辆乘客室内的温度的客箱内温度设定装置 57、用于空调系统的启动开关 58、以及用于检测太阳辐射量的日射率传感器 56A，都连接到控制计算机 55 输入边上。驱动电路 59 控制向容量控制阀 60 的线圈 86（后面将要说明）供给的电流，驱动电路 59 与控制计算机 55 的输出端相连。

根据从温度传感器 54 那儿获得的蒸发器的温度、从客箱内温度传感器 56 那获得的车辆的乘客室温度、从日射率传感器 56A 那儿获得的关于日晒量的信息、由客箱内温度设定装置 57 预先设定的预定乘客室温度，以及象由启动开关 58 设置的开/关的设置状态那样的外部信息，控制计算机 55 计算出供应给线圈 86 的适当的电流量。控制计算机 55 使驱动电路 59 向容量控制阀 60 供应计算所得的电流，从而在外部进行容量控制阀 60 的设定吸入压力 P_{set} 的可变控制。

控制计算机 55 也与一个用于车辆发动机 14 的未表示出的电子控制装置（ECU）相连，并从 ECU 那儿接收关于发动机 14 的运转或非运转状态以及发动机的速度的信息。控制计算机 55 和驱动电路 59 起到了一个外部控制装置的作用。

作为第一实施例的曲柄腔压力控制装置的部件，容量控制阀 60 的细节将参照图 3 进行说明。容量控制阀 60 有一个阀壳 61 和一个螺线管部分 62，两者在控制阀 60 的中心附近被连在一起的。在阀壳 61 和螺线管部分 62 之间是阀腔 63，阀体 64 以一种可移动的方式插装在阀腔 63 中。通过形成于阀腔 63 的侧壁中的阀腔口 67 和上游供气通道 38，阀腔 63 与排出室 32 相连。

阀孔 66 形成于阀腔 63 的上部。阀孔 66 沿着阀壳 61 的轴线方向延伸。阀口 65 形成于阀壳 61 中并位于阀腔 63 的上方，且与阀孔 66 垂直。阀腔 63 通过阀孔 66、阀口 65、以及下游供气通道 39 与曲柄腔 5 相连。

压力传感腔 68 界定于阀壳 61 的上部部分内。压力传感腔 68 通过形成于压力传感腔 68 的侧壁内的压力供给口 69 和压力传感通道 42 连接到吸入室 31 上，所以容易受到吸入压力 P_s 的影响。波纹管 70 安装在压力传感腔 68 的内侧，调节弹簧 70a 安装在波纹管 70 内，并沿着使波纹管 70 伸展的方向推动波纹管 70 的可移动端。波纹管 70 的内腔设置为真空或低压状态。波纹管 70 和调节弹簧 70a 形成一个压力传感元件。

紧接着阀孔 66 的导向孔 71 形成于阀壳 61 的中心并位于压力传感腔 68 和阀腔 63 之间。压力传感杆 72 以足够的间隙装配在导向孔 71 内从而压力传感杆 72

能沿着轴线方向滑动。压力传感杆 72 的上端固定在波纹管 70 的可动端上而下端固定在阀体 64 的上端上。压力传感杆 72 的下端的直径比阀孔 66 的内径要小许多以容许阀孔 66 中制冷剂气体的流动。用这种方式，阀体 64 与波纹管 70 通过压力传感杆 72 连结在一起。压力传感腔 68、波纹管 70、调节弹簧 70a 以及压力传感杆 72 形成一个压力传感机构，该机构把吸入压力 P_s 方面的变化传送给阀体 64。

位于容量控制阀 60 的下半部分的螺线管部分 62 有一个带底的保持筒 75。固定铁芯 76 安装在保持筒 75 的上部，从而在保持筒 75 内界定一个螺线管腔 77。形状近似带顶部的筒状柱塞的可移动铁芯 78 以往复运动的方式安装在螺线管腔 77 内。随动弹簧 79 位于可移动铁芯 78 和保持筒 75 的底部之间。随动弹簧 79 推动可移动铁芯 78 向上（向固定铁芯 76 的方向）运动。在固定铁芯 76 的中心沿着轴线方向形成导向孔 80，而与阀体 64 构成一个整体的螺线管杆 81 可滑动地安装在该导向孔 80 内。压力传感杆 72、阀体 64 以及螺线管杆 81 形成一个功能性元件。

回位弹簧 74 安装在阀腔 63 中。回位弹簧 74 将阀体 64 和螺线管杆 81 向下（即沿着打开阀孔 66 的方向）推动。回位弹簧 74 的向下的力比随动弹簧 79 的向上的力大很多，当电磁力较小或为零时，这样就正常地使得阀体 64 将阀打开。

由于回位弹簧 74 的力与随动弹簧 79 的力之间的平衡，螺线管杆 81 的下端部分顶在可移动铁芯 78 的顶端表面。采用这种方式，可移动铁芯 78 和阀体 64 就通过螺线管杆 81 连结在一起。

通过一个形成于固定铁芯 76 的侧壁上的连通槽 82、一个在阀壳 61 中钻通的连通孔 83 以及一个当后部壳体 4 与容量控制阀 60 相连时形成于容量控制阀 60 与后部壳体 4 的侧壁之间的环形腔 84，螺线管腔 77 与阀口 65 沟通起来。换句话说，螺线管腔 77 就会受到与阀孔 66 相同压力（即曲柄腔压力 P_c ）的影响。在茶杯形的可移动铁芯 78 中钻有一个孔 85，而在螺线管腔 77 中的可移动铁芯 78 的内外压力通过该孔 85 达到相等。

线圈 86 通过部分覆盖在铁芯 76 和 78 的表面缠绕在固定铁芯 76 和 78 周围。驱动电路 59 根据控制计算机 55 发出的指令向线圈 86 供应预定的电流。线圈 86 产生与所供给的电流相应的电磁力，而固定铁芯 76 由于电磁力对可移动铁芯 78 产生吸引。这就使得螺线管杆 81 向上移动。以这种方式就可以在外部对容量控制阀 60 的设定压力 P_{set} 进行可变控制。

下面将给出在这种压缩机的通常的操作方式中与容量的变化相关的动作的说明。假设车辆发动机 14 在运转的同时用于空调系统的启动开关 58 处于打开

(ON) 的位置, 由客箱内温度传感器 56 检测到的乘客室温度比由客箱内温度设定装置 57 设定的温度要高。在这种情况下, 控制计算机 55 根据在空调程序中指定的计算方程计算出将要供应给线圈 86 的电流, 并指令驱动电路 59 用计算出的电流对线圈 86 进行励磁。然后, 驱动电路 59 向线圈 86 提供预定的电流, 在铁芯 76 和 78 之间产生与供应电流的数值相应的电磁引力。电磁引力使螺线管杆 81 和阀体 64 克服回位弹簧 74 的力向上运动, 这样就会关闭或限制阀孔 66 的尺寸。结果, 阀体 64 就被移到电磁引力与随动弹簧 79 的向上的力平衡的位置, 并根据阀体 64 的位置的不同来调节阀孔 66 的开度 (设定压力 P_{set} 的设定)。

随着线圈 86 用前述方式被励磁和阀孔 66 的开度被调节到预定的程度, 波纹管 70 随着吸入压力 P_s 的变化被推移, 该吸入压力通过压力传感通道 42 被施加到压力传感腔 68 上。波纹管 70 的位移借助于压力传感杆 72 被传递给阀体 64。因此, 以线圈 86 的励磁为基础的阀孔 66 的开度通过阀体 64 来进一步被调节或校正, 阀体 64 受到波纹管 70 的影响, 而波纹管 70 对吸入压力 P_s 作出响应。

在容量控制阀 60 中的阀孔 66 的开度 (以下简称为“阀口开度”) 基本上由四力平衡确定, 这四个力也就是: 可移动铁芯 78 依靠由驱动电路 59 供应的电流值产生的向上的力、随动弹调节弹簧 79 向上的力、回位弹调节弹簧 74 的向下的力以及受到吸入压力 P_s 变化影响的压力传感机构的力。

如果在车辆发动机 14 在运转的同时启动开关 58 也处于打开 (ON) 的状态, 当制冷负载较大时, 由客箱内温度传感器 56 检测的车辆乘客室温度就会变得比客箱内温度设定装置 57 设定的温度要高。在这种情况下, 根据所检测到的乘客室温度和设定的温度, 控制计算机 55 就控制驱动电路 59 使之降低容量控制阀 60 的设定吸入压力 P_{set} 。也就是说, 当所检测到的温度变得比较高时, 控制计算机 55 就指令驱动电路 59 增加供应给线圈 86 的电流值, 而电流的增加就会增大固定铁芯 76 与可移动铁芯 78 之间的电磁引力。这使得阀体 64 减小阀口开度。甚至当吸入压力 P_s 较低时, 阀孔 66 也容易被阀体 64 关闭。换句话说, 当制冷负载较大时 (即乘客室温度较高时) 而吸入压力 P_s 也由此变得较高时, 压力传感机构必定会关闭阀孔 66。这使得斜盘 22 的倾角向着最大的倾角 θ_{max} 方向迅速地增大。

当由于下述原因阀孔 66 被关闭时 (或阀口开度缩小时) 斜盘 22 的倾角就增

大。在曲柄腔 5 得到来自于排出室 32 并流经过供气通道 38 的高压制冷剂气体时，容量控制阀 60 和供气通道 39 则容许制冷剂气体通过具有固定节流阀 41 的排出通道 40 逸到压力传感通道 42 中。当容量控制阀 60 的开度变得较小时，这会使得制冷剂气体的排气流量大于制冷剂气体的供应量，曲柄腔压力 P_c 会逐渐下降。结果，作用在活塞 29 上的背压就会逐渐地变得较低，所以将活塞 29 推向缸体 1 的力或降低斜盘 22 的倾角的力就会变小。这就会增加斜盘 22 的倾角。

当阀孔 66 被阀体 64 关闭，由此而使得容量控制阀 60 的阀口开度为零时，从排出室 32 向曲柄腔 5 的高压制冷剂气体的供应就会停止。因此，曲柄腔压力 P_c 就会几乎等于吸入压力 P_s ，而由压缩反作用力引起的气压产生的力矩就会变得相对较大，这使斜盘 22 的倾角增加到最大值。在这种最大的倾角 (θ_{\max}) 状况下，每一个活塞 29 的行程也是最大，这使得压缩机的排气容量达到最大值。采用这种方式，空调系统的制冷效率将会达到其最大值以承受这种较大的制冷负载。

当制冷负载较小且启动开关 58 处于打开 (ON) 的状态时，由客箱内温度传感器 56 所检测到的乘客室温度与有客箱内温度设定装置 57 设定的温度之间的差值就会变小。在这种情况下，控制计算机 55 则控制驱动电路 59 以提高设定吸入压力 P_{set} 。也就是说，当检测到的温度较低时，控制计算机 55 则指令驱动电路 59 减小供应给线圈 86 的电流值，这会减小固定铁芯 76 和可移动铁芯 78 之间的电磁引力。这增大了阀口开度。甚至当吸入压力 P_s 有点高时，阀孔 66 也不容易被阀体 64 关闭。换句话说，当制冷负载较小（即，乘客室温度较低时）而吸入压力 P_s 因此也较低时，不管压力传感机构怎样动作，阀孔 66 都能被打开。这就使斜盘 22 的倾角向着最小的倾角方向迅速地降低。

斜盘 22 的倾角随着阀口开度变大而减小，因为气体的供应量变得比从曲柄腔 5 中排出的气体量要大，因此逐渐地使曲柄腔压力 P_c 升高。曲柄腔压力 P_c 的上升增加了作用在活塞 29 上的背压。因此，降低倾角的气压产生力的矩则变得较大。这就会使斜盘 22 的倾角减小。

当热负载较低时，例如，当车辆外部的温度低于由客箱内温度设定装置 57 设定的温度时，斜盘 22 的倾角 θ 就会降低到 0° 或在 0° 的附近。在这种情况下，尽管斜盘 22 还在旋转，但每一个活塞 29 的行程几乎为零，这使压缩机的排气容量几乎为 0%。此时，尽管有功率从发动机 14 传递来，但压缩机并不进行实质性的工作且几乎不消耗功率。

下文,对关于下列条件下的压缩机被关闭时对相应于第一实施例的可变容量斜盘压缩机的运转进行说明。

条件 1: 在车辆发动机 14 还在运转的同时,而用于空调系统的启动开关 58 处于关闭状态。

5 当压缩机正在进行正常的进气/压缩操作的同时启动开关 58 关闭时,控制计算机 55 则停止向容量控制阀 60 提供电流。那么,容量控制阀 60 就完全打开,这就容许大量的制冷剂气体从排出室 32 流进曲柄腔 5,这就会使曲柄腔压力 P_c 上升。曲柄腔压力 P_c 在这种情况下增大的程度比正常可变操作情况增大的程度大得多。

10 当曲柄腔压力 P_c 上升时,气压所产生的力矩作用使倾角减小,这使得容量减小。对于较小的排气容量,尽管由斜盘 22 惯性矢量引起的旋转运动的力矩和由弹调节弹力产生的力矩起作用使倾角增大,但由于增大的曲柄腔压力 P_c 而使倾角减小的气压产生的力矩比前述两个力矩要大。因此,斜盘 22 的倾角 θ 减小到最小倾角 θ_{\min} 附近,这使得排气容量接近于零。

15 当排气容量接近于零时,气体从排出室 32 经过容量控制阀 60 流向曲柄腔 5,这使得排出室 32 的内部压力减小。因此,阀体 96 前后的压力差变得比预定值 ΔP (阀开启压力) 要小,并且,单向阀被关闭。这阻止了高压制冷剂气体从外部制冷回路 50 的高压边向排出室 32 的反向流动,这加速了排出室 32 的压力降低。此时,曲柄腔压力 P_c 由吸入室 31 和排出室 32 各自的内部压力以及位于排泄一侧的
20 完全打开的容量控制阀 60 和固定节流阀 41 处的流体流动阻力确定。

当排气容量为零、单向阀关闭以及容量控制阀 60 处于完全打开的状态持续几秒到几十秒时,排出室 32 的压力与吸入室 31 的压力之间的压力差变得更小(大约等于或小于 0.1MPa)。压差的降低减小了使倾角减小的力矩,也就是作用于斜盘 22 的气压产生的力矩。由于斜盘 22 的旋转运动和弹调节弹力产生的使倾角增
25 大的力矩变得相对较大。于是斜盘 22 的倾角略微增大,而压缩机开始对制冷剂气体执行进气/压缩操作。结果是排出室 32 的内部压力又升高而减小倾角的气压产生的力矩又增大。这使倾角又略微减小。虽然斜盘 22 由于启动开关 58 的关闭动作设定到最小倾角 θ_{\min} ,在启动开关 58 关闭后,斜盘 22 立即在最小倾角 θ_{\min} 附近重复轻微的角度变化,之后斜盘 22 稳定在倾角 θ 处,在此,减小倾角的气压产
30 生力的矩与由旋转运动和弹调节弹力引起的增大倾角的力矩平衡。在此稳定的状

态下，单向阀的阀门开启压力 ΔP 设定得比排出室 32 和吸入室 31 的内部压力之间的压差大。因此，随着容量控制阀 60 的完全打开，单向阀关闭，在制冷剂气体不循环的外部制冷回路 50 中完成制冷关闭状态。

条件 2：在车辆发动机 14 正在运转的同时，用于空调系统的启动开关 58 打
5 开。

当启动开关 58 打开时，控制计算机 55 指令驱动电路 59 向容量控制阀 60 供应电流，使阀口开度减小或使容量控制阀 60 完全关闭。结果，从曲柄腔 5 经由排出通道 40 流出的制冷剂气体量增加，使得曲柄腔压力 P_c 降低。这使减小倾角的气压产生的力矩减小到比旋转运动产生的力矩和弹调节弹力产生的力矩的合力矩
10 还小的水平，从而使倾角增大。这使倾角从 0° 附近的位置开始增大。

条件 3：在空调启动开关 58 处于关闭的条件下启动车辆发动机 14，并且车辆静止不动。

当无离合器的压缩机静止时，前面讨论过的一样，斜盘 22 的倾角 θ 是由非
15 倾斜弹调节弹簧 26 和回复弹调节弹簧 27 的作用力的平衡来确定的 θ_x 。该角度 θ_x 不在 0° 附近。当斜盘 22 由于发动机 14 的启动而旋转时，进气/压缩操作开始进行，从而使排出室 32 中的压力升高。

由于容量控制阀 60 完全开启，从排出室 32 供给曲柄腔 5 的气体量增加，使曲柄腔压力 P_c 相对较高。结果，气压产生力的矩使倾角减小，因此，如在条件 1 的讨论中所解释的一样，斜盘 22 的倾角最终稳定在使倾角减小的气压产生的力矩
20 与使倾角增大的合力矩相平衡的倾角 θ 处。

从上述内容可明显地看出，容量控制阀 60 促使压缩机在最小容量情况下运行（在第一实施例中接近于 0 的排气容量），而不管作用在压力传感腔 68 上的吸入压力 P_s 如何，并且，根据控制计算机 55 的外部控制可变地设置该设定吸入压力 P_{set} 。容量控制阀 60 恰当地调节着空调系统的制冷效率。

25 当斜盘 22 的倾角接近 0° 时，尽管驱动轴 6 和斜盘 22 在发动机 14 的作用下继续旋转，但排出压力 P_d 也会下降，并且压力差 $(P_d - P_m)$ 变得比阀开启压力 ΔP 低。于是，位于排出通道 (91—95) 中的阀体 96 被转换到关闭位置（见图 5），完全将排出室 32 与外部制冷回路 50 之间的通道堵住。当阀体 96 在压缩机尽可能地降低排气性能时被移到关闭位置时，位于压缩机中的用于润滑的内部循环通路
30 被关闭。

只要斜盘 22 有一个极小的倾角，气体就会从吸入室 31 中被抽进每一个缸孔 1a 中并且气体也会从缸孔 1a 中排到排出室 32 中。当排出通道 (91—95) 被阀体 96 给堵住时，制冷剂气体的内部循环通路是从吸入室 31 出来依次到达缸孔 1a、排出室 32、容量控制阀 60、曲柄腔 5、然后到达吸入室 31。只要排气操作不间断，无论排气量有多小，制冷剂气体都会在内部循环通道中循环，并且在压缩机内供应的润滑油也会在压缩机内随着制冷剂气体流动。这种润滑油对压缩机中的各个部件起到润滑作用。

在传统的斜盘压缩机中，由于斜盘直接顶靠在一个限位器上，比如与驱动轴连在一起的止动环上，斜盘的最小的倾角 θA 是受到限制的。最小排气容量是由受到限制的最小倾角 θC 确定的。对于传统的无离合器的压缩机，即使在空调系统关闭的状态下，进气/压缩操作在由最小倾角 θC 确定的最小排气容量条件下也不会间断，而该最小排气容量即是在关闭状态下的容量。

比较而言，在本发明的斜盘压缩机中，处于关闭状态下的排气容量由三个力矩之间的平衡决定：两个弹调节弹簧 26 和 27 的力平衡产生的力矩、以作用在活塞 29 上的由吸入压力 P_s 、排出压力 P_d 和曲柄腔压力 P_c 产生的气体压力为基础产生的力矩、以及基于斜盘 22 的惯性矢量由旋转运动产生的力矩。因此，在图示实施例中的关闭状态下的排气容量没有必要与传统压缩机的由一个机械限位器确定的最小排气容量相同。在图示实施例的压缩机中最小排气容量和关闭状态的容量通常满足下列关系： $mdd < od$ ，其中， mdd 是最小排气容量， od 是关闭状态下的排气容量。这种特征产生了各种各样的优点。

例如，对于一个最大排气容量为 120cc 的可变容量斜盘压缩机，在关闭模式下的负载能够通过将关闭模式下的排气容量设定到大约 3cc 或更小的值（图 7 和图 8 中的倾角上限 θA 是在排气容量约为 3cc 时的倾角）来使关闭状态下负载最小化。然而，通过压缩反作用力可靠地恢复到较大排气容量时要求 3—5cc 或更大的排气容量（图 7 和 8 中的临界角极限 θB 是排气容量在 3—5cc 范围内的倾角）。如果不能保证增大排气容量的操作能够进行，可变容量斜盘压缩机也就不具有实用性。因此缺少回位弹调节弹簧的传统压缩机被设计成使最小倾角 θC 等于或大于回位临界倾角 θB ，以使关闭状态下的排气容量（或最小排气容量）大于 3—5cc。因而传统的压缩机不能实现关闭状态下负载的充分减小。如果在传统的压缩机中最小排气容量被设定在 3—4cc 之间，每 1cc 的活塞行程大约是 0.2mm，而最

小倾角 θC 必须被非常精确地调节使活塞行程设置到 0.2mm 或更小。如果 θC 变得大于目标倾角, 即使是略大一点, 关闭状态下的功率也会增大, 而另一方面, 如果 θC 变得小于目标倾角, 即使是略小一点, 增大容量的操作也会变得不可靠。

- 5 然而, 根据本发明的斜盘压缩机, 回复弹调节弹簧 27 的使用容许将最小倾角 θ_{\min} 设定到从一个小的正角到一个小于 0° 的负角的较宽的倾角范围 (即, 小于 θB 的范围, 最好是图 7 和 8 中所示的范围 R) 内的任何值。因此, 在关闭状态操作中, 在现有技术中使增大容量不可靠或不能实现的很小的容量在本发明中也能容许。与现有技术相比, 极大地减少了在关闭状态下的压缩机消耗的功率。
- 10 当需要增加容量, 从而需要增大斜盘倾角时, 随着容量控制阀 60 的强制关闭, 曲柄腔压力 P_c 迅速降低。由回复弹调节弹簧 27 产生的弹力矩变得相对较大, 使得倾角增大。这样就可靠地增大了倾角。而且, 此实施例的斜盘压缩机克服了设定最小倾角的困难, 这个困难是传统的斜盘压缩机的一个花费很大的缺点。

第一实施例有下列优越性。

- 15 当车辆发动机 14 正在运转的同时用于空调系统的启动开关 58 关闭时, 斜盘 22 的倾角可以在控制计算机 55 的外部控制下设定在最小倾角 0° 的附近。虽然功率总是从发动机 14 传送到压缩机, 由于压缩机没有离合器, 压缩机施加的负载被尽可能多地减小。装有图 1 所示的斜盘压缩机的空调系统具有非常好的能效, 特别是在关闭的时候更是如此。
- 20 在第一实施例的斜盘压缩机中, 虽然在制冷操作停止的情况下, 斜盘 22 的倾角 θ 接近于 0° , 但通过使用回位弹簧 27 和最恰当地设置斜盘 22 的惯性矢量来增大斜盘 22 的倾角也是可以实现的。

- 从 0° 附近增大倾角是通过由斜盘旋转产生的力矩和由回位弹簧 27 的弹力产生的力矩共同作用而完成的。如果省略回位弹簧 27, 可将压缩机设计成主要依靠于旋转运动的力矩来使倾角从 0° 附近增大的结构, 然而, 在这种情况下, 当斜盘 22 的旋转速度最小时 (空转期间) 必须增大斜盘 22 的惯性矢量以保证有一个足够大的力以使斜盘倾斜。这种方案增大了快速旋转状态下的压差, 并将不必要地增大负载或提高单向阀的阀门开启压力。然而, 图示实施例通过使用回位弹簧 27 克服了这些问题。

- 30 在控制计算机 55 的外部控制下, 通过调节供给线圈 86 的电流值, 容量控制

阀 60 能够可变地设定吸入压力 P_{set} ，并可以改变（包括全开或全闭）阀孔 66 的开度。因此容量控制阀 60 非常适用于根据空调系统的开/关（ON/OFF）来迅速地改变斜盘倾角的设置。

5 当阀体 96 在用于空调系统的启动开关 58 关闭时移到关闭位置的时候（参看图 5），外部制冷回路 50 中制冷剂的流动被阻止，这必然阻止了空调系统的制冷操作。

10 当阀体 96 在启动开关 58 被关闭时移到关闭位置时（参看图 5），还剩下一个用于压缩机中的制冷剂气体和润滑油的内部循环通路。如果发动机 14 不停止，润滑油则被正常地供应到压缩机中的各个滑动部件。因此不妨碍内部润滑。阀体也阻止润滑油从压缩机泄漏到外部制冷回路 50，从而克服了压缩机中润滑油的缺点。

其他实施例

15 下面将把能够将斜盘倾角设置到 0° 附近的，可用于图 1、2、4 以及 5 中所示的可变容量斜盘压缩机的，曲柄腔压力控制装置的其他实施例作为第二到第十四实施例进行说明。因为控制计算机 55 和驱动电路 59、外部制冷回路 50 以及与上述元件相配合的元件和第一实施例的那些元件相同，因此将不对它们进行详细地说明。

第二实施例

20 第二实施例包括一个位于排出通道中的附加开/关阀，该阀能够选择排出通道是打开还是关闭。这就容许可变容量斜盘压缩机迅速地从正常运转转换为最小排气容量运转。

25 如图 11 所示，第二实施例的曲柄腔压力控制装置有一个用于将排出室 32 连接到曲柄腔 5 上的供气通道 38 以及一个用于将曲柄腔 5 连接到吸入室 31 上的排出通道 40。一个固定节流阀 121 位于供气通道 38 中，通过该固定节流阀 121 可以设定从排出室 32 输送到曲柄腔 5 的高压制冷剂气体的供应量。一个电磁开/关阀 120 和一个容量控制阀 100 串连安装在排出通道 40 中。电磁开/关阀 120 的开启和关闭由控制计算机 55 和驱动电路 59 进行控制。

30 图 11 中所示的容量控制阀 100 是一种内控式侧排控制阀。侧排控制是一个控制位于排出通道 40 中的控制阀（侧排控制阀）的开度来调节从曲柄腔 5 排进吸入室 31 的制冷剂气体量的控制系统，由此将曲柄腔压力 P_c 改变到必要的值以调

节斜盘的倾角。

图 11 中所示的容量控制阀 100 有一个由一个缸筒和一个盖组成的阀壳 101，在阀壳 101 中形成压力传感腔 102。安装在压力传感腔 102 内部的波纹管 103 有一个装配在压力传感腔 102 底部的固定端 103a 以及一个与固定端 103a 反方向上的可动端 103b。沿着控制阀的轴线方向延伸的销状体 104 安装在波纹管 103 的可动端 103b 中。当波纹管 103 压缩时，销状体 104 的下端（在波纹管内的那一端）顶靠在位于波纹管 103 内的制动座 105 上。这样顶靠限制了波纹管的进一步压缩。波纹管 103 的内腔为真空状态或低压状态，而伸展在波纹管 103 中的调节弹簧 106 位于波纹管 103 内。波纹管 103 和调节弹簧 106 形成一个压力传感元件。

用来压缩波纹管 103 的锥形弹簧 109 位于盖与波纹管 103 的可移动端 103b 之间。该锥形弹簧 109 克服调节弹簧 106 的力对在压力传感腔 102 中的波纹管 103 起固定和定位的作用。

阀体 107 支承在销状体 104 的上端（在波纹管 103 外部的那端）并被放在形成于盖中的凹槽或阀腔 108 中。当销状体 104 随着波纹管 103 的运动而移动时，阀体 107 则改变形成于阀壳 101 内的阀口 110 与压力传感腔 102 之间的开口的横剖面面积。阀口 110 与压缩机的曲柄腔 5 相连，而压力传感腔 102 通过形成于阀壳 101 内的阀口 111 与压缩机的吸入室 31 相连。阀口 110、阀腔 108、压力传感腔 102 以及阀口 111 形成排出通道 40 部分。由于吸入压力 P_s 通过连接阀口 111 和吸入室 31 的排出通道 40 被施加到压力传感腔 102 上，因此排出通道 40 也起到一个用于容许吸入压力 P_s 作用到压力传感腔 102 上的压力传感通道的作用。

内控阀 100 的开度主要是由吸入压力 P_s 和波纹管 103、调节弹簧 106 以及锥形弹簧 109 三个力的平衡决定的。波纹管 103、销状体 104、制动座 105、调节弹簧 106 以及位于压力传感腔 102 内的锥形弹簧 109 形成一个压力传感机构，该机构决定容量控制阀 100 的设定压力 P_{set} 并随着吸入压力 P_s 的变化来使阀体 107 动作。

压缩机中的排出室 32 和吸入室 31 通过外部制冷回路 50 被连在一起。

当用于空调系统的启动开关 58 打开时，控制计算机 55 则开启电磁开/关阀 120。于是，控制计算机 55 借助于侧排控制阀 100 执行内部控制以适当地调节曲柄腔压力 P_c ，由此自动地控制斜盘的倾角并由此控制压缩机的排气容量（通过侧排内部控制进行正常操作）。

当启动开关 58 关闭时，控制计算机 55 关闭电磁开/关阀 120。这完全阻断了从曲柄腔 5 经过排出通道 40（和容量控制阀 100）向吸入室 31 的排气，使得曲柄腔压力 P_c 上升。结果，斜盘的倾角被设置到最小倾角（ 0° 附近）并且压缩机在最小排气容量状态下运转，从而使作用在发动机 14 上的负载达到最小值。当启动开关 58 又打开时，电磁开/关阀 120 被打开，使得压缩机又返回到正常的工作状态。

第二实施例有以下优点。

把能够在内部控制下被开启和关闭的电磁开/关阀 120 安装在和侧排控制阀 100 装配在一起的排出通道 40 中，将电磁开/关阀 120 的打开状态和关闭状态从一种转换到另一种状态是以上述方式进行控制。这使得，在由典型侧排内部控制保证的正常工作状态和由曲柄腔压力 P_c 力的增大而导致的最小容量工作状态之间，转换压缩机的工作状态变成可能。因此该曲柄腔压力控制装置非常适于在图 1 中所所示的可变容量斜盘压缩机中使用，这能够将斜盘的倾角设置到 0° 附近。

当在启动开关 58 被关闭时安装在曲柄腔 5 和侧排控制阀 100 之间的电磁开/关阀 120 被关闭时，在最小排气容量运转状况下防止润滑油与制冷剂气体一起流出曲柄腔 5 是可能的，否则这将会削弱压缩机内部机构的润滑。

第三到第八实施例

第三到第八实施例有两个与连接排出室和曲柄腔的供气通道平行的供气通道并有两个开/关阀或一个位于一组供气通道和排出通道中的转换阀。这组通道由两条供气通道和一条单一的排出通道组成。通过恰当地控制开/关阀或转换阀，供气通道的几乎全开状态和排出通道的完全阻断可以同时达到，从而可变容量斜盘压缩机可以立即从正常的运转状况移向最小排气容量运转状况。下面将一个接一个地对这些实施例进行讨论。

第三实施例

与图 12 中图示的实施例一致的曲柄腔压力控制装置有两条平行的供气通道 38 和 39 以及排出通道 40，供气通道 38 和 39 将压缩机中的排出室 32 和曲柄腔 5 连接在一起，排出通道 40 将曲柄腔 5 和吸入室 31 连接起来。后面将要讨论到的容量控制阀 130 安装在一条供气通道 38 上，而能够阻断另一条供气通道 39 的供气侧开/关阀 122 安装在供气通道 39 中。能够阻断排出通道 40 的排出侧开/关阀 123 和固定节流阀 124 以串连的方式安装在通道 40 中。

位于供气通道 39 中的供气侧开/关阀 122 和位于排出通道 40 中的排出侧开/关阀 123 都是电磁式的。阀 122 和 123 形成开/关装置，该装置的开/关动作可以借助于驱动电路 59 由控制计算机 55 的控制。

图 12 中所示的控制阀 130 是内控式进口侧控制阀。进口侧控制是一种控制
5 位于供气通道（进口侧控制阀）中的控制阀的开度以调节从排出室 32 向曲柄腔 5 供应的高压制冷剂气体量的控制系统，由此将曲柄腔压力 P_c 设置到所需要的值以调节斜盘的倾角。

图 12 中所示的控制阀 130 有一个阀壳 131，在阀壳 131 的下部区域界定有一个压力传感腔 132，并且在阀壳 131 的上部区域界定有阀腔 133。

10 位于压力传感腔 132 内的是膜片 134，该膜片将压力传感腔 132 分成上下两个区域。压力传感腔 132 的下部区域内处于一种低压到真空状态，且调节弹簧 135 位于下部区域。调节弹簧 135 将膜片 134 向上推。膜片 134 和调节弹簧 135 形成一个压力传感元件。压力传感腔 132 的上部区域通过在阀壳 131 中形成的压力传感阀口 136 和压力传感通道 144 连接在压缩机的吸入室 31 上，以使吸入压力 P_s
15 作用于压力传感腔 132 的上部区域。

阀腔 133 通过在阀壳 131 中形成的吸入口 137 与排出室 32 连通起来，并通过在阀壳 131 中形成的阀孔 138 或排出口 139 与曲柄腔 5 连通起来。也就是说，吸入口 137、阀腔 133、阀孔 138 和排出口 139 形成了供气通道部分 38。

20 在阀腔 133 中设有阀体 140 和施力弹簧 141。例如形状为球形的阀体 140，可以移动以离开阀座 142 和与之相接触，阀座 142 形成阀孔 138。施力弹簧 141 作用使阀体 140 座落在阀座 142 上，从而关闭阀孔 138。

沿容量控制阀 130 的轴线方向延伸的压力传感杆 143 位于阀壳 131 的中心并沿轴线方向滑动。压力传感杆 143 的下端进入压力传感腔 132 的上部区域并与膜片 134 连接，压力传感杆 143 的上端部分在阀腔 133 中与阀体 140 接触。因此，
25 压力传感杆 143 在膜片 134 和阀体 140 的作用下可沿轴向移动。

内控阀 130 的阀口开度主要由吸入压力 P_s 、排出压力 P_d 以及施力弹簧 141、膜片 134 和调节弹簧 135 三个力的平衡来决定。施力弹簧 141、压力传感杆 143、膜片 134 以及调节弹簧 135 形成一个压力传感机构，该机构决定内控阀 130 的设定压力 P_{set} ，并根据吸入压力 P_s 的变化来操纵阀体 140。

30 当空调器开关的启动开关 58 打开时，控制计算机 55 则关闭供气侧开/关阀

122 并打开排出侧开/关阀 123。也就是说，控制计算机 55 建立这种典型的进口侧内部控制方式，在这种控制方式中容许进口侧控制阀 130 控制供给曲柄腔 5 的气体供应量，同时用固定节流阀 124 将从曲柄腔 5 中排出的气体限制到一定程度。通过进口侧控制阀 130，内部控制方式调节曲柄腔压力 P_c 以自动地控制斜盘的倾角，从而控制压缩机的排气容量。

当启动开关 58 关闭时，控制计算机 55 就打开供气侧开/关阀 122 并关闭排出侧开/关阀 123。不管控制阀 130 的开度怎样，这都会通过把气体从排出室 32 输送到曲柄腔 5 中来增大曲柄腔压力 P_c ，同时完全堵住气体从曲柄腔 5 经由排出通道 40 排出。结果，斜盘的倾角被设定到最小倾角 (0° 附近)，而压缩机开始以最小排气容量运转，因而使施加在发动机 14 上的负载达到最小值。当启动开关 58 又打开时，供气侧开/关阀 122 被关闭而排出侧开/关阀 123 打开，这会使压缩机返回到正常运转状况。

第三实施例具有以下优点。

除了具有进气侧控制阀 130 的供气通道 38 外还提供了具有供气侧开/关阀 122 的供气通道 39，在排出通道 40 中设有排出侧开/关阀 123，开/关阀 122 与 123 的开启和关闭之间的转换以上述方式进行控制。这确保了具有典型进口侧内部控制特征的正常运转状态与通过曲柄腔压力 P_c 的强制性增加来达到的最小排气容量运转状态之间的压缩机工作状态的转换。因此这种曲柄腔压力控制装置非常适用于图 1 所示的可变容量斜盘压缩机，这能将斜盘的倾角设置到 0° 附近。

由于在启动开关 58 被关闭时使设在排出通道 40 中的排出侧开/关阀 123 也被关闭，所以，在最小排气容量工作状态下润滑油就不能与制冷剂气体一起从曲柄腔 5 中流出，这就改善了压缩机内部机构的润滑。

第四实施例

图13所示的曲柄腔压力控制装置的第四实施例，其具有连接在压缩机（见图 1）内的排出室32和曲柄腔5的供气通道38，具有一个三位阀146或一开关阀的供气和排出通道147。除了三位阀146替代了两个开/关阀122和123外，第四实施例与第三实施例（图12）相同。

在供气通道38上具有一进口侧内部控制阀130。该控制阀130与图12所示的控制阀130相同。因为吸入室31的压力（吸入压力 P_s ）通过压力传感通道144作用在控制阀130的压力传感腔132上时，所以进口侧控制阀130的的开口量随着吸入压力

Ps的变化而自动地调节。

置于供气和排出通道147的分支点处的三位阀146是一种电磁转换阀，其可以选择性地将曲柄腔5与吸入室31相连接或者与排出室32相连接。由控制计算机55通过控制回路59来转换三位阀146的连接情况。固定节流阀124被设置于将三位阀146与吸入室31相连接的供气和排出通道147上。该固定节流阀124与图12所示的固定节流阀124相同。

当空调系统的启动开关58接通时，控制计算机55将电磁转换阀146设定在将曲柄腔5与吸入室31相连接的第一转换位置。这种情况与图12所示的情况相似，即供气侧开/关阀122关闭，排出侧开/关阀123打开。也就是，控制计算机55建立起了典型的进口侧内部控制，使进口侧控制阀130能控制提供到曲柄腔5的气体，同时通过固定节流阀124限制从曲柄腔5排出的气体是在一定的范围内。利用进口侧控制阀130的内部控制调节曲柄腔压力Pc，从而自动地控制斜盘的角度以及压缩机的排出容量。

当空调系统的启动开关58断开时，控制计算机将电磁转换阀146设定在第二转换位置，将曲柄腔5与排出室32相连接。这种情况类似于供气侧开/关阀122打开而排出侧开/关阀123关闭的情况。这样，不考虑控制阀130的开口量，通过从排出室32向曲柄腔5输送气体而增加曲柄腔压力（Pc），同时通过供排出通道147完全阻断了气体从曲柄腔5排出。结果是，斜盘的角度设置在最小倾斜角（接近0°）并且压缩机进行最小容量工作，因此减小在发动机14上的载荷。

第四实施例的优点如下：

电磁转换阀146置于供气和排出通道147的分支点处，其将曲柄腔5、吸入室31和排出室32相连接，并且，该电磁转换阀146的转换是可控制的，因而使得压缩机的工作状态可以在特征为典型的进口侧控制的正常工作状态和由迫使曲柄腔压力Pc增加而得到的最小容量工作状态之间转换。因此，这种曲柄腔压力控制机构非常适用于图1所示的可变容量型斜盘压缩机，其可以将斜盘的倾斜角设定为接近0°。

因为当启动开关58断开时，通过供气和排出通道147使得曲柄腔5和吸入室31之间的流通被阻断，所以，在最小容量工作期间，防止了润滑油从曲柄腔5随冷却气体流出，这样可以避免压缩机内部结构的润滑不充分。

第五实施例

根据图14所示的第五实施例，曲柄腔压力控制装置具有两个用于连接排出室32和曲柄腔5（见图1）的平行的供气通道38和39，以及用于连接曲柄腔5和吸入室31的排出通道40。而且，在两供气通道38和39之一（38）上具有一固定节流阀148，在通道39上具有一可以阻断另一供气通道39的供气侧开/关阀149。一个能够阻断排出通道40和排气侧（排出侧）内部控制阀100的排出侧开关阀150串连在通道40上。

图14所示的供气侧开/关阀149和排出侧开/关阀150都是电磁阀，阀149和150构成了开/关阀装置，它的开启是利用控制计算机55通过驱动电路59控制的。

图14所示的排出侧内部控制阀100与图11所示的内部控制阀100相同。当吸入室31的压力（吸入压力 P_s ）作用在控制阀100的压力传感腔102上时，排气侧控制阀100的开口量根据吸入压力 P_s 的变化自动地调节。

当启动开关58接通时，控制计算机55打开供气侧开/关阀149，同时关闭排出侧开/关阀150。即控制计算机55建立了典型的排气侧内部控制，利用排出侧内部控制阀100控制从曲柄腔5排出的气体，同时，利用固定节流阀148将提供到曲柄腔5的气体限制在某一水平。利用排气侧控制阀100的内部控制调节曲柄腔压力 P_c ，因而实现自动地控制斜盘的角度以及控制压缩机的排气容量。

当启动开关58断开时，控制计算机55打开供气侧开/关阀149并且关闭排出侧开/关阀150。这样，从排出室32将气体输送到曲柄腔5而增加了曲柄腔压力 P_c ，尽管存在固定节流阀148，却完全阻断气体通过排出通道40从曲柄腔5排出。因此，斜盘的角度设置为最小倾斜角（接近 0° ），使压缩机进行最小容量工作，这样可以减小发动机14上的载荷。当启动开关58再次接通时，供气侧开/关阀149关闭而排出侧开/关阀150打开，压缩机回复正常工作状态。

第五实施例的优点如下：

在带有固定节流阀148的供气通道38外又附加有供气通道39，并且在供气通道39和排出通道40上分别具有供气侧开/关阀149和排出侧开/关阀150。按照上述方法，通过控制两个开/关阀的工作状态，压缩机可以在特征为典型的排气侧内部控制的正常工作状态和由迫使曲柄腔压力 P_c 增加而得到的最小容量工作状态之间转换。因此，这种曲柄腔压力控制装置非常适用于图1所示的可变容量型斜盘压缩机，其可以将斜盘的倾斜角度设置为接近 0° 。

因为当启动开关58断开时，置于排出通道40处的排出侧开/关阀150关闭，所

以,在最小容量工作期间,润滑油不能从曲柄腔5随冷却气体流出,这样改善了对内部部件的润滑作用。

第六实施例

根据图15所示的第六实施例,曲柄腔压力控制装置具有将在压缩机(见图1)内的排出室32和曲柄腔5连接在一起的供气通道38,以及一供气和排出通道153,在通道153上具有一三位阀152或者作为开/关阀装置的转换阀。除了三位阀152取代了两个开/关阀149和150外,第六实施例与第五实施例(图14)相同。

在供气通道38上带有的固定节流阀148与图14所示的相同。

带有三位阀152和排出侧内部控制阀100串连在供气和排出通道153上。该排出侧内部控制阀100与图14所示的相同。当吸入室31的压力(吸入压力 P_s)作用在控制阀100的压力传感腔102上时,排气侧控制阀100的开口量根据吸入压力 P_s 的变化而自动调节。

置于供气和排出通道153的分支点处的三位阀152是一种电磁转换阀,其可以选择性地将曲柄腔5与吸入室31或者排出室32相连接。利用控制计算机55通过驱动电路59来转换三位阀152的连接关系。

当空调系统的启动开关58接通时,控制计算机55将电磁转换阀152设置在将曲柄腔5与吸入室31相连接的第一转换位置。这种情况与图14所示的情况相同,供气侧开/关阀149关闭,同时排出侧开/关阀150打开。这样,控制计算机55建立了典型的排气侧内部控制,利用排出侧内部控制阀100对从曲柄腔5排出的气体进行控制,同时,通过固定节流阀148使提供到曲柄腔5的气体限制在某一水平。利用排气侧控制阀100的内部控制调节曲柄腔压力 P_c ,因而实现自动地控制斜盘的角度以及控制压缩机的排气容量。

当启动开关58断开时,控制计算机55将电磁转换阀152设置在将曲柄腔5与排出室32相连接的第二转换位置。这种情况与图14所示的供气侧开/关阀149打开,排出侧开/关阀150关闭的情况相同。无论固定节流阀148是否存在,迫使气体从排出室32输送到曲柄腔5,建立了迫使曲柄腔压力增加的状态,同时完全阻断气体通过供气和排出通道153从曲柄腔5排出。结果是,斜盘的角度设定为最小倾斜角(接近 0°),并且压缩机进行最小的容量工作,因此减小了在发动机14上的载荷。

第六实施例的优点如下:

电磁转换阀152被放置于供气和排出通道153的分支点处,其连接曲柄腔5、

吸入室31和排出室32,并且通过控制电磁转换阀152的转换,使得压缩机的工作状态在由典型的排气侧内部控制建立的正常工作状态和迫使曲柄腔开启压力 P_c 增加而得到的最小容量工作状态之间转换。因此,该曲柄腔压力控制装置非常适用于图1所示的可变容量型斜盘压缩机,其可以将斜盘的倾斜角度设定在接近 0° 。

- 5 因为当启动开关58断开时,通过供气和排出通道153使得曲柄腔5和吸入室31之间的流通被阻断,所以,在最小容量工作期间,润滑油不能从曲柄腔5中随冷却气体流出,因此,改善了对内部部件的润滑作用。

第七实施例

- 10 根据图16所示的第七实施例,曲柄腔压力控制装置有两条平行的供气通道38和39,把在压缩机(见图1)内的排出室32和曲柄腔5连接在一起,以及排出通道40把曲柄腔5与吸入室31相连接。下面将论述的互锁的进口侧控制和排放侧控制型容量控制阀160置于供气通道38和排出通道40之间。除了利用互锁型控制阀160的进口侧控制部分取代了固定节流阀148外,第七实施例中的曲柄腔压力控制装置与第五实施例(图14)中的曲柄腔压力控制装置相同。

- 15 如图16所示,在通道39上的供气侧开/关阀171能够阻断供气通道39,并且在通道40上的排出侧开/关阀172能够阻断排出通道40。供气侧开/关阀171和排出侧开/关阀172都是电磁型的,并且形成开/关阀装置,其开/关动作利用控制计算机55通过驱动电路59控制。在排出通道40上的排出侧开/关阀172与互锁型控制阀160的排气侧控制阀部分串接。

- 20 图16所示的控制阀160是一种互锁的进口侧控制和排气侧控制型内部控制阀。互锁的进口侧控制和排气侧控制是一种控制系统,其能够实现对置于供气通道38上的进口侧控制阀部分的角度控制,并且对置于排出通道40上的排气侧控制阀部分的开启量控制,而且使它们彼此连系,因而调节供给曲柄腔5的冷却气体的总量和从曲柄腔5排出的冷却气体的总量之间的控制关系,从而将曲柄腔压力 P_c
25 设定在需要值以调节斜盘的倾斜角度。

图16所示的控制阀160具有包含许多部件的阀壳101,在阀壳101的下部区域限定有压力传感腔102和排气侧阀腔108,在阀壳101的上部区域限定有进口侧阀腔161。

- 30 在压力传感腔102内部设置有波纹管103,其具有配装在压力传感腔102底部的固定端103a,以及相对固定端103a的可动端103b。沿控制阀的轴线方向延伸出

来的销状体104夹持在波纹管103的可动端103a内。当波纹管103收缩时，销状体104的低端（在弹簧波纹管的端部）接触到置于波纹管103内的制动座105，因此限制弹簧波纹管的进一步收缩。波纹管103的内部设置为真空状态或者减压状态，同时在波纹管103内设置一沿伸长方向推动波纹管103的调节弹簧106。波纹管103和调节弹簧106构成一压力传感部件。

沿收缩方向推动波纹管103的锥形弹簧109置于阀壳101和波纹管103的可动端103b之间。该弹簧109将波纹管103卡压和固定在压力传感腔102中克服调节弹簧106的推力作用。

在阀壳101中心区域有一压力传感杆162，可沿控制阀的轴线方向滑动。压力传感杆162底端162a的构成实际上与图11所示的阀体107的形状相似。低端162a支撑在销状体104的上端（该端部位于波纹管103的外面），同时该低端被置于排气侧阀腔108内起到排气侧阀体的作用。当销状体104随着波纹管103的伸出/缩回动作而移动时，压力传感杆162的低端（排气侧阀体）162a改变在阀壳101内形成的出口110与压力传感腔102之间流通的横截面积（例如排气侧控制阀部分的开口量）。

阀口110与压缩机的曲柄腔5相通，压力传感腔102通过在阀壳101内形成的阀口111与压缩机的吸入室31连通。阀口110，排气侧阀腔108，压力传感腔102和阀口111构成将曲柄腔5与吸入室31相连接的排出通道40的一部分。当吸入压力 P_s 通过该排出通道40到达压力传感腔102时，排出通道40也起到压力传感通道的作用，使得吸入压力 P_s 作用在压力传感腔102上。

在压力传感腔102内的波纹管103，销状体104，制动座105，调节弹簧106，弹簧109和压力传感杆162构成控制阀160的排气侧控制阀部分，并且排气侧控制阀部分（排出通道40的开口量）的开口量根据排气侧阀体（压力传感杆162的低端162a）的位置来控制。

在阀壳101的内壁处装有一接近圆环形的阀座163（中心是一阀孔），其构成了进口侧阀腔161。用阀座163作为分界，进口侧阀腔161分为上部区域（排出室侧区域）和下部区域（曲柄腔侧区域）。在阀壳101内形成的阀口166将进口侧阀腔161的上部区域与排出室32连接起来，同时阀口167将进口侧阀腔161的下部区域与曲柄腔5连接起来。阀口166，进口侧阀腔161和阀口167构成连接排出室32和曲柄腔5的供气通道38的一部分。

进口侧阀体164被夹紧在进口侧阀腔161的上部区域，其可沿轴向移动。因为该进口侧阀体164压在阀座163上，所以上部区域和下部区域的流通被阻断。置于进口侧阀体164和阀壳101之间的弹簧165将进口侧阀体164推向压在阀座163的方向上。带有上端162b的压力传感杆162通过阀座163的阀孔紧靠在进口侧阀体164的底部，因此当压力传感杆162向上移动时，进口侧阀体164克服弹簧165的力朝离开阀座163的上方提起。

在进口侧阀腔161内的压力传感杆162，阀座163，进口侧阀体164和弹簧165构成该控制阀160的进口侧控制阀部分，并且进口侧控制阀部分的开口量（供气通道38的开口量）由阀体164的位置控制。

在该控制阀160中，波纹管103，销状体104，制动座105，调节弹簧106，弹簧109，压力传感杆162和弹簧165构成一确定该控制阀160的设定压力 P_{set} 的压力传感机构，此压力传感机构根据吸入压力 P_s 的变化，使压力传感杆162（或者排气侧阀体）和进口侧阀体164动作。从上面的说明可以明显地看出，控制阀160的排气侧控制阀部分和进口侧控制阀部分通过共有的压力传感机构彼此互锁。

控制阀160的排气侧控制阀部分和进口侧控制阀部分的开口量主要取决于吸入压力 P_s ，排出压力 P_d 以及调节弹簧106、弹簧109和165的力的平衡状况。更具体地讲，当吸入压力 P_s 升高时，压力传感杆162和销状体104向下移动，进口侧控制阀部分的开口量减小，同时排气侧控制阀部分的开口量加大。在这种情况下，曲柄腔5的排气量比曲柄腔5的供气量大，使得曲柄腔压力 P_c 下降，因此加大了斜盘的倾斜角度。另一方面，当吸入压力降低时，压力传感杆162和销状体104向上移动，进口侧控制阀部分的开口量加大，同时排气侧控制阀部分的开口量减小。在这种情况下，曲柄腔5的供气量比曲柄腔5的排气量大，使得曲柄腔压力 P_c 升高，因此减小了斜盘的倾斜角度。

根据该控制阀160，排出压力 P_d 通过进口侧阀体164和压力传感杆162、克服压力传感机构的调节弹簧106上的作用力而做功，从而抵消调节弹簧106的力。这样就能够获得所谓的高压补偿，即根据排出压力 P_d 的值降低控制阀160的设定压力 P_{set} 。

当空调系统的启动开关58接通时，控制计算机55关闭供气侧开/关阀171同时打开排出侧开/关阀172。然后，控制计算机55通过设置有控制阀160的进口侧控制阀部分的供气通道38向曲柄腔5供气，并且通过设置有控制阀160的排气侧控制阀

部分的排出通道40从曲柄腔5排气。即控制计算机55允许互锁的内部控制阀160不但可以控制向曲柄腔5的供气而且可以控制从曲柄腔5的排气。因而，控制阀160的内部控制调节了曲柄腔压力 P_c ，从而实现自动控制斜盘的角度以及压缩机的排出容量。

- 5 当启动开关58断开时，控制计算机55打开供气侧开/关阀171，同时关闭排出侧开/关阀172。这样建立起了加了力的、处于增加状态的曲柄腔压力（），不考虑控制阀160的进口侧控制阀部分的开口量，迫使气体从排出室32向曲柄腔5供气，同时通过排出通道40完全阻断气体从曲柄腔5的排出。因此，斜盘的角度设置为最小的倾斜角（接近 0° ），压缩机进行最小的容量作状态，减小了发动机14
- 10 上的载荷。当启动开关58再次启动时，供气侧开/关阀171断开而排出侧开/关阀172打开，压缩机回到正常工作状态。

第七实施例的优点如下：

- 除了供气通道39外还有带有控制阀160的进口侧控制阀部分的供气通道38，在供气通道39和排出通道40上分别带有供气侧开/关阀171和排出侧开/关阀172。当
- 15 按上述方式将两开/关阀171和172在开和关状态之间转换时，使得压缩机的工作状态在由典型的互锁的进口侧控制和排气侧控制建立的正常工作状态和由迫使曲柄腔压力 P_c 增大而得到的最小容量工作状态之间转换。因此，这种曲柄腔压力控制装置非常适用于图1所示的可变容量型斜盘压缩机，其可以将斜盘的倾角设定为接近 0° 。

- 20 因为当启动开关58断开时，在排出通道40上的排出开/关阀172关闭，所以，在最小容量工作期间润滑油不能从曲柄腔5中随冷却气体流出，这样将改善对内部部件的润滑作用。

第八实施例

- 图17所示的第八实施例，曲柄腔压力控制装置具有把在压缩机（见图1）内
- 25 的排出室32和曲柄腔5连接在一起的供气通道38，设置有作开/关阀装置使用的带三位阀152的供气和排出通道153，以及容量控制阀160。图17所示的容量控制阀160与前面第七实施例（图16）所描述的互锁的进口侧控制和排气侧控制型内部控制阀160相同。除了两个开/关阀171和172由三位阀152取代外，第八实施例与第七实施例相同。

- 30 在供气侧通道38上带有控制阀160的进口侧控制阀部分。三位阀152和控制阀

160的排气侧控制阀部分串接在供气和排出通道153上。当吸入室31（吸入压力 P_s ）压力作用在控制阀160的压力传感腔102上时，进口侧和排气侧控制阀部分的开口量随着吸入压力 P_s 的变化而自动地调节。

5 置于供气和排出通道153的分支点处的三位阀152是一个电磁转换阀，用于可选择地将曲柄腔5与吸入室31或者排出室32相连接。利用控制计算机55通过驱动电路59控制三位阀146的连接方式。

当空调系统的启动开关58接通时，控制计算机55将电磁转换阀152设定在将曲柄腔5与吸入室31相连接的第一转换位置。这种情况与图16所示的供气侧开/关阀171关闭和排出侧开/关阀172打开的情况相同。即控制计算机55允许互锁的内部
10 控制阀160不但可以控制向曲柄腔5的供气而且可以控制从曲柄腔5的排气。因而，利用控制阀160的内部控制调节曲柄腔压力 P_c ，从而实现自动控制斜盘的角度以及压缩机的排出容量。

当启动开关58断开时，控制计算机55将电磁换向阀设定在将曲柄腔与排出室相连接的第二转换位置。这种情况与图16所示的情况类似，供气侧开/关阀171打
15 开，同时排出侧开/关阀172关闭。这样建立起了加了力的曲柄腔压力增加的状况，不考虑控制阀160的进口侧控制阀部分的开口量，迫使气体从排出室32向曲柄腔5供气，使曲柄腔室压力 P_c 增加，同时完全阻断通过排出通道40从曲柄腔5排气。结果是，斜盘的角度设置为最小的倾斜角（接近 0° ），压缩机进行最小的容量工作状态，因此减小了在发动机14上的载荷。

20 第八实施例的优点如下：

电磁转换阀152置于连接曲柄腔5，吸入室31和排出室32的供气和排出通道的分支点处，并且该电磁转换阀152的转换是可控的，因此，压缩机的工作状态可以在由典型的进口侧和排气侧的互锁控制建立的正常工作状态和由迫使曲柄腔的压力 P_c 增加而得到的最小容量工作状态之间转换。因此，这种曲柄腔压力控制装置
25 非常适用于图1所示的可变容量型斜盘压缩机，其可以将斜盘的倾斜角设置在接近 0° 。

因为当启动开关58断开时，曲柄腔5和吸入室31通过供气和排出通道153的连通被阻断，所以，在最小容量工作期间，润滑油不能从曲柄腔5中随冷却气体流出，因而改善了对内部部件的润滑作用。

30 第九和第十实施例

第九和第十实施例是按照下面的方法设计的：一种特殊的内部控制阀，置于将曲柄腔和吸入室连接起来的排出通道上，具有选择性地阻断排出通道的功能。用内部控制阀阻断排出通道，使得可变容量型压缩机可以准确而迅速地从正常工作状态转换到最小容量工作状态。下面将逐一地论述第九和第十实施例。

5 第九实施例

图18所示的第九实施例，曲柄腔压力控制装置具有将排出室32与曲柄腔5相连接的供气通道38和将曲柄腔5与吸入室31相连接的排出通道40。与图11所示的相同，固定节流阀121置于供气通道38上。从排出室32向曲柄腔5输送的高压冷却气体是通过该固定节流阀121形成的。下面论述的容量控制阀180置于排出通道40
10 上。除了电磁开/关阀120已经取消以及控制阀180替换了控制阀100外，第九实施例所述的容量控制系统与第二实施例（图11）所述的容量控制系统相似。

图18所示的控制阀180基本上是一种内部控制型排气侧控制阀，除了控制阀100的底部附装有电磁铁外，该控制阀与图11所示的内部控制阀180相同。与图11所示的内部控制阀100相同，在控制阀180的阀壳101内形成有压力传感腔102和阀腔（排气侧阀腔）108。在阀壳101内的这些腔室102和108与阀口110和111一起构成排出通道40的一部分。在阀壳101内还有波纹管103，销状体104，制动座105，
15 调节弹簧106，阀体107和弹簧109，它们构成了一压力传感机构，该压力传感机构确定控制阀180的设定压力 P_{set} 并且使阀体107根据吸入压力 P_s 的变化而动作。

控制阀180还具有附装在阀壳101底部的电磁铁组件181。电磁组件181具有与
20 阀壳101底部相连接的外罩182和夹持在外罩182内沿轴向移动的柱塞183。至少外罩182的底部182a由铁制成，并且底部182a作为一个固定铁芯。柱塞183作为一个可移动铁芯。柱塞183的上端在压力传感腔102内延伸，直到与制动座105成为一体，波纹管103的固定端103a固定到该柱塞的上端。因此，柱塞183可以与波纹管103和制动座105一起移动。

25 电磁组件181的外罩182内还带有一随动弹簧184和一线圈185。随动弹簧184向上推动柱塞183（朝压力传感腔102方向）。线圈185围绕柱塞183并且利用控制计算机55通过驱动电路59控制对线圈185的激励。当电流供应到线圈185时产生电磁力，使得柱塞183克服随动弹簧184的力向下移动，直到到达最底位置，此时，柱塞183的低端接触到外罩的底端182a。相反地，当线圈185停止供给电流时，
30 磁力消失，柱塞183在随动弹簧184的弹力作用下向上移动。在柱塞183向上移动

时，制动座105紧靠在销状体104的低端，然后，销状体104和阀体107与柱塞183一起向上移动。当阀体107接触到阀腔108的顶壁且柱塞到达最高位置时，销状体104，阀体107和柱塞183的进一步移动受到限制并且阀口110关闭。从上面所述可以看出，容量控制阀180可以作为开/关阀装置，其位置可通过外部控制装置进行5 调节。

当空调系统的启动开关58接通时，控制计算机55连续地向电磁组件181内的线圈185提供电流。这时，在线圈185上产生的电磁力使得柱塞183克服随动弹簧184的作用力向下移动到最低位置。在这种情况下，控制阀180与图11所示的控制阀100相似，作为一种排出侧内部控制阀。即控制阀180的开口量主要取决于吸入压力 P_s 10 以及波纹管103，调节弹簧106和弹簧109之间的力的平衡状况。于是，控制计算机55完成了内部控制，利用排气侧控制阀180适当地调节曲柄腔的压力 P_c ，因此自动地控制斜盘的角度以及压缩机排出容量（利用排气侧内部控制进行的正常工作状态）。

当启动开关58断开时，控制计算机55停止向电磁组件181内的线圈185供应电15 流。因此，线圈185上的电磁力消失，同时柱塞183，制动座105，销状体104和阀体107由于受到随动弹簧184的推力而向上移动。当阀体107接触到阀腔108的顶壁时，阀口110关闭。即控制阀180关闭（阀开口量为零）。这样将阻断气体从曲柄腔5通过排出通道40排向吸入室31。结果，曲柄腔压力 P_c 升高到将斜盘的角度设定在最小的倾斜角（接近 0° ），因而压缩机进行最小的容量工作状态，故减小了发20 动机14上的载荷。当启动开关58再次接通时，电流重新供应到电磁组件181的线圈185上，使得压缩机回到正常工作状态。

在控制阀180处于关闭状态时（阀体107接触到阀腔108的顶壁并关闭阀口110），通过柱塞183，制动座105和销状体104将随动弹簧184的力传递到阀体107。换句话说，阀体关闭方向（向上）的力，实际上是随动弹簧184作用在阀体107上25 的弹力。当曲柄腔压力 P_c 作用在阀体107顶部时，吸入压力 P_s 作用在阀体107的底部，也就是阀口110到达关闭位置。因为在可变容量型斜盘压缩机中，通常都有不等式 $P_s < P_c$ ，所以由于曲柄腔压力和吸入压力之间的压差（ $P_c - P_s$ ）而产生的阀开启方向（向下）的力作用在阀体107上。如果随动弹簧184的弹力总是小于由压差（ $P_c - P_s$ ）产生的力，控制阀180不能关闭。因此，理论上，设定的随动弹簧184的弹30 力大于压差（ $P_c - P_s$ ）产生的力。

当启动开关58关闭和与“停止”动作响应、控制阀180关闭排出通道40时，曲柄腔5的排出压力很难维持。如果启动开关58断开时有相当高的排出压力 P_d ，曲柄腔压力 P_c 将迅速升高到与高排出压力 P_d 相等的水平。这样将损坏压缩机的轴密封组件，削弱曲柄腔5的密封性能。

- 5 然而，第九实施例所述的控制阀180，可以以某种方式将随动弹簧184的弹力设定设定为略微低于压力差（ $P_c - P_s$ ），按照这种方式，当作用在阀体107上的压差（ $P_c - P_s$ ）超过一允许的最大预定值时，由压差（ $P_c - P_s$ ）产生的沿阀开启方向的力比由随动弹簧184的弹力沿阀关闭方向产生的力大。允许的最大压差（ $P_c - P_s$ ）由压缩机的轴密封组件的耐压极限，以及压缩机的可变容量控制所需的最大压差值
- 10 （ $P_c - P_s$ ）来适当地确定。因此，随动弹簧184的弹力设定的略微低一些，可以使控制阀180在关闭状态时作为溢流阀使用。因此，在这种情况下，能够防止曲柄腔压力 P_c 随着排出通道40的关闭而不断升高超出轴密封组件的耐压极限。

第九实施例的优点如下：

- 15 在供气通道38上带有的固定节流阀121总是能够从排出室32向曲柄腔5提供预定量的冷却气体，同时在排出通道40上的排气侧控制阀180是按照这样的方式设计的，即控制阀180可以在外部供应电流的控制的情况下关闭。通过按照上述方法控制向电磁组件181的线圈185供应电流，使得压缩机在由典型排气侧内部控制建立的正常工作状态和由迫使曲柄腔压力 P_c 增加而建立的最小容量工作状态之间转换成为可能。因此，这种曲柄腔压力控制装置非常适用于图1所示的可变容量型斜
- 20 盘压缩机，其可以将斜盘的倾斜角设定为接近 0° 。

- 随动弹簧184的弹力可以按照这样的方法设定：当作用在阀体107上的压差（ $P_c - P_s$ ）升高到高于预定的最大允许值时，由压差（ $P_c - P_s$ ）产生的沿阀开启方向的力比由随动弹簧184的弹力产生的沿阀关闭方向的力大。因此，这样的设定值可以使得控制阀180在处于关闭状态时作为溢流阀使用，而能够防止曲柄腔压力 P_c
- 25 升得过高。因此，即使通过关闭排出通道40而使得压缩机转换到最小容量工作状态后，能够防止曲柄腔压力 P_c 升高到损坏压缩机的程度。

因为当启动开关58断开时，置于排出通道40上的控制阀180是关闭的，所以在最小容量工作期间，润滑油不能从曲柄腔5内随冷却气体的流出，从而改善了对内部部件的润滑作用。

- 30 第十实施例

图19所示的第十实施例，曲柄腔压力控制装置有将排出室32与曲柄腔5相连接的供气通道38和将连接曲柄腔5到吸入室31相连接的排出通道40。而且，下面将详述的互锁的进口侧控制和排气侧控制型容量控制阀190置于供气通道38和排出通道40之间。除了固定节流阀121用互锁型控制阀190的进口侧控制阀部分替代外，第十实施例所述的曲柄腔压力控制装置与第九实施例（图18）所示的曲柄腔压力控制装置相似。

图19所示的控制阀190基本上是一种互锁的进口侧控制和排气侧控制型内部控制阀，除了一个电磁铁附装于控制阀160底部外，其与图16所示的内部控制阀160相似。

与图16所示的内部控制阀160相似，控制阀190具有限定在阀壳101下部区域的压力传感腔102和排气侧阀腔108以及限定在阀壳101上部区域的进口侧阀腔161。在阀壳101内的腔室102和108，以及阀口110和111共同构成排出通道40的一部分。在阀壳101内的进口侧阀腔161与阀口166和167共同构成供气通道38的一部分，压敏杆162置于阀壳101的中心部分，并沿控制阀的轴向滑动。

在压力传感腔102和排气侧阀腔108内设置有波纹管103，销状体104，制动座105，调节弹簧106，弹簧109和压力传感杆162的低端162a（作为排气侧阀体）构成控制阀190的排气侧控制阀部分。根据排气侧阀体162a的位置调节该排气侧控制阀部分的开口量（例如，排出通道40的开口量）。在进口侧阀腔161内带有压力传感杆162的上端162b，阀座163，进口侧阀体164和弹簧165，构成控制阀190的进口侧控制阀部分。根据进口侧阀体164的位置调节该进口侧控制阀部分的开口量（例如，供气通道38的开口量）。波纹管103，销状体104，制动座105，调节弹簧106，弹簧109以及压力传感杆162和弹簧165构成一压力传感机构，该机构确定控制阀190的设定压力 P_{set} ，并且根据吸入压力 P_s 的变化操纵压敏杆162（作为排气侧阀体）和进口侧阀体164。从上面的描述可以明显地看出，控制阀190的排气侧控制阀部分和进口侧控制阀部分借助于共同的压力传感机构彼此互锁。

控制阀190还带有附着于阀壳101底部的电磁组件191。电磁组件191具有与阀壳101底部相连接的外罩192和夹持在外罩192内沿轴向移动的柱塞193。至少外罩192的底部192a由铁制成，并且，底部192a作为一固定铁芯。柱塞193可作为一种移动的铁芯。柱塞193的上端延伸到压力传感腔102内与制动座105成为一体，波纹管103的固定端103a与该柱塞的上端卡紧。因此，柱塞193与波纹管103和制动座105

一起移动。

电磁组件191的外罩192内还带有一随动弹簧194和一线圈195。随动弹簧194向上推动柱塞193（朝压力传感腔102方向）。线圈195围绕柱塞193并且利用控制计算机55通过驱动电路59控制对线圈195的激励。

- 5 当电流供应到线圈195时产生电磁力，使得柱塞193克服随动弹簧194的力向下移动，直到到达最底位置，柱塞193的低端接触到外罩的底端192a。另一方面，当供给线圈195的电流停止时，电磁力消失，柱塞193在随动弹簧194的弹力作用下向上移动。

- 10 在柱塞193向上移动时，制动座105接触到销状体104的低端，然后，销状体104和压力传感杆162与柱塞193一起向上移动。当排气侧控制阀体162a接触到排气侧阀腔108的顶壁时，柱塞193到达最高位置，销状体104，压力传感杆162和柱塞193的进一步移动受到限制。此时，排气侧控制阀部分的阀口110理论上是关闭的，而且进口侧控制阀部分的阀体164由压力传感杆162的上端162b向上推。这样强行增大了进口侧控制阀部分的开口量。从上面的描述可以看出，容量控制阀190可以
15 作为开/装置使用，其开口量可以由外部控制装置调节。

- 当空调系统的启动开关58接通时，控制计算机55连续地向电磁组件191内的线圈195提供电流。这时，在线圈195上产生的电磁力使得柱塞193克服随动弹簧194的作用力向下移动到最低位置。在这种情况下，控制阀190与图16所示的控制阀160相似，作为一种互锁的进口侧和排出侧内部控制阀使用。即控制阀190的排气侧控制
20 阀部分和进口侧控制阀部分的开口量主要取决于吸入压力 P_s ，排出压力 P_d 和调节弹簧106以及弹簧109和165之间的力的平衡状况。然后，利用互锁控制阀的内部控制适当地调节曲柄腔的压力 P_c ，因此自动地控制了斜盘的角度以及压缩机排出容量（在进口侧和排气侧内部控制下的正常工作状态）。

- 25 当启动开关58断开时，控制计算机55停止向电磁组件191内的线圈195提供电流。因此，线圈195上的电磁力消失，同时柱塞193，制动座105，销状体104和压力传感杆162由于受到随动弹簧194的推力而向上移动。当压力传感杆162的低端162a接触到排气侧阀腔108的顶壁时，向上的移动停止。当柱塞193移动到最高位置时，控制阀190的排气侧控制阀部分处于关闭状态（阀开启量为零）。这样将阻断气体通过排出通道40从曲柄腔5排向吸入室31，同时和强制扩大进口侧控制阀部
30 分的开口量一起，通过供气通道38，从排出室32向曲柄腔5输送大量的冷却气体。

结果，曲柄腔压力 P_c 升高到将斜盘的角度设定在最小的倾斜角（接近 0° ），因而压缩机处于最小的容量工作状态，故减小了发动机14上的载荷。当启动开关58再次接通时，电磁组件191的线圈195重新供以电流，使压缩机回到正常工作状态。

根据第十实施例，按第九实施例那样，随动弹簧194的弹力以一种方式设定为略微低于压力差（ $P_c - P_s$ ），这种方式就是，当作用在用作排气侧阀体的压力传感杆162上的压差（ $P_c - P_s$ ）超过一允许的最大值时，由压差（ $P_c - P_s$ ）产生的沿阀开启方向力比由随动弹簧194产生的沿阀关闭方向的弹力大。允许的最大压差（ $P_c - P_s$ ）可以由压缩机的轴密封组件的耐压极限以及压缩机的可变容量控制所需的最大压差值（ $P_c - P_s$ ）来适当地确定。因此，把随动弹簧194的弹力设定得略微低一些，可以使得关闭状态时的控制阀190的排气侧控制阀部分能作为溢流阀使用。因此，在这种情况下，能够阻止随着排出通道40的关闭而不断升高的曲柄腔压力 P_c 升高到而超出轴密封组件的耐压极限。

第十实施例的优点如下：

互锁的进口侧控制和排气侧控制型的控制阀190设置在供气通道38和排出通道40之间，该控制阀190如此设计，使得在外部供应电流的控制之下，既可以强行关闭排气侧控制阀部分，也可以强行打开进口侧控制阀部分。通过按照上述方法控制向电磁铁191上的线圈195供应电流，使得压缩机在由典型互锁的进口侧和排气侧内部控制建立的正常工作状态和由迫使曲柄腔压力 P_c 增加而建立的最小容量工作状态之间的转换成为可能。因此，这种压力控制装置非常适用于图1所示的可变容量型斜盘压缩机，其可以将斜盘的倾斜角设定为接近 0° 。

随动弹簧194的弹力可以按照这样的方法设定：当作用在排气侧阀体162a上的压差（ $P_c - P_s$ ）升高到预定的最大允许值之上时，由压差（ $P_c - P_s$ ）产生的沿阀开启方向的力比由随动弹簧194的弹力产生的沿阀关闭方向的力大。因此，这样的设定可以使得控制阀190的排气侧控制阀部分处于关闭状态时作为能够防止曲柄腔压力 P_c 过分升高的溢流阀使用。因此，即使通过关闭排出通道40而使得压缩机转换到最小容量工作状态后，防止曲柄腔压力 P_c 升高到损坏压缩机的水平是可能的。

因为当启动开关58断开时，置于排出通道40上的排气侧控制阀部分是关闭的，所以，在最小容量工作期间，润滑油不能从曲柄腔5内随冷却气体流出，从而改善了对内部部件的润滑作用。

第十一到第十三实施例

第十一到第十三实施例是带有设置在将曲柄腔和吸入室相连接的排出通道上的一种可变设定压力型的特殊控制阀，而且锁提供的控制阀具有选择性地阻断排出通道的功能。利用控制阀阻断排出通道使得可变容量型斜盘准确和迅速地从
5 正常工作状态转换到最小容量工作状态。下面将对十一到十三的每个实施例进行详细的论述。

第十一实施例

图20所示的第十一实施例，曲柄腔压力控制装置带有将排出室32与曲柄腔5相连接的供气通道38和将曲柄腔5与吸入室31相连接的排出通道40。置于供气通道
10 38上的固定节流阀121与图11所示的相同。从排出室32向曲柄腔5供应的高压冷却气体通过该固定节流阀121。下面将论述的容量控制阀200置于排出通道40上。除了图11所示的电磁开/关阀已经取消，以及图11所示的控制阀100由控制阀200替换外，第十一实施例所述的曲柄腔压力控制装置与第二实施例（图11）的曲柄腔压力控制装置相同。除了图18所示的控制阀180由控制阀200替换外，第十一实施例
15 也与第九实施例（图18）相同。

图20所示的控制阀200是一种内控型排气侧控制阀，从这种意义上讲，它可以根据吸入压力 P_s 的变化自动地调节阀的开口量，而且它是一种外控型的排气侧控制阀，从这种意义上讲，其设定压力 P_{set} 可以在外部控制下改变。控制阀200与图11所示的底部附着有设定压力改变装置的内控阀100相似。

与图11所示的内控阀100相似，在阀壳101内设定有压力传感腔102和阀腔（排气侧阀腔）108。在阀壳101内的这些腔室102和108与阀口110和111一起构成排出通道40的一部分。在阀壳101内还有波纹管103，销状体104，制动座105，调节弹簧106，阀体107和弹簧109，它们构成了一压力传感机构，其确定控制阀200的设定压力 P_{set} 并且根据吸入压力 P_s 的变化使阀体107动作。
20

控制阀200还带有附装在阀壳101底部的设定压力变化装置201。设定压力变化装置201包含：在阀壳101下面部分的沿轴向可移动体202，往复机构203和一电机204。
25

制动座105通过在制动座105和可移动体202之间的波纹管103的固定底端103a紧固在可移动体202的上部，因此，可移动体202，弹簧波纹管固定端103a和
30 制动座105一起移动。通过驱动电路59在控制计算机55的控制下给电机204通电，

使电机204既能正转也能反转。

置于可移动体202和电机204之间的往复机构203，其具有将两者匹配的功能。例如，往复机构203的结构是一种螺旋机构，其带有一驱动轴203a，当电机204的输出轴正反转时，该驱动轴203a沿控制阀的轴向（垂直方向）往复移动。换句话说，往复机构203是一种驱动转换机构，用于将电机204的输出轴（未示出）的旋
5 转移动转换为驱动轴203a的线性移动。往复机构的驱动轴203a的顶端与可移动体202相连接，因而可移动体202和制动座105也可以随着驱动轴203a的移动沿轴线方向往复移动。

图20表示出紧靠在阀壳101上的制动座105的一部分（底部），并且可移动体
10 202和制动座105处于最低位置，不可能再向上和向下移动。当可移动体202从这一位置向上移动时，制动座105从阀壳101移出而接近销状体104。在可移动体202向上移动的过程中，当制动座105接触到销状体104的低端时，销状体104和阀体107与可移动体202一起向上移动。当阀体107接触到阀腔108的顶壁和可移动体202移动到最高位置，使得销状体104，
15 阀体107和可移动体202向上的进一步移动受到限制，从而将阀口110关闭。当电机204反向旋转时，可移动体202从最高位置向最低位置移动，其过程与上述的过程相反。

控制阀200的设定压力 P_{set} 可以随可移动体202移动到最高位置和最低位置之间的任一位置而改变。容量控制阀200也可以作为开/关阀装置，其开口量可以由外控装置调节。

当空调系统的启动开关58接通时，在输入信息例如来自于温度传感器54，客
20 箱内温度传感器56，日照量传感器56A和客箱内温度设定装置57的信息的基础上，控制计算机55不时地计算出控制阀200的最佳设定压力 P_{set} 。然后，控制计算机55对电机204进行通电控制，将控制阀200的压力设定为计算出的设定压力 P_{set} ，于是将可移动体202移动到最高位置和最低位置之间的任一位置。在这种情况下，
25 控制阀200与图11所示的控制阀100相似，作为排气侧控制阀使用。然后，控制计算机55进行内部控制，利用排气侧控制阀200适当调节曲柄腔的压力 P_c ，因此自动地控制斜盘的角度以及压缩机的排出容量（由排气侧内部控制的正常工作状态）。

当启动开关断开时，控制计算机55对电机204进行通电控制，忽略设定压力的计算结果，可移动阀体202，制动座105，销状阀104和阀体107到达最高位置。
30 然后，控制计算机55利用关闭控制阀200（阀开口量为0）使得阀体107关闭阀口

110, 从而阻断气体通过排出通道40从曲柄腔5排入吸入室31。结果, 曲柄腔压力 P_c 上升到将斜盘的角度设置在最小倾斜角(接近 0°), 因此, 压缩机进行最小容量工作, 从而减小在发动机14上的载荷。

以后当启动开关58再次接通后, 对电机204进行通电控制, 使可移动体202回到初始位置, 并且用计算机设定压力 P_{set} 进行的排气侧内部控制再次启动, 使得压缩机恢复到正常工作状态。

第十一实施例的优点如下:

提供在供气通道38上的固定节流阀121总是能够从排出室32向曲柄腔5输送一预定量的冷却气体, 并且置于排出通道40上的排气侧控制型可变设定压力阀具有选择性地阻断排出通道的功能。即控制阀200是按照其可以在外部控制的条件下关闭的方式设计的。因此, 通过上面描述的对电机204的通电控制, 使得压缩机的工作状态在由典型的排气侧内控而建立的正常工作状态和由迫使曲柄腔压力 P_c 增加而建立的最小容量工作状态之间的转换成为可能。因此, 这种曲柄腔压力控制装置非常适合用于图1所示的可变容量型斜盘压缩机, 其可以将斜盘的倾斜角设定为接近 0° 。

装备有设定压力改变装置201的控制阀200与控制计算机55和驱动电路59合作既具有改变设定压力的能力, 还具有控制开/关阀的能力, 使得压缩机处于最小容量工作状态。因此, 这种控制阀200的使用可以简化压缩机的曲柄腔压力控制装置。

当启动开关58断开时, 置于排出通道40上的控制阀200关闭, 使得阻止润滑油从曲柄腔5随处于最小容量工作状态的冷却气体流出成为可能, 否则, 压缩机的内部机构的润滑性能将被削弱。

第十二实施例

图21所示的第十二实施例, 曲柄腔压力控制装置带有将压缩机内(见图1)的排出室32与曲柄腔5相连接的供气通道38和将曲柄腔5与吸入室31相连接的排出通道40。再者, 下面将论述的互锁的进口侧控制和排气侧控制型容量控制阀210置于供气通道38和排出通道40之间。除了用互锁型控制阀210的进口侧控制阀部分替换了固定节流阀121外, 第十二实施例所述的曲柄腔压力控制装置与第十一实施例所示的曲柄腔压力装置相同。除了控制阀190由控制阀210替换外, 第十二实施例也与第十实施例(图19)相同。

图21所示的控制阀210是一种互锁的进口侧控制和排气侧控制型控制阀，从这种意义上讲，它可以根据吸入压力 P_s 的变化自动地调节阀的开口量，并且它可以是一种外控型的控制阀，从这种意义上讲，设定压力 P_{set} 可以在外部控制的条件下改变。除了在控制阀160的底部附装有设定压力改变装置外，控制阀210与图16

5 所示的内部控制阀160相同。

与图16所示的内控阀160相似，在内控制阀210的阀壳101的下部区域限定有压力传感腔102和排气侧阀腔108，并且在阀壳101的上部区域具有进口侧阀腔161。在阀壳101内的这些腔室102和108与阀口110和111一起构成排出通道40的一部分。在阀壳101内的进口侧阀腔161与阀口166和167一起构成供气通道38的一部分。

10 分。在阀壳101的中心区域具有压力传感杆162，其沿控制阀的轴线方向滑动。

在压力传感腔102和排气侧阀腔108内有波纹管103，销状体104，制动座105，调节弹簧106，弹簧109和压力传感杆162的低端162a（作为排气侧阀体），它们构成控制阀210的排气侧控制阀部分。根据排气侧阀体162a的位置调节该排气侧控制阀部分（例如排出通道40的开口量）的开口量。在进口侧阀腔161内具有的压力传感杆162的上端162b，阀座163，进口侧阀体164和弹簧165，构成控制阀210的进口

15 侧控制阀部分。根据进口侧阀体164的位置调节进口侧控制阀部分的开口量（例如供气通道38的开口量）。波纹管103，销状体104，制动座105，调节弹簧106，弹簧109，压力传感杆162和弹簧165构成一压力传感机构，其确定控制阀210的设定压力 P_{set} 并且根据吸入压力 P_s 的变化操纵压力传感杆162（作为排气侧阀体）和进

20 口侧阀体164。综上所述可以明显地看出，控制阀210的排气侧控制阀部分和进口侧控制阀部分是通过共同的压力传感机构彼此互锁的。

控制阀210还具有—附装于阀壳101底部的设定压力变化装置211。设定压力变化装置211包含—可移动体212，其置于阀壳101的较低部分并沿轴向移动；—往复机构213；—电机214。

制动座105通过置于它们之间的波纹管103的固定低端103a夹紧在可移动体212的上部，因此，可移动体212，弹簧波纹管固定端103a和制动座105可以一起移动。因为往复机构213和电机214与图20所示的往复机构203和电机204相同，这里不再赘述。通过驱动电路59在控制计算机55的控制下电机204的输出轴既可以正转也可以反转。根据电机输出轴的旋转状况，往复机构213的驱动轴213a沿控制阀的

25 轴向往复移动。当往复机构的驱动轴203a的顶端与可移动体212相连接，可移动体

30

212和制动座105根据驱动轴213a的移动也沿轴线方向往复移动。

图21表示出紧靠阀壳101的制动座105的一部分（底部），和处于没有进一步向下移动的可能的最低位置的可移动体212和制动座105。当可移动体212从这一位置向上移动时，制动座105从阀壳101移出而接近销状体104。在可移动体212向上移动的5过程中，当制动座105接触到销状体104的低端时，销状体104和压力传感杆162与可移动体212一起向上移动。当压力传感杆低端（排气侧阀体）162a接触到阀腔108的顶壁时，可移动体212移动到最高位置，销状体104，压力传感杆162和可移动体212向上的进一步移动受到限制，从而将阀口110关闭。当电机214反方向旋转时，可移动体212从最高位置向最低位置移动，其过程与上述的过程相反。

10 该控制阀210的设定压力 P_{set} 可以根据可移动体212移动到最高位置和最低位置之间的任一位置而改变。容量控制阀210也可以作为开/关阀装置，其开口量可以由外控装置调节。

当空调系统的启动开关58接通时，在输入信息例如来自于温度传感器54，客箱内温度传感器56，日照量传感器56A和客箱内温度设定装置57的信息的基础上，15 控制计算机55不时地计算出控制阀210的最佳设定压力 P_{set} 。然后，控制计算机55对电机204进行通电控制，将控制阀210的压力设定为计算出的设定压力 P_{set} ，因此使可移动体212在最高位置和最低位置之间的任一位置间移动。在这种情况下，控制阀210与图16所示的控制阀160相同，作为互锁的进口侧控制和排气侧控制型的内部控制阀使用。然后，控制计算机55进行内部控制，利用互锁型控制阀20 210适当地调节曲柄腔压力 P_c ，于是，自动地控制了斜盘的角度以及压缩机的排出容量（由互锁的进口侧控制和排气侧控制型内部控制建立的正常工作状态）。

当启动开关断开时，控制计算机55对电机214进行通电控制，忽略设定压力 P_{set} 的计算结果，可移动阀体212，制动座105，销状阀104和压力传感杆162到达最高位置。当可移动体212移动到最高位置时，排气侧阀体162a关闭阀口110，并且25 控制阀210的排气侧控制阀部分关闭（阀开口量为0）。因此，通过排出通道40排出的气从曲柄腔5进入吸入室31被阻断，并且杆的上端162b将进口侧阀体164向上推，强行加大了进口侧控制阀部分的开口量。这样，使得大量的冷却气体通过供气通道38从排出室32输入到曲柄腔5。结果，曲柄腔压力 P_c 上升而将斜盘的角度设置在最小倾斜角（接近 0° ），因此，压缩机转换到最小容量工作，从而减小在发30 动机14上的载荷。

随后当启动开关58再次接通时，对电机214进行通电控制，使可移动体212回到初始位置，并且用计算机设定压力 P_{set} 进行的内部控制再次启动，使得压缩机恢复到正常工作状态。

第十二实施例的优点如下：

- 5 互锁的进口侧控制和排气侧控制型和可变设定压力型的控制阀210设置在供气通道38和排出通道40之间，并且控制阀210具有选择性地和迅速打开供气通道的能力以及选择性地封闭排出通道的能力。即，控制阀210设计成在外部控制的条件下，能够迫使排气侧控制阀部分进入关闭状态以及迫使进口侧控制阀部分进入开启状态。通过上面描述的对电机214的通电控制，使得压缩机的工作状态在由典型的互锁的进口侧和排气侧内部控制而建立的正常工作状态和由迫使曲柄腔压力 P_c 增加而建立的最小容量工作状态之间的转换成为可能。因此，这种曲柄腔压力控制装置非常适用于图1所示的可变容量型斜盘压缩机，其可以将斜盘的倾斜角设定为接近 0° 。
- 10

- 15 装备有设定压力改变装置211的控制阀210与控制计算机55和驱动电路59合作，既具有改变设定压力的能力，还具有控制阀的开/关的能力，使得压缩机处于最小容量工作状态。因此，这种控制阀210的使用可以简化压缩机的曲柄腔压力控制装置。

- 20 因为当启动开关58断开时，置于排出通道40上的控制阀210的排气侧控制阀部分关闭，使得处于最小容量工作状态时，能够阻止润滑油从曲柄腔5随冷却气体一起流出，否则，压缩机的内部机构的润滑性能将被削弱。

第十三实施例

- 25 图22和23所示的第十三实施例，曲柄腔压力控制装置具有将在压缩机内（见图1）的排出室32与曲柄腔5相连接的供气通道38和将曲柄腔5与吸入室31相连接的排出通道40。而且，下面将讨论的互锁的进口侧控制和排气侧控制型容量控制阀230被置于供气通道38和排出通道40之间。除了控制阀230替代了控制阀210外，第十三实施例所述的曲柄腔压力控制装置与第十二实施例（图21）所示的曲柄腔压力控制装置相同。

- 30 图22所示的控制阀230在某种意义上讲是一种互锁的进口侧控制和排气侧控制型控制阀，其可以根据吸入压力 P_s 的变化自动调节阀的开口量，并且从某种意义上讲又是一种外控型控制阀，其可以在外部控制的条件下使得设定压力 P_{set} 改

变。图23是控制阀230的放大的断面图。将图23和图3比较，可以明显地看出，通过修改控制阀60的上半部分的设计结构，图3所示的进口侧控制阀60可以重新设计成互锁型的控制阀230。

5 如图23所示，控制阀230具有阀壳61和螺线管部分62，二者在接近控制阀230中心的位置连接在一起。螺线管部分62起到控制阀230的设定压力变化装置211的作用，阀壳61分成两部分，上半部分作为排气侧控制阀部分，下半部分作为进口侧控制阀部分。

10 进口侧阀腔63设定在阀壳61的部分构成进口侧控制阀部分。通过在阀腔63的侧壁上形成的阀腔阀口67和上游供气通道38，阀腔63与排出室32相连接。在阀腔63的上部沿控制阀230的轴向形成阀孔66，并且，在阀腔63上部的阀壳61内形成与阀孔66垂直相交的阀口65。通过下游供气通道38将阀口65与曲柄腔5相连接。阀腔阀口67，进口侧阀腔63，阀孔66和阀口65构成供气通道38的一部分。

15 进口侧阀体64夹紧在进口侧阀腔63内，其可沿控制阀的轴线方向移动。换句话说，进口侧阀体64如此布置，可以进行接近和远离阀孔66的移动，从而改变供气通道38的液流面积。减压弹簧夹紧在阀腔63内。该减压弹簧74沿远离阀孔66（向下）推动阀体64，使得进口侧控制阀部分的开口量（供气通道的液流面积）尽可能地大。进口侧阀体64根据其在阀腔63内的位置调节控制阀230的进口侧控制阀部分的开口量。

20 排气侧阀腔231限定在阀壳61内，构成了排气侧控制阀部分。通过在阀腔231的侧壁形成的阀口232和下游排出通道40，阀腔231与吸入室31连接。下游排出通道40作为压力传感管路，吸入压力PS通过通道40作用在排气侧阀腔231的内部。在阀腔231的较低部分有一阀座234，其上限定一阀孔233。阀孔233沿控制阀230的轴线方向延伸。在阀壳61内形成有阀口235，其与阀孔233垂直相交，并且通过上游排出通道40与曲柄腔5连接。阀口235，阀孔233，排气侧阀腔231和阀口232构成了25 排出通道40的一部分。

30 排气侧阀体236夹紧在排气侧阀腔231内并可沿控制阀的轴向移动。当阀体236移动时，其可以接触到阀座234或者从该阀座移开。排气侧阀体236最好是球形。当排气侧阀体236置于阀座234上时，阀体236将阀孔233关闭，因此阻断流体通过排出通道40。关闭阀弹簧237被置于排气侧阀腔231内。关闭阀弹簧237的一端（上端）固定在阀壳61的内周边部分，另一端（下端）固定在阀体236上的插入件

238内。带有插入件238的关闭阀弹簧237总是将阀体236推向压紧于阀座234的方向（朝关闭阀孔233的方向）。

在排气侧阀腔231的内侧具有一弹簧波纹管240。调节装置239通过压力附装于阀壳61的上面部分，同时弹簧波纹管240的上端（固定端）固定在调节装置上。
5 弹簧波纹管240的下端是一个可动端。弹簧波纹管240的内部设定为真空状态或低压状态，并且可伸缩的弹簧241置于弹簧波纹管240内。该可伸缩的弹簧241推动弹簧波纹管240的可移动端沿伸长的方向移动。弹簧波纹管240和可伸缩的弹簧241构成一个压力传感组件。

吸入压力 P_s 沿弹簧波纹管240收缩的方向作用在排气侧阀腔231的内部。因此，根据可伸缩弹簧241和吸入压力 P_s 产生的力的平衡状态，弹簧波纹管240的可
10 移动端通过插入件238沿阀关闭的方向推动阀体236，或者弹簧波纹管240的可移动端移开插入件238，脱开与阀体236的功能性连接。排出阀体236根据其在阀腔231内的位置调节控制阀230的排气侧控制阀部分的开口量（或者排出通道40的开口量）。

在排气侧控制阀部分和进口侧控制阀部分之间的边界处，垂直于阀壳61的中心形成导向孔71，同时压力传感杆72以可滑动方式插入该导向孔71内。压力传感
15 杆72的下端通过阀孔66固定在进口侧阀体的上端。压力传感杆72的下端的直径小于阀孔66的内径，该阀孔66内的压力传感杆72的直径能够将冷却气流封闭在阀孔66内。根据杆72的移动，压力传感杆72的上端可以接触到排气侧阀体236的底部或者从该处移开。

线圈62占据了控制阀230的下面部分，其结构理论上与图3所示的控制阀60的线圈结构相同。更具体地讲，固定铁芯76配装在带有一底部的保持筒75的上面部分，因此，螺线管腔77限定在保持筒75内。呈圆柱体形的可移动铁芯78以可垂直
20 往复移动的方式夹紧在螺线管腔77内。可移动铁芯78近似于一个带罩的圆柱体。在固定铁芯76的中心形成垂直的导向孔80，并且螺线管杆81可滑动地装配在该导向孔中。螺线管杆81的上端与阀体64成为一个整体。压力传感杆72，进口侧阀体64和螺线管杆81构成一个独立的整体功能性组件（72，64，81）。

螺线管杆81的低端部分（可移动铁芯78侧边的端部）与可移动铁芯78的顶表面接触，随动弹簧79置于可移动铁芯78和保持筒75的底部之间。通常，随动弹簧
25 79推动铁芯78向上（朝着固定铁芯76的方向）移动。因此，可移动铁芯78和阀体64通过螺线管杆81连接起来。包含杆72，阀体64和杆81的功能性组件，在至少由
30

随动弹簧79向上推动的可移动铁芯78和至少由关闭阀弹簧237向下推动的排气侧控制阀体236之间被夹持着垂直移动。该功能性组件(72, 64, 81)作为排气侧阀体236和进口侧阀体64功能性连接的装置,至少使可移动的铁芯(圆柱体)78保持这些阀体236和64的互锁状态。

5 通过在固定铁芯76的侧壁形成的连通槽82,在阀壳61上钻出的连通孔83,以及在控制阀230和将控制阀230装配到压缩机内时的后罩4的壁之间形成小的环形腔84将螺线管腔77与阀口65连通。换言之,螺线管腔77与阀孔66具有相同的压力环境(例如,处于曲柄腔压力 P_c)。从圆柱形可移动铁芯78的一个顶端钻一孔85,通过该孔85使得在螺线管腔77内的可移动体78的内、外侧压力相等。

10 在螺线管部分62中,线圈86缠绕在固定铁芯76和可移动铁芯78周围,将铁芯76和78的大部分区域包围。驱动线圈59从控制计算机55得到指令后向该线圈86提供预定的电流。线圈86根据供应的电流产生相应强度的电磁力。这样将产生向上的电磁力,由于电磁力的作用使得固定铁芯76吸引可移动铁芯78,从而使螺线管杆81向上移动。

15 在进口侧阀腔63内的回位弹簧74向下推动功能性组件(72, 64, 81)。回位弹簧74设定的这个向下的力大于随动弹簧79向上的力。如果没有向上的电磁力,回位弹簧74在最底位置移动功能性组件(72, 64, 81),利用压力传感杆72将排气侧阀体236从下侧提起是不可能的。因此,当进口侧控制阀部分打开到最大量时,关闭阀弹簧237使得排气侧阀体236关闭阀孔233,因此关闭了排气侧控制阀部分。从这种意义上讲,容量控制阀230作为开/关阀装置使用,其开口量由外控装置调节。

20 当电流供应到线圈86时,螺线管部分62产生向上的电磁力,整个功能性组件(72, 64, 81)向上移动,建立了功能性组件与排气侧阀体236和弹簧波纹管240的功能性连接。这样在进口侧控制阀部分和排气侧控制阀部分之间建立了一种互锁关系。此时,互锁控制阀230的设定压力 P_{set} 取决于弹簧79, 74, 237和241的弹力和电磁力之间的关系。通过对电磁力的外部调节而实现对控制阀230的设定压力 P_{set} 的可变控制的外部补充。

25 只要弹簧波纹管240的可动端接触到插入件238,弹簧波纹管240的伸长/缩短动作都影响阀体236和功能性组件(72, 64, 81)的位置。在这种情况下,弹簧波纹管240,可伸缩弹簧241,插入件238,关闭阀弹簧237,阀体236和压力传感杆72

构成一压力传感机构，其将吸入压力 P_s 的变化传递给排气侧阀体236和进口侧阀体64，并且根据吸入压力 P_{set} 的变化使两阀体236和64动作。在给定的条件下，通过共有的压力传感机构，控制阀230的排气侧控制阀部分和进口侧控制阀部分彼此互锁。

5 当空调系统的启动开关58接通时，在输入信息例如从温度传感器54，客箱内温度传感器56，日照量传感器56A和客箱内温度设定装置57输入信息的基础上，控制计算机55不时地计算出控制阀230的最佳设定压力 P_{set} 。然后，控制供应给线圈86的电流，使得控制阀230的压力为计算出的设定压力 P_{set} 。因此，调节上述向上的电磁力，将进口侧阀体64和排气侧阀体236定位。

10 在这种情况下，排气侧阀体236和功能性组件（72，64，81）都与弹簧波纹管240相连接，并且弹簧波纹管240的伸长/压缩动作与吸入压力 P_s 的变化相对应，从而影响两阀体64和236的位置。换句话说，在设定压力 P_{set} 由于外部控制处于变化的情况下，控制阀230的工作状况是作为与吸入压力 P_s 相对应的互锁的进口侧和排出侧内部控制阀。进口侧控制阀部分和排气侧控制阀部分的阀的开口量通过外
15 部控制和内部控制的结合来精确地调节。按照这种方式，曲柄腔压力 P_c 得以调节，并且斜盘的角度和压缩机的排出容量都得以自动地控制（由互锁的进口侧控制和排气侧控制建立的正常的工作过程）。

 当控制计算机55计算控制阀230的设定压力 P_{set} 时，考虑的冷却载荷的大小与第一实施例中的控制阀60相同。当冷却载荷很大时，例如，当由客箱内温度传感器56检测到的温度高于由客箱内温度设定装置57设定的温度时，控制计算机55就
20 增加供应给线圈86的电流，从而加大了向上的电磁力而减小了控制阀230的设定压力 P_{set} 。因此，当冷却载荷很大并且吸入压力 P_s 升高时，包括弹簧波纹管240的压力传感机构工作，去限制进口侧控制阀部分的开口量（包括阀开口量是0的情况）并且扩大排气侧控制阀部分的开口量。这将降低曲柄腔压力 P_c ，便于加大斜
25 盘的角度。

 相反地，当冷却载荷很小时，例如，当由客箱内温度传感器56检测到的温度与由客箱内温度设定装置57设定的温度之间的差很小时，控制计算机55减小供应
30 给线圈86的电流，从而减小了向上的电磁力并且增大了控制阀230的设定压力 P_{set} 。因此，当冷却载荷很小并且吸入压力 P_s 很低时，尽管有包括弹簧波纹管240的压力传感机构的作用，进口侧控制阀部分的开口量保持很大，并且排气侧控制

阀部分的开口量受到限制（包括阀开口量为0的情况）。这将增加曲柄腔压力 P_c ，便于减小斜盘的角度。从上面的叙述可以明显地看出，利用控制计算机55的外部控制总是能够对控制阀230的设定压力 P_{set} 进行反馈控制。

当启动开关58断开时，不考虑设定压力 P_{set} 的计算值，控制计算机55停止向线圈86提供电流。然后，回位弹簧74向下推动整个功能性组件（72，64，81），使得排气侧控制阀部分关闭，同时，进口侧控制阀部分打开到最大量。结果，通过排出通道40将气体从曲柄腔5排到吸入室31被阻断，同时，大量的冷却气体通过供气通道38从排放腔32供应到曲柄腔5。因此，曲柄腔压力 P_c 升高，将斜盘的角度设置为最小的倾斜角（接近 0° ），因此，压缩机进行最小容量工作，从而减小发

10 动机14上的载荷。

以后当启动开关58再次接通时，重新对线圈86供应电流，并且，对设定压力 P_{set} 的可变控制以及利用压力传感机构实现的内部控制开始执行，使得压缩机回复到正常的工作条件。

第十三实施例的优点如下：

15 互锁的进口侧控制和排气侧控制型和设定压力可变型的控制阀230，置于供气通道38和排出通道40之间，并且控制阀230具有选择性的和迅速的打开供气通道的能力，以及选择性的封闭排出通道的能力。即控制阀230设计成在外部控制的条件下，其能够迫使排气侧控制阀部分关闭并迫使进口侧控制阀打开。因此，根据上面所述的对提供给线圈86的电流的控制，使得压缩机的工作状态在由互锁的进

20 口侧和排气侧内部控制而建立的正常工作状态和由迫使曲柄腔压力 P_c 增加而建立的最小容量工作状态之间进行转换。因此，该曲柄腔压力控制装置非常适用于图1所示的可变容量型斜盘压缩机，其可以将斜盘的倾斜角设定为接近 0° 。

控制阀230装配有作为设定压力变化装置使用的螺线管部分62，其结合控制计算机55和驱动电路59，既具有改变设定压力的能力还具有迫使阀开启/关闭的能

25 力，使得压缩机进入最小容量工作状态。因此，使用这种控制阀230可以简化压缩机的曲柄腔压力控制装置。

当启动开关58断开时，置于排出通道40上的控制阀230的排气侧控制阀部分关闭，在最小容量工作状态下，能够防止润滑油随冷却气体一起从曲柄腔5中流出。否则，将削弱压缩机内部机构的润滑性能。

30 控制阀230是这样设计的：通常利用关闭阀弹簧237沿关闭方向推动排气侧阀

体236,使得弹簧波纹管240的可动端向远离插入件238的方向移动。当外部温度升高时,外部制冷回路50的饱和压力以及最后蒸发器53的输出压力(等于吸入压力 P_s)升高,使得弹簧波纹管240克服伸长了的弹簧241的力收缩,因而,使得弹簧波纹管240和排气侧控制阀体236之间的连接断开。因此,当空调系统的启动开关58断开并且提供给螺线管部分62的电流停止时,容量控制阀230一定能保持这样的状态,即排气侧控制阀部分关闭并且进口侧控制阀部分打开,此时不考虑外部温度值。

如果弹簧波纹管240设计成总是与排气侧阀体236和功能性组件(72, 64, 81)相连接,当外部温度升高时,弹簧波纹管240与温度增量响应而影响排气侧阀体236,使得其难于保持排气侧控制阀部分关闭。在这种情况下,压缩机的最小容量工作是不能实现的。第十三实施例的容量控制阀克服了这种不利因素。

即使带有排气侧控制阀部分的控制阀230关闭,该排气侧控制阀部分也可以作为防止曲柄腔压力 P_c 升得过高的溢流阀使用。更确切地讲,可以按如下方式设定关闭阀弹簧237的力,而使得排气侧控制阀部分具有溢流阀的功能,即当作用在排出侧阀体236上的压差($P_c - P_s$)超过某一设定的最大允许值时,基于压差($P_c - P_s$)的沿阀开启方向上的力大于沿阀关闭方向的关闭阀弹簧237的力。在这种情况下,即使在关闭排出通道40将压缩机设定在最小容量状态后,防止曲柄腔压力 P_c 升得过高而损坏压缩机也是可能的。

第十四实施例

根据第二至第十二实施例(图11至23)的曲柄腔压力控制装置,当空调系统的启动开关阀58断开时,连接压缩机内的曲柄腔5和吸入室31的排出通道(或排出通道)完全阻断,使得曲柄腔压力 P_c 迅速上升,使压缩机可以迅速地进入到最小容量工作状态。

如果排出通道完全关闭,保留在曲柄腔5内的润滑油量会越来越小。下面具体讨论这种现象。当压缩机处于最小容量工作状态(斜盘的倾角接近 0°)且排出通道关闭时,同时供气通道打开,吸入压力 P_s ,曲柄腔压力 P_c 和排出压力 P_d 的关系为 $P_s < P_c = P_d$ 。即,如果继续保持最小容量工作状态,曲柄腔压力 P_c 总是高于吸入压力 P_s 。这种不理想的情况将导致,在吸气冲程中,曲柄腔5内的润滑油从活塞29和缸孔1a之间的很小的间隙进入缸孔1a,随后的移动使润滑油通过排出口35流入排出室32,并保留在排出室32中。因此,完全阻断排出通道将导致不理想

的情况，即润滑油逐渐从曲柄腔5渗入到排出室32。

第十四实施例的设计方案是为了解决上述问题。如图24所示，该实施例的曲柄腔压力控制装置包含：连接压缩机（见图1等）内的曲柄腔5和排出室32的供气通道38，连接曲柄腔5到吸入室31的两个平行管路251和252，和一互锁的进口侧和
5 排气侧控制型的容量控制阀260。

互锁的控制阀260包含：一进口侧控制阀部分261，一排气侧控制阀部分262和一压力传感机构263，其根据吸入压力 P_s 的变化通过控制阀部分261和262的彼此互锁实现内部控制。进口侧控制阀部分261置于供气通道38上，排气侧控制阀部分262置于第一排出通道251上。利用控制计算机55通过驱动电路59对控制阀260进行
10 外部控制。当空调系统的启动开关58断开时，进口侧控制阀部分261完全打开，同时排气侧控制阀部分262完全关闭。因此，容量控制阀260也可以作为开/关阀装置使用，在外控装置的控制下调节排出通道的开口量。

例如，图19所示的控制阀190，图21所示的控制阀210和图23所示的控制阀230，都可以用作第十四实施例的互锁的控制阀260。

15 如图24所示，供气通道38的入口38a连接到压缩机的排出室32的底部（最低位置）。一固定节流阀253置于与第一排出通道251平行的第二排出通道252上。第二排出通道252上装配的固定节流阀253可以确保从曲柄腔5到吸入室31的最小流通，而不考虑排气侧控制阀部分262的开口量。

第十四实施例具有下述优点

20 即使启动开关58断开（排气侧控制阀部分262是关闭的）的结果是使压缩机处于最小容量工作状态，装备有固定节流阀253的排出通道252也能够确保从曲柄腔5到吸入室31的最小流通量。因此，在压缩机内部冷却气体的内部循环是很可靠的，即冷却气体从吸入室31到缸孔1a，到排出室32，到供气通道38和进口侧控制阀部分261（打开状态），到曲柄腔5，到带有固定节流阀253的排出通道252，然
25 后返回吸入室31。

因此，从曲柄腔5随冷却气体带出的润滑油的量与进入曲柄腔5的润滑油的量保持平衡，因而总能在曲柄腔5内的润滑油的量保持一恒定值。这样当保持最小容量工作状态时，就能防止发生曲柄腔5内的润滑油的总量逐渐减少的不理想的情况。因此，防止压缩机的内部机构过热并能延长压缩机的使用寿命。

30 将供气通道38的入口38a连接到排出室32的底部（最低位置），可以使常常

滞留在排出室32底部的润滑油通过控制阀260高效地返回到曲柄腔5。

既使在最小容量工作状态，压缩机内的冷却气体也能够象上面所述的那样进行内部循环，因此，在曲柄腔5内产生的热量可以由冷却气体吸收并且排到吸入室31或其它部分。这样可以抑制曲柄腔5内温度上升。

- 5 互锁的进口侧控制和排气侧控制型的容量控制阀260置于供气通道38和排出通道251之间，控制阀260具有选择性地和强行打开供气通道38的能力和选择性地封闭排出通道251的能力。即，控制阀260设计成，在外部控制下能够迫使排气侧控制阀部分262关闭和迫使其进口侧控制阀部分261打开。因此，在利用控制计算机55进行外部控制的基础上，使得压缩机的工作状态在由典型的互锁的进口侧和
- 10 排气侧内部控制而建立的正常工作状态和由迫使曲柄腔压力 P_c 增加而建立的最小容量工作状态之间转换是可能的。因此，这种曲柄腔压力控制装置非常适用于图1所示的可变容量型斜盘压缩机，其可以将斜盘的倾斜角设定为接近 0° 。

- 虽然图24所示的控制阀260上的第二排出通道252带有固定节流阀253，但是在下面的情况下这些元件是可以忽略的，即如果控制阀260设计成在启动开关58
- 15 “断开”时，压缩机处于最小容量工作状态，互锁的控制阀260的排气侧控制阀部分262的开口量与固定节流阀253的横截面积相等。即使在这种情况下，也可以得到相同的结果。

本发明的实施例可以进行如下修改：

- 虽然图1表示了一个无离合器斜盘压缩机，本发明也适合于一种空调系统，
- 20 这种空调系统利用置于压缩机和外部驱动源之间的电磁离合器机构可选择地从外部驱动源将动力传送给压缩机。这一改进的优点在于：电磁离合器机构的连接/断开动作的次数可以减少。

回位弹簧27和回复辅助装置，不仅局限于图1和图2所示的螺旋弹簧，也可以由扁弹簧或者其它的弹簧或者任何可以起到弹簧作用的推动部件来替代。

- 25 回位弹簧27施加到斜盘22上的力的范围可以涉及斜盘22的整个的倾斜角度范围（最小角度到最大角度）。

虽然在压缩机的壳内具有止动阀（93，96和97），但是止动阀可以提供在外

部制冷回路50的上游部分的壳的外部。

- 在图12中，置于排出通道40上的排出侧开/关阀123可以省略。在这种情况下，
- 30 只有固定节流阀124置于排出通道40上，实际上也可以获得图12所示的实施例一样

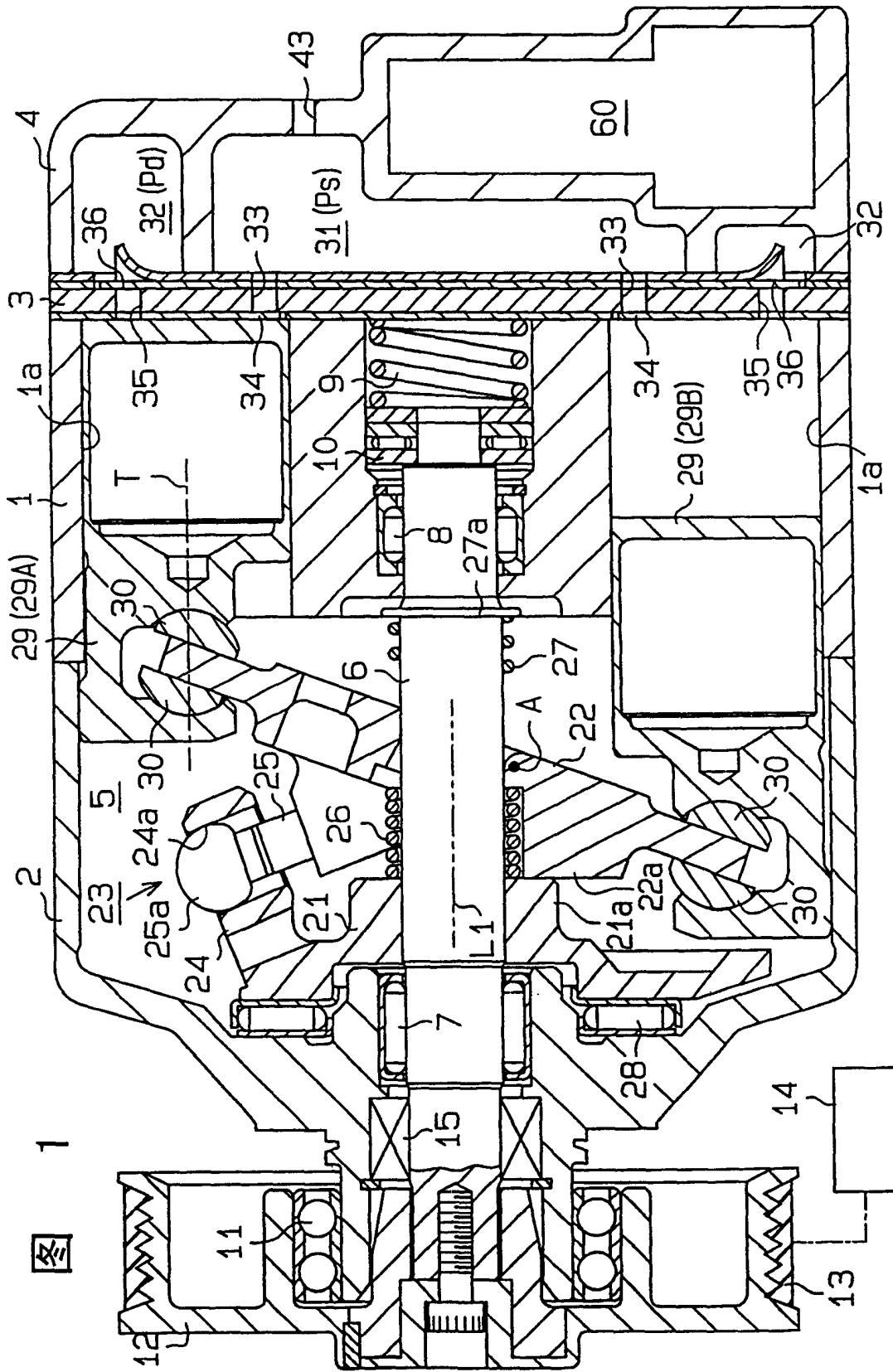
的优点。因为排出通道40不完全关闭，因而也可以得到图24中第六实施例相同的优点。

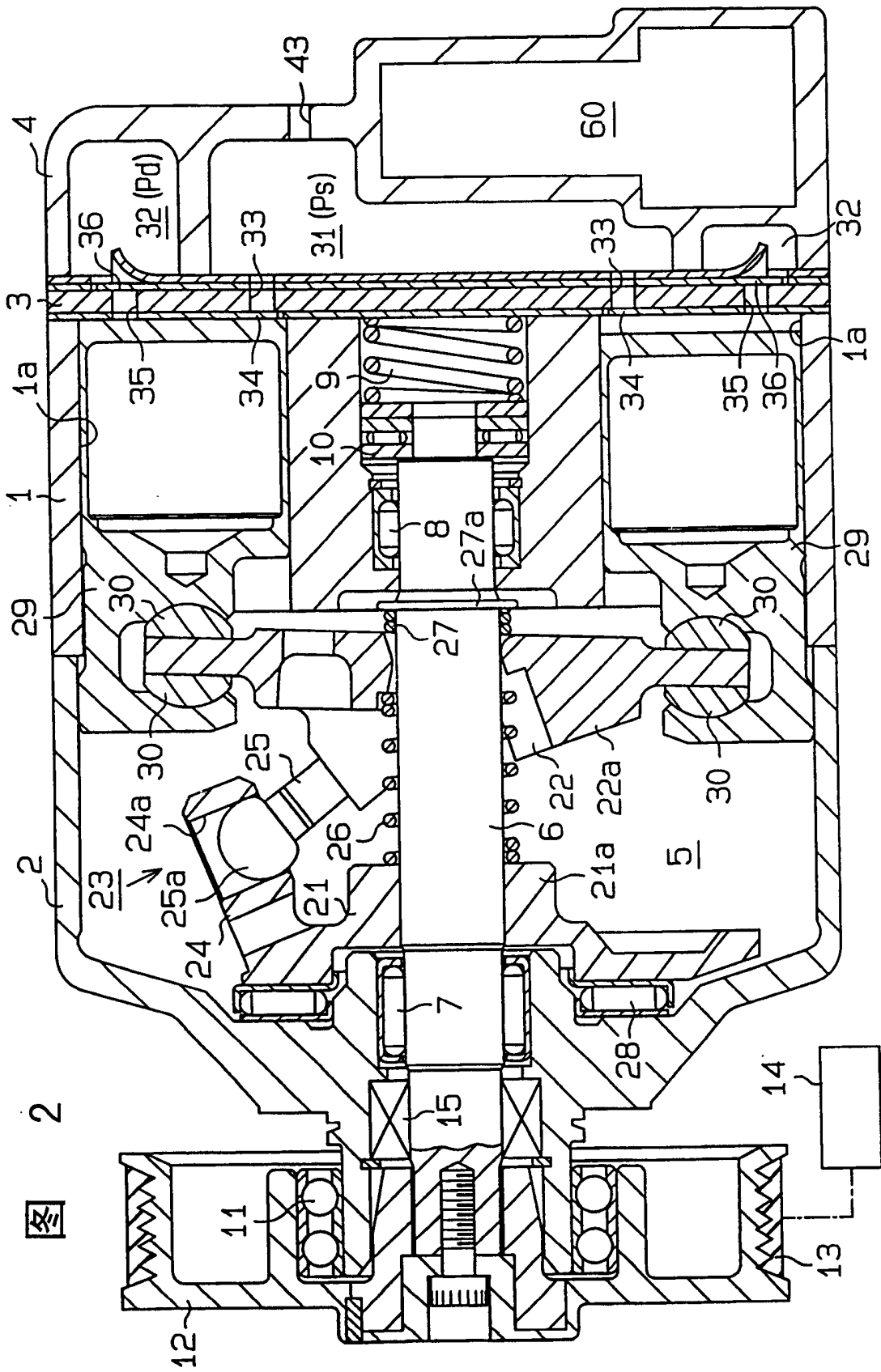
在冷凝器51和一作为减压装置的膨胀器52之间具有收集器（液体收集器）。收集器存贮过量的冷却剂并使他们凝结，以补偿在空调系统中所需冷却剂的变化量，并且在冷凝器51的外侧进行气-液分离，使得只有液体冷却剂流入膨胀阀52。

虽然外部冷却回路50采用了作为减压装置的膨胀阀52，还可以采用外部冷却回路，它具有冷凝器，一作为减压装置的固定节流孔，以及一蒸发器和一聚集油箱。聚集油箱可以用于贮存多余冷却剂，取代上述的贮存器，并且取代膨胀器52，解决了蒸发器的出口过热的问题。

10 在本说明书中的词组“斜盘压缩机”不仅指装配有一斜盘的压缩机，还包含摆动型压缩机，以及包含利用倾斜凸轮盘使活塞做往复运动的任何类型的压缩机。

因此，本发明的示例和实施例是用来说明而不是来限制本发明的，不能将本发明局限于本申请所给出的细节，可以对本发明作出修改，这都将落在附加的权
15 利要求的范围之内。





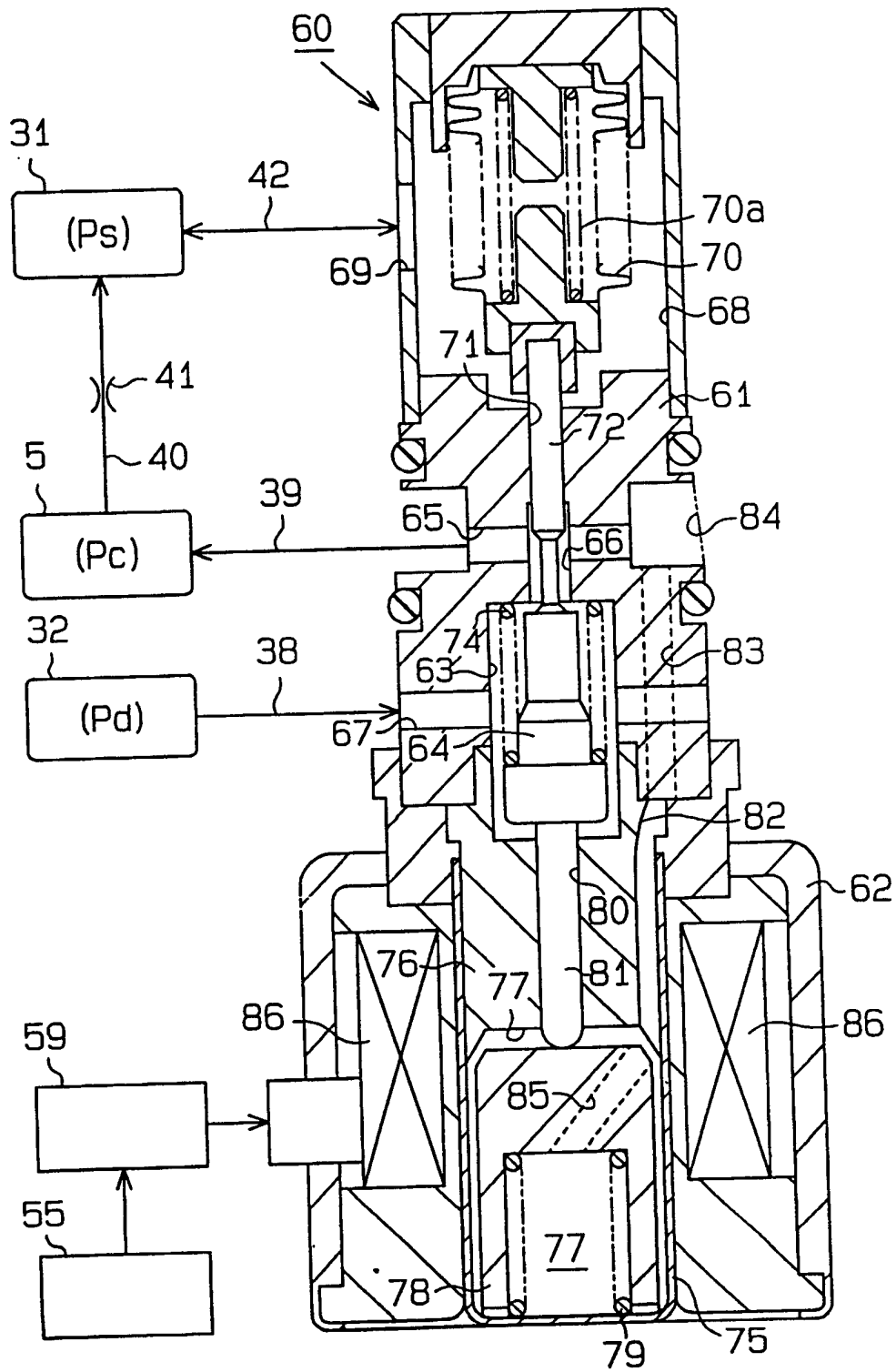


图 3

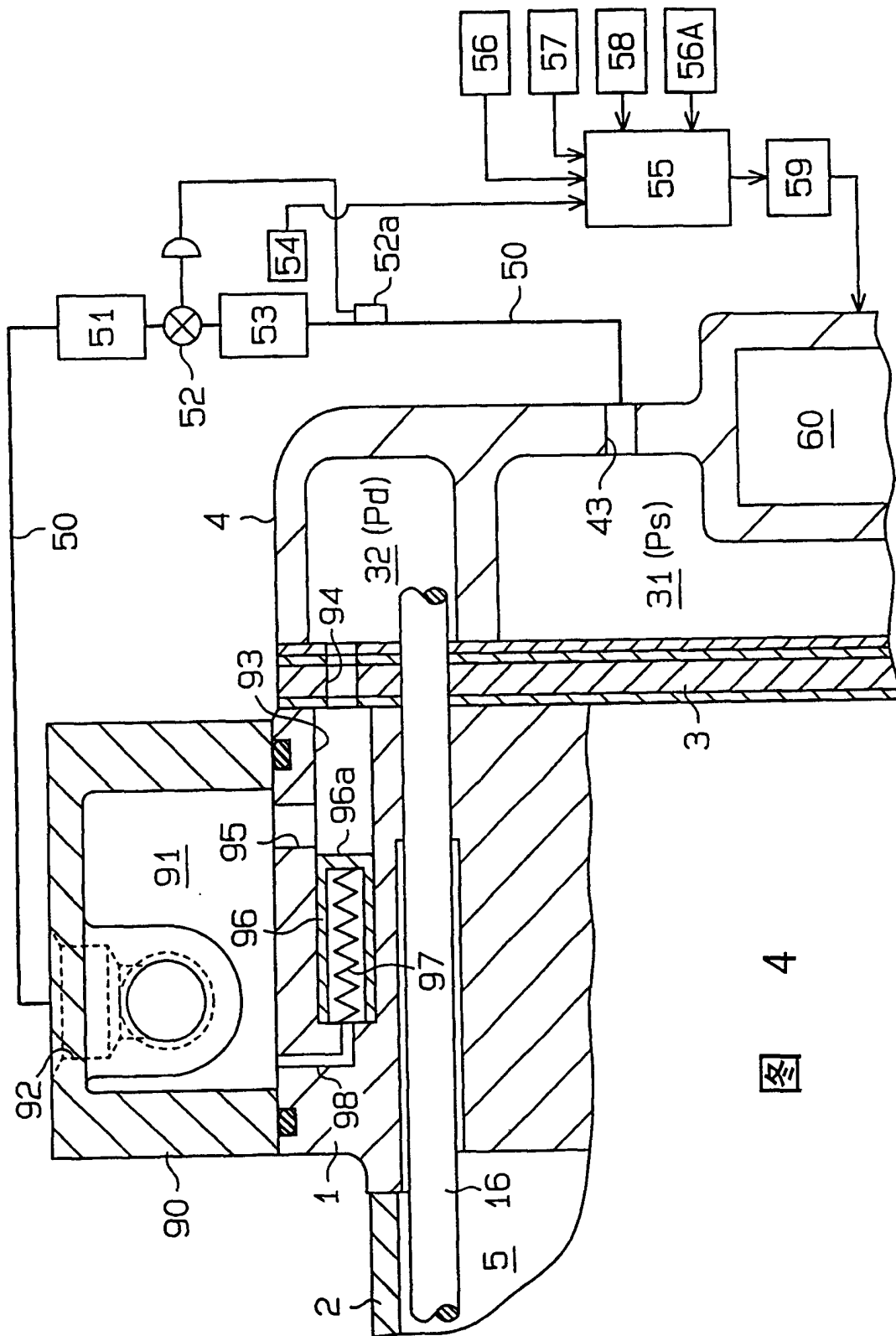
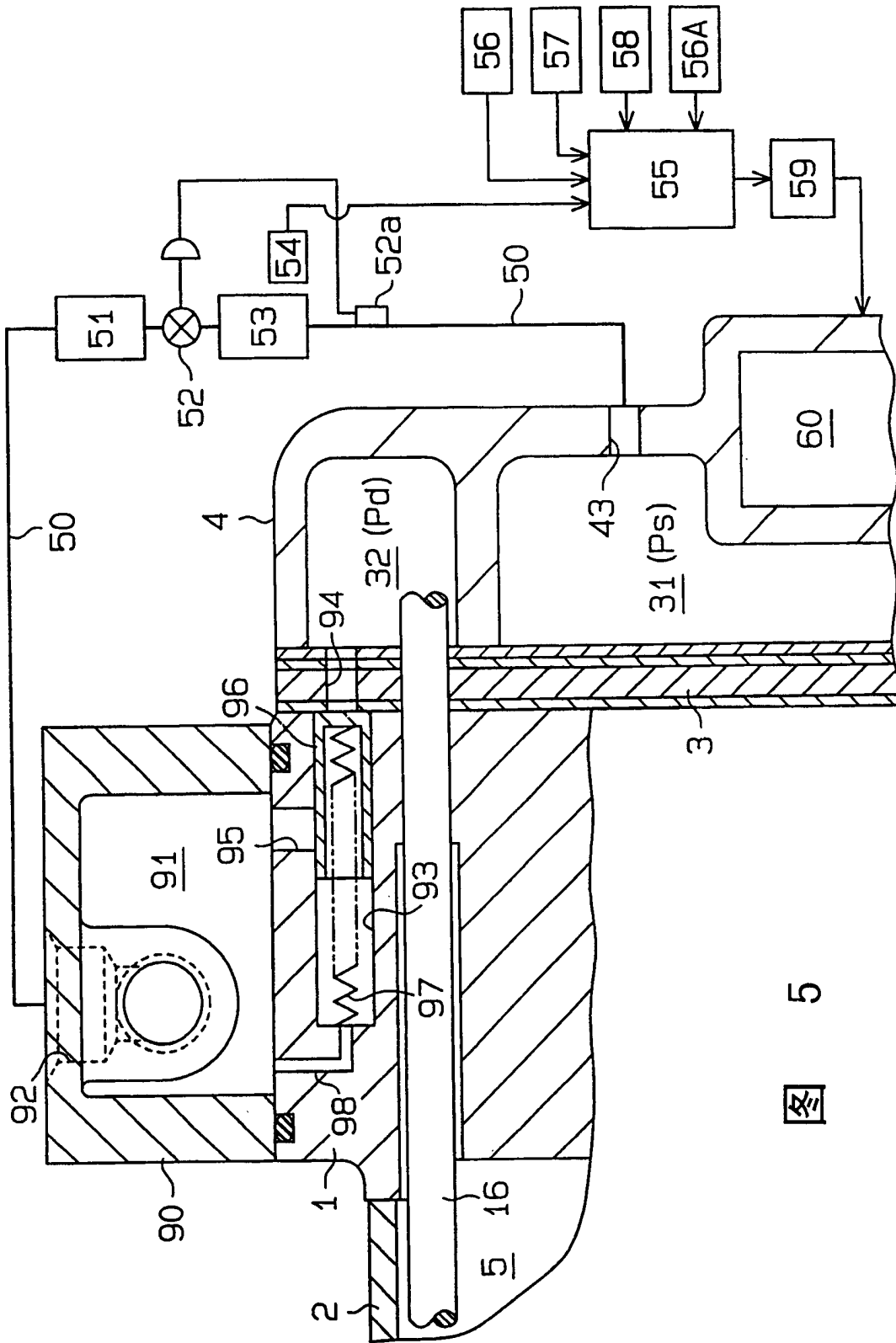


图 4



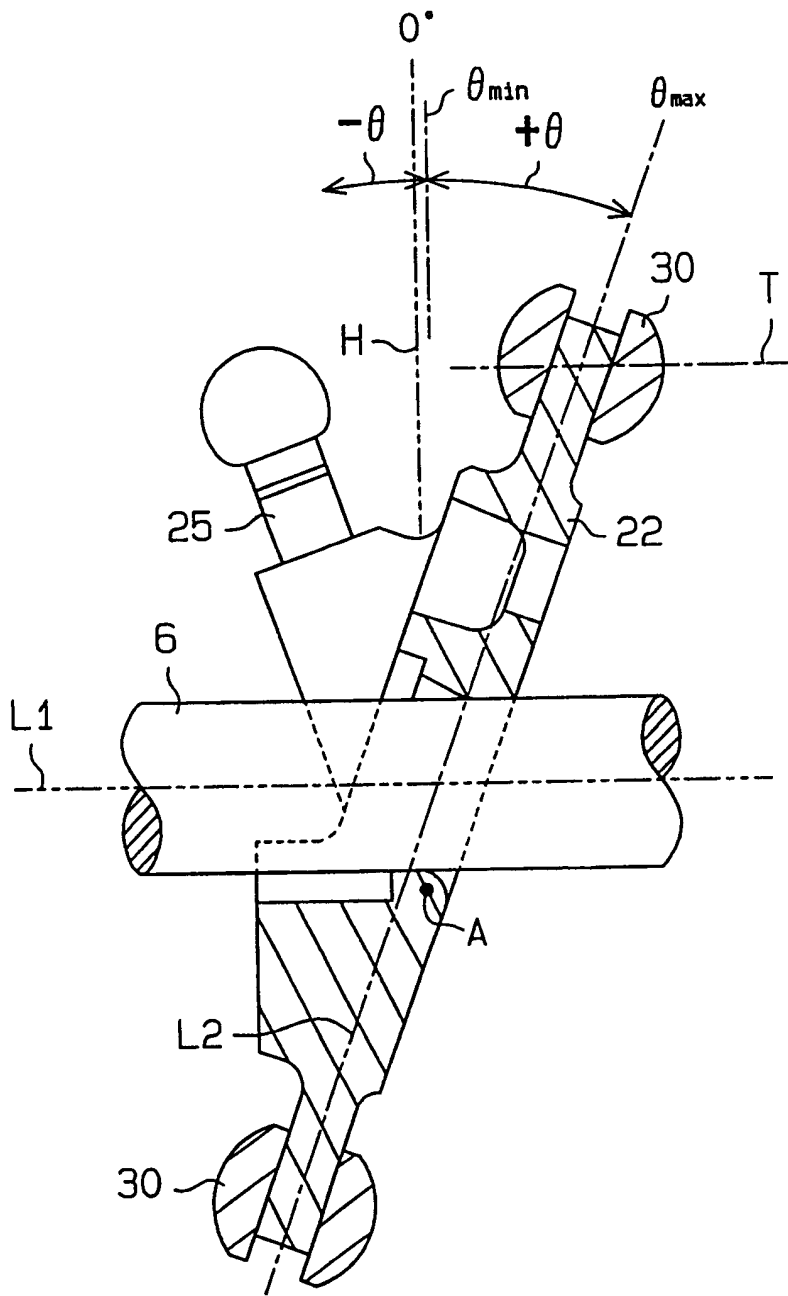


图 6

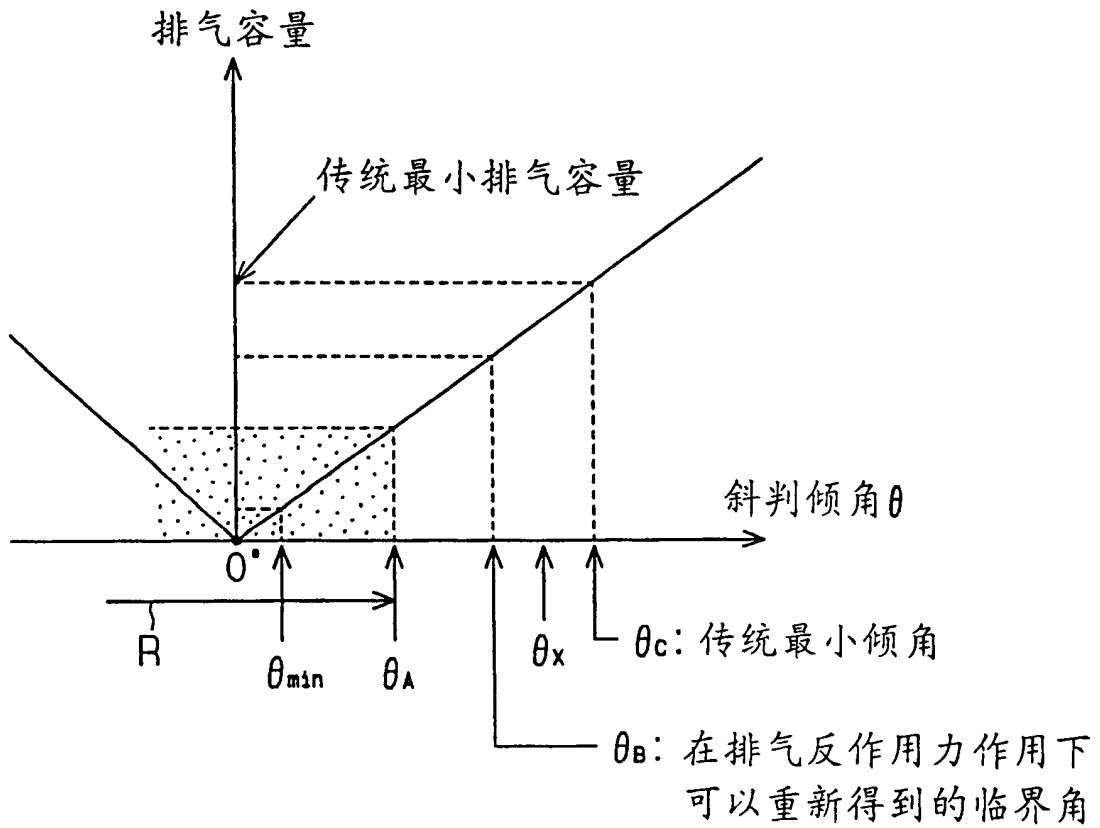


图 7

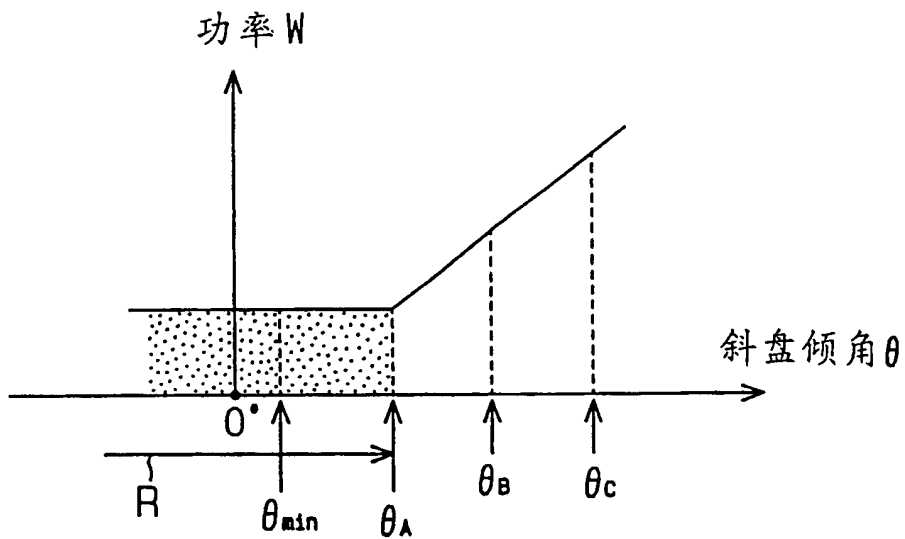


图 8

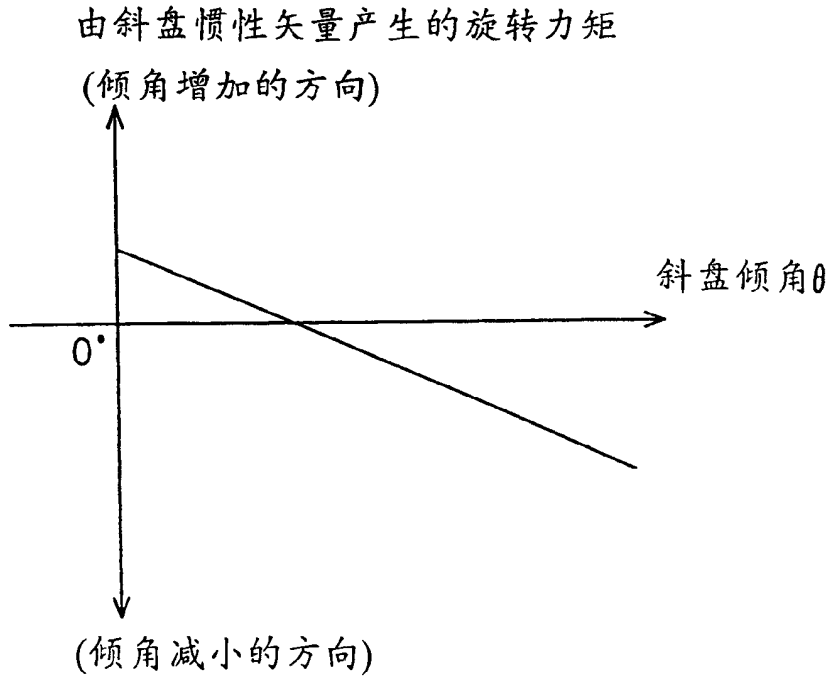


图 9

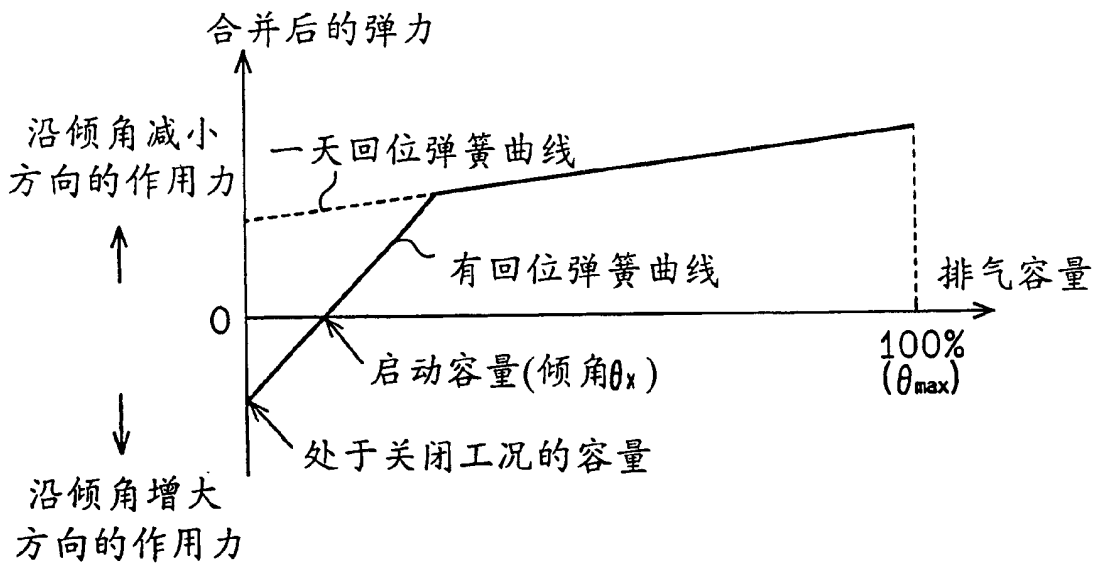


图 10

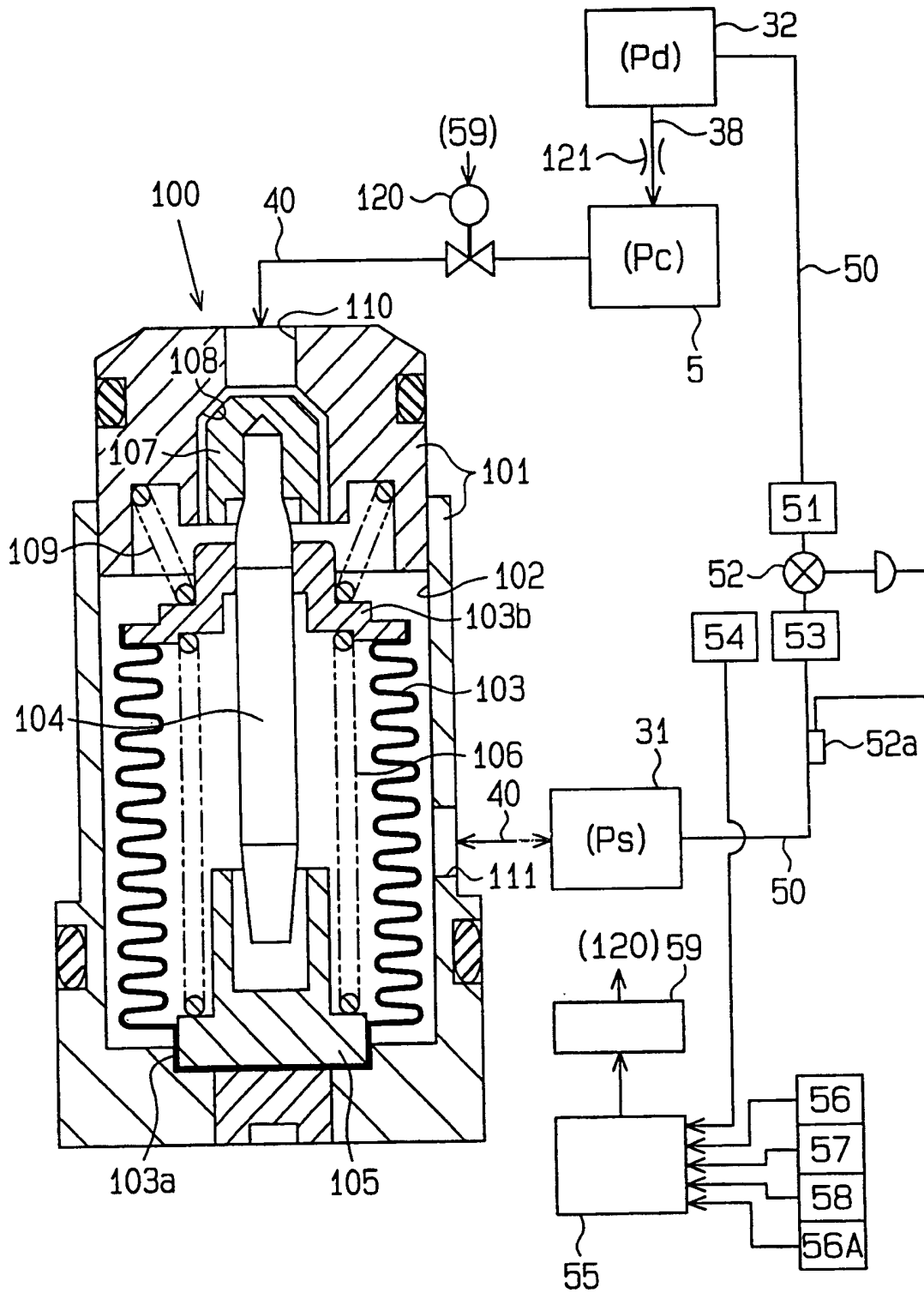


图 11

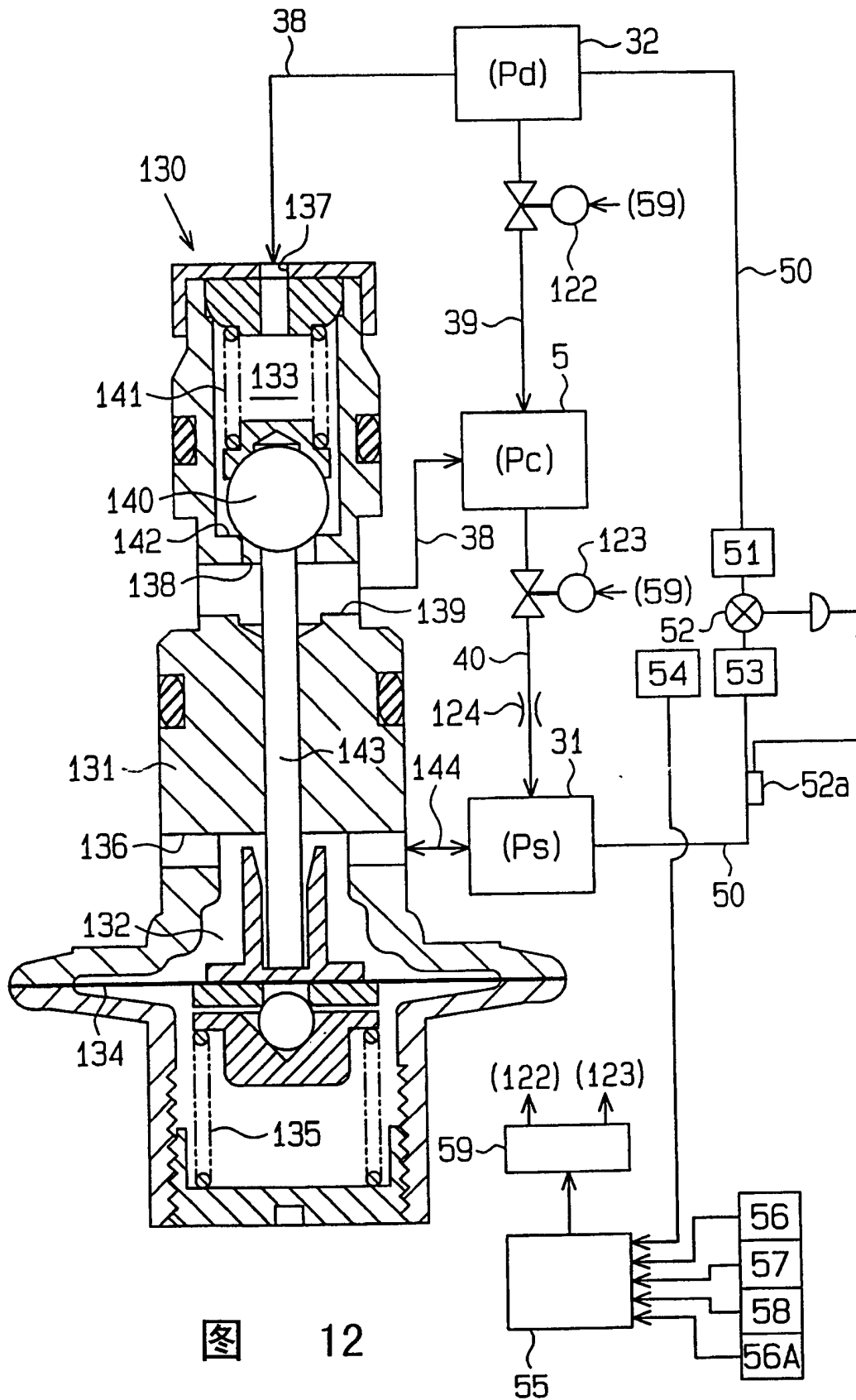
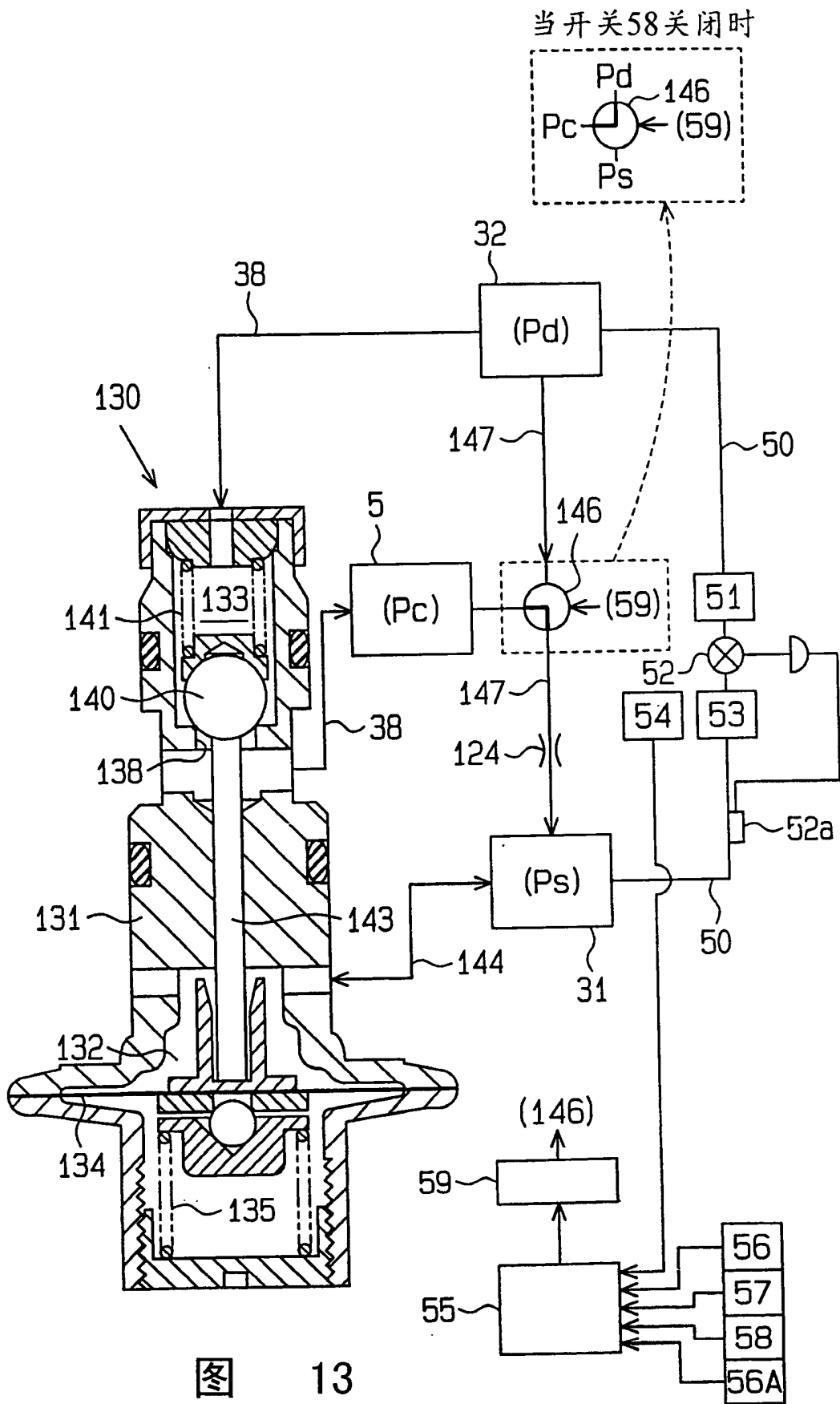


图 12



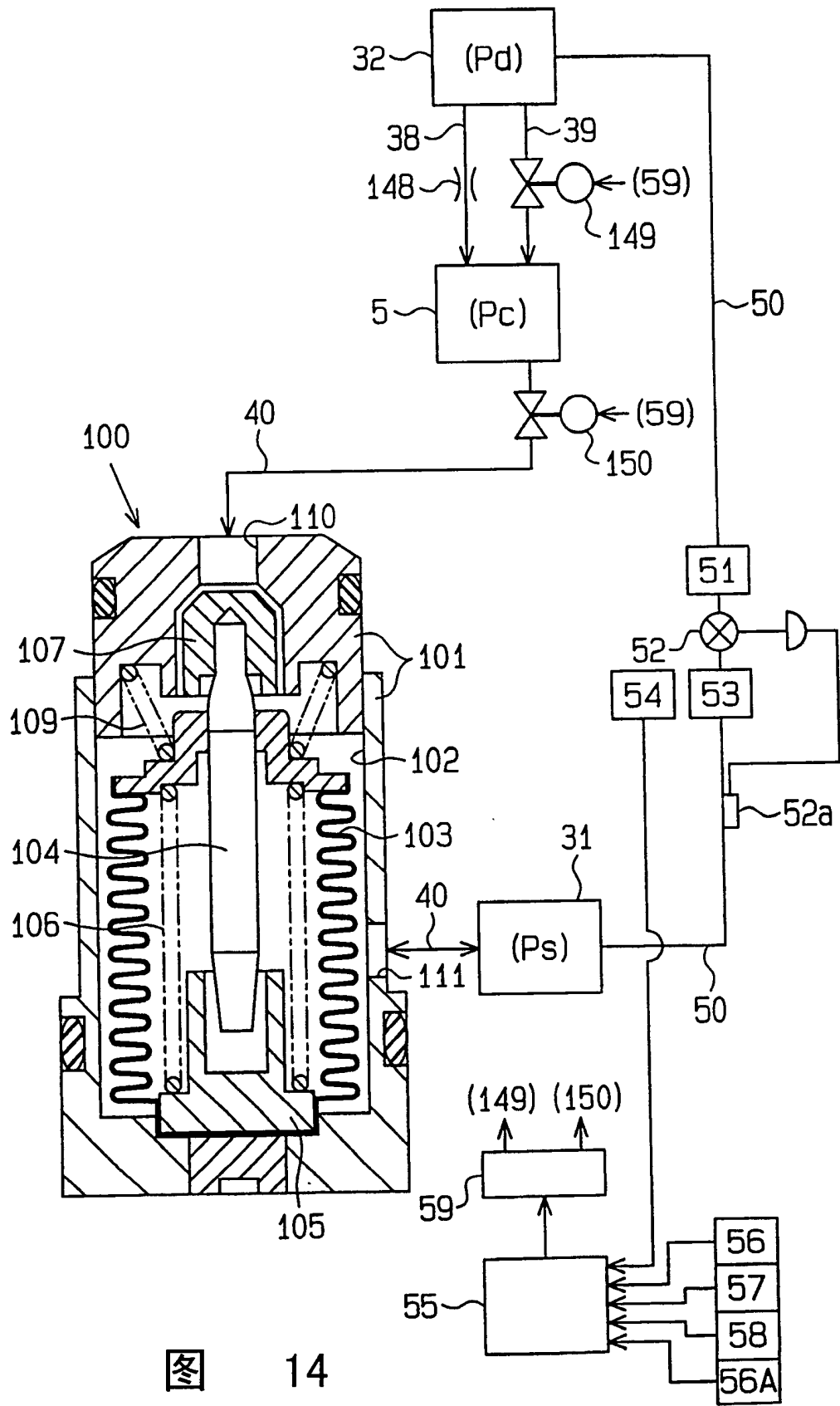


图 14

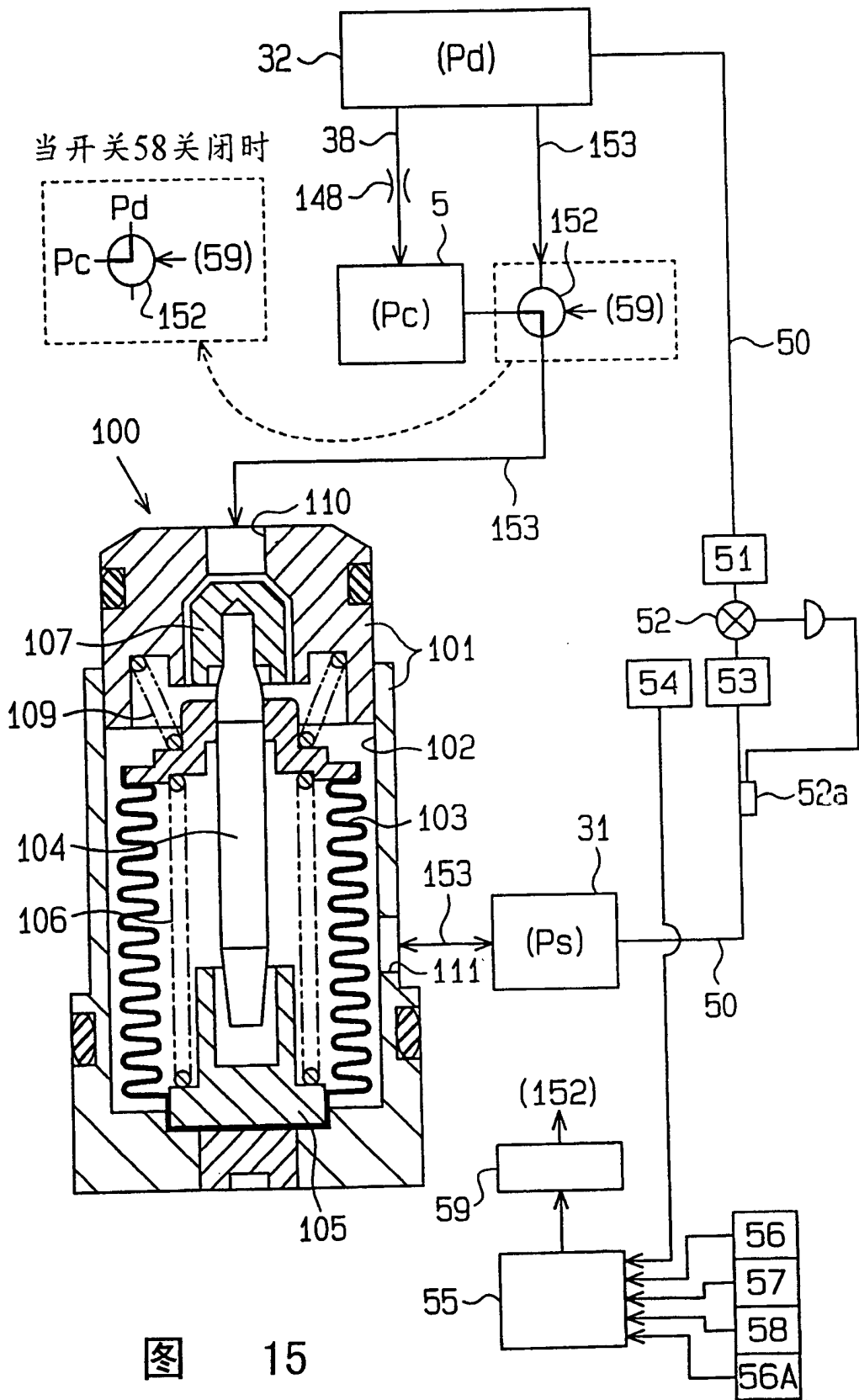


图 15

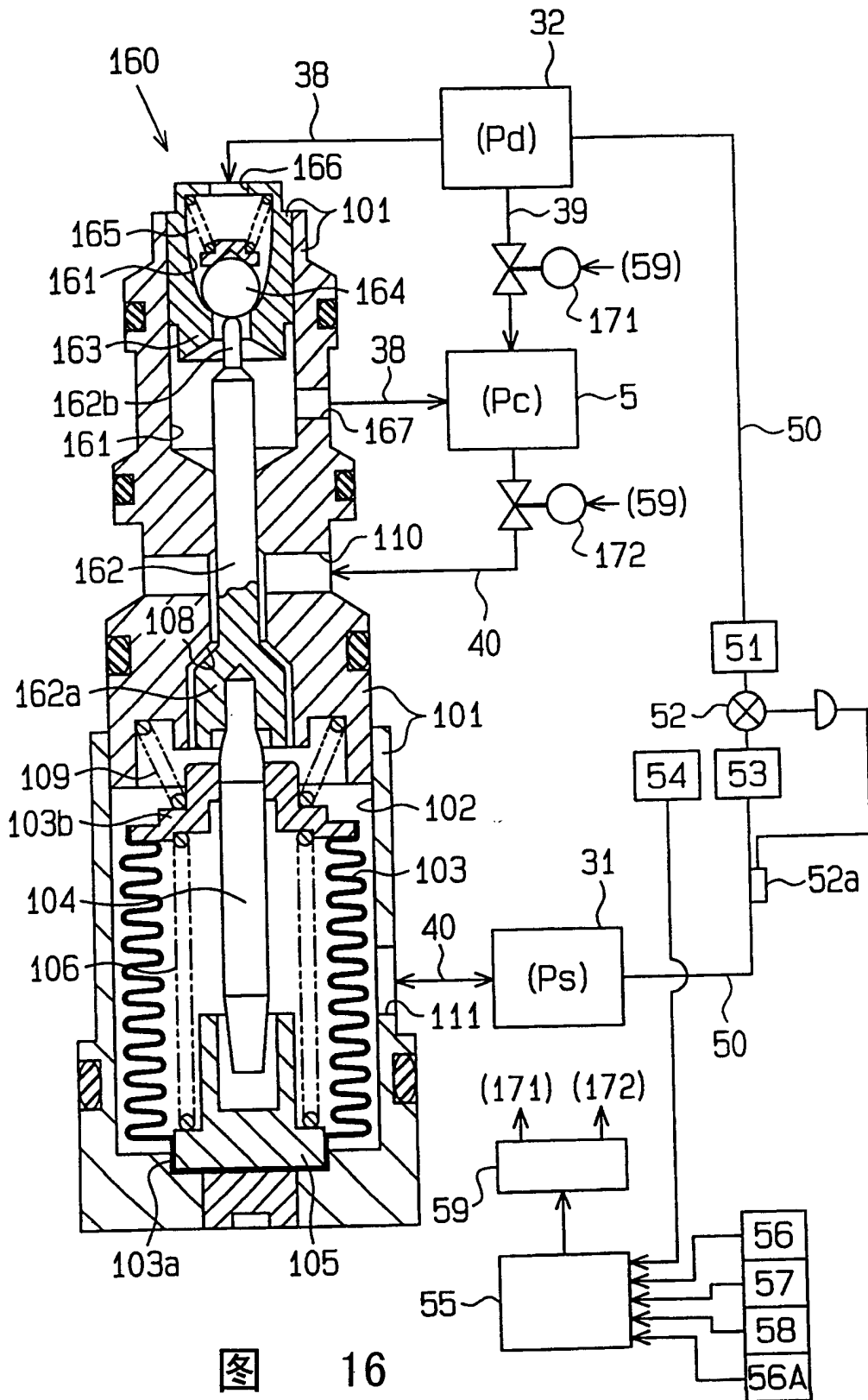
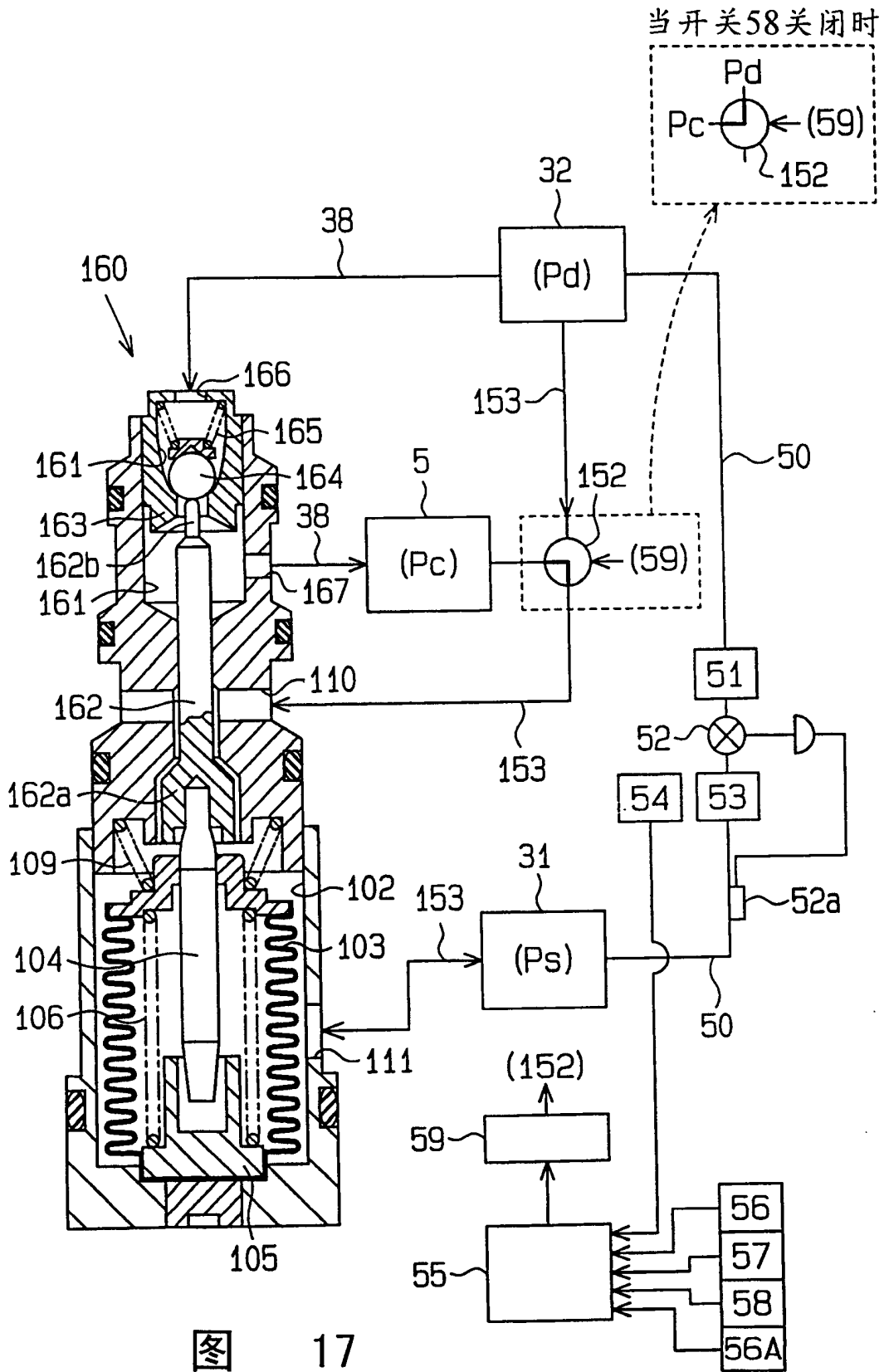


图 16



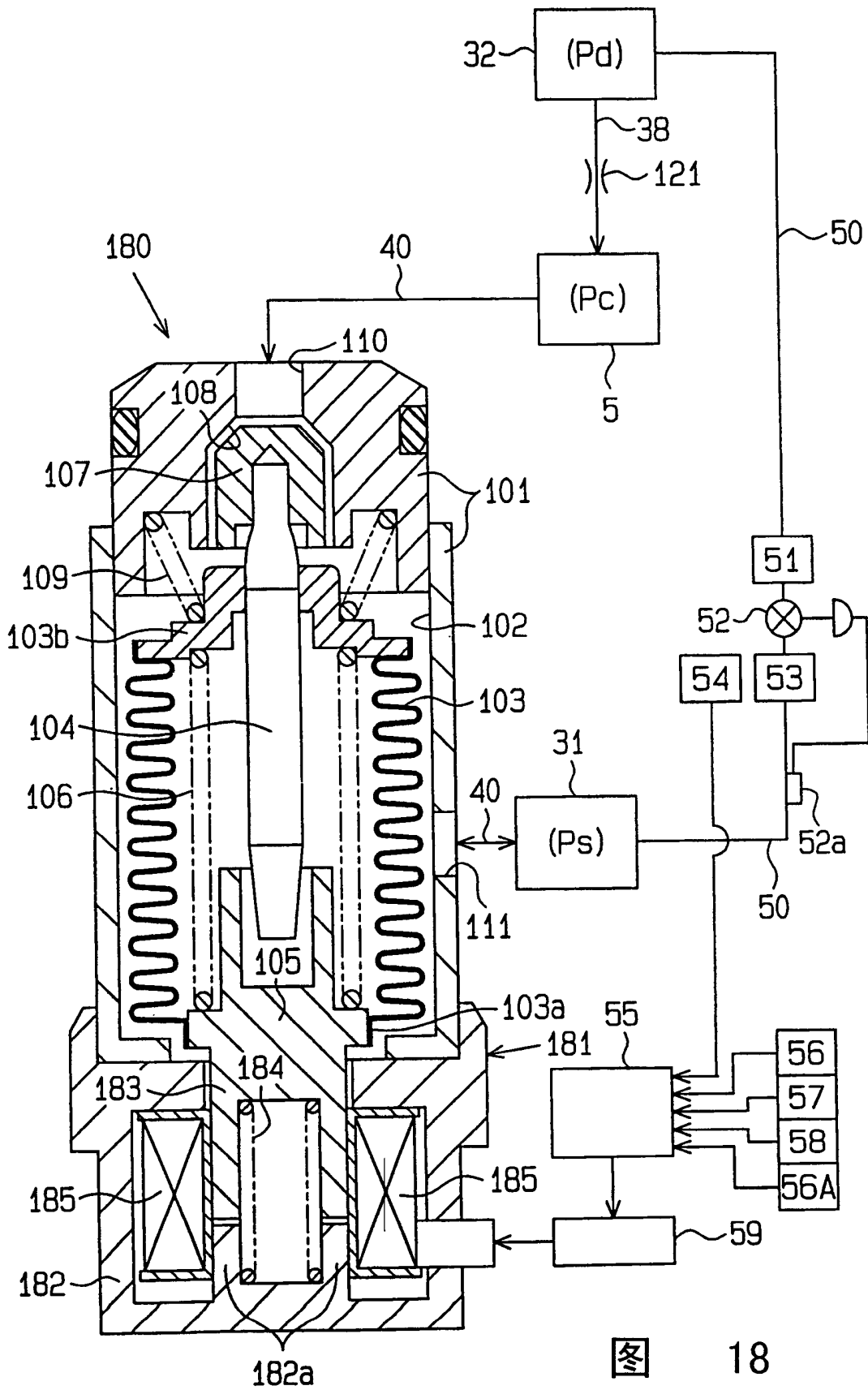


图 18

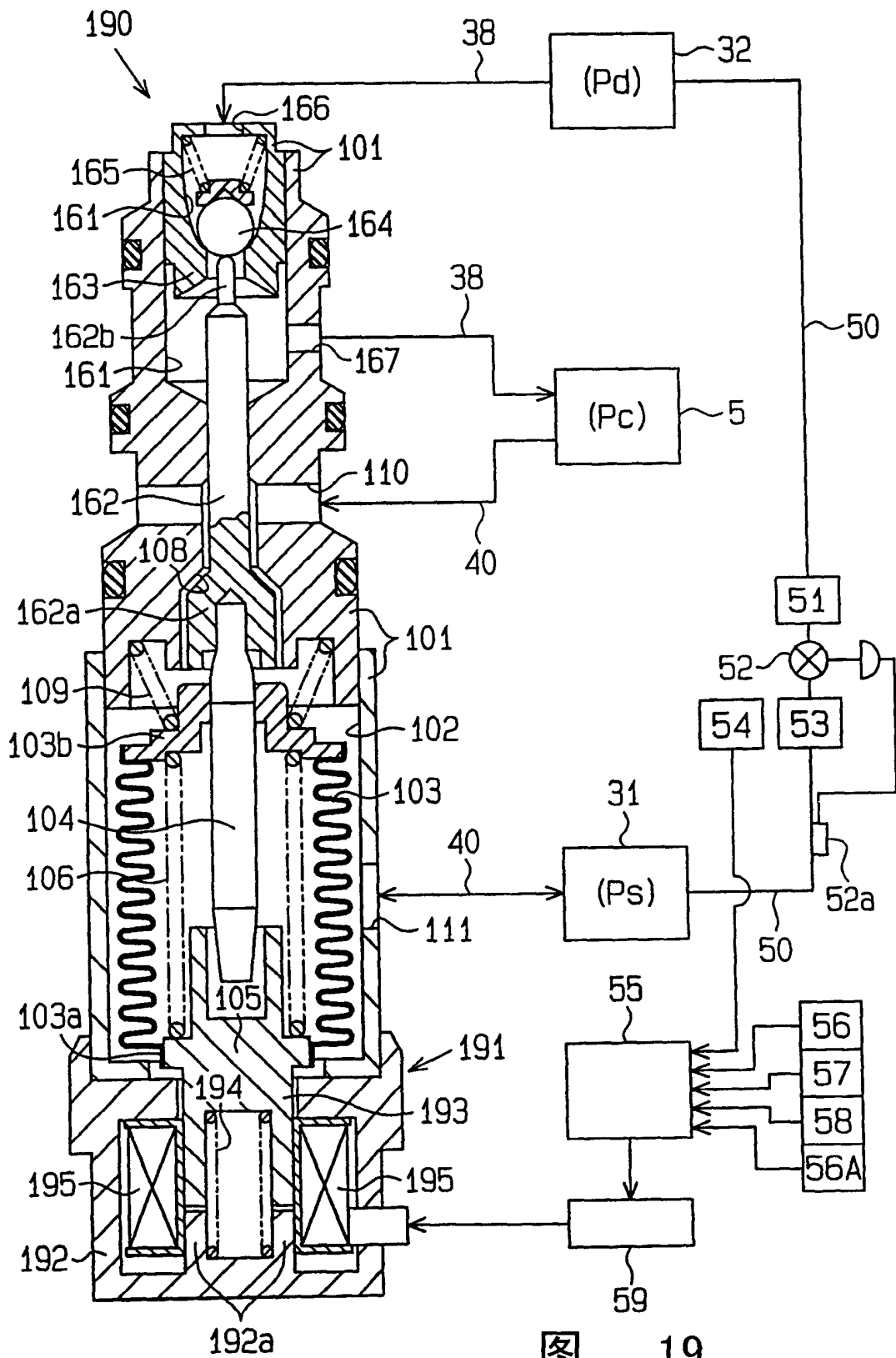


图 19

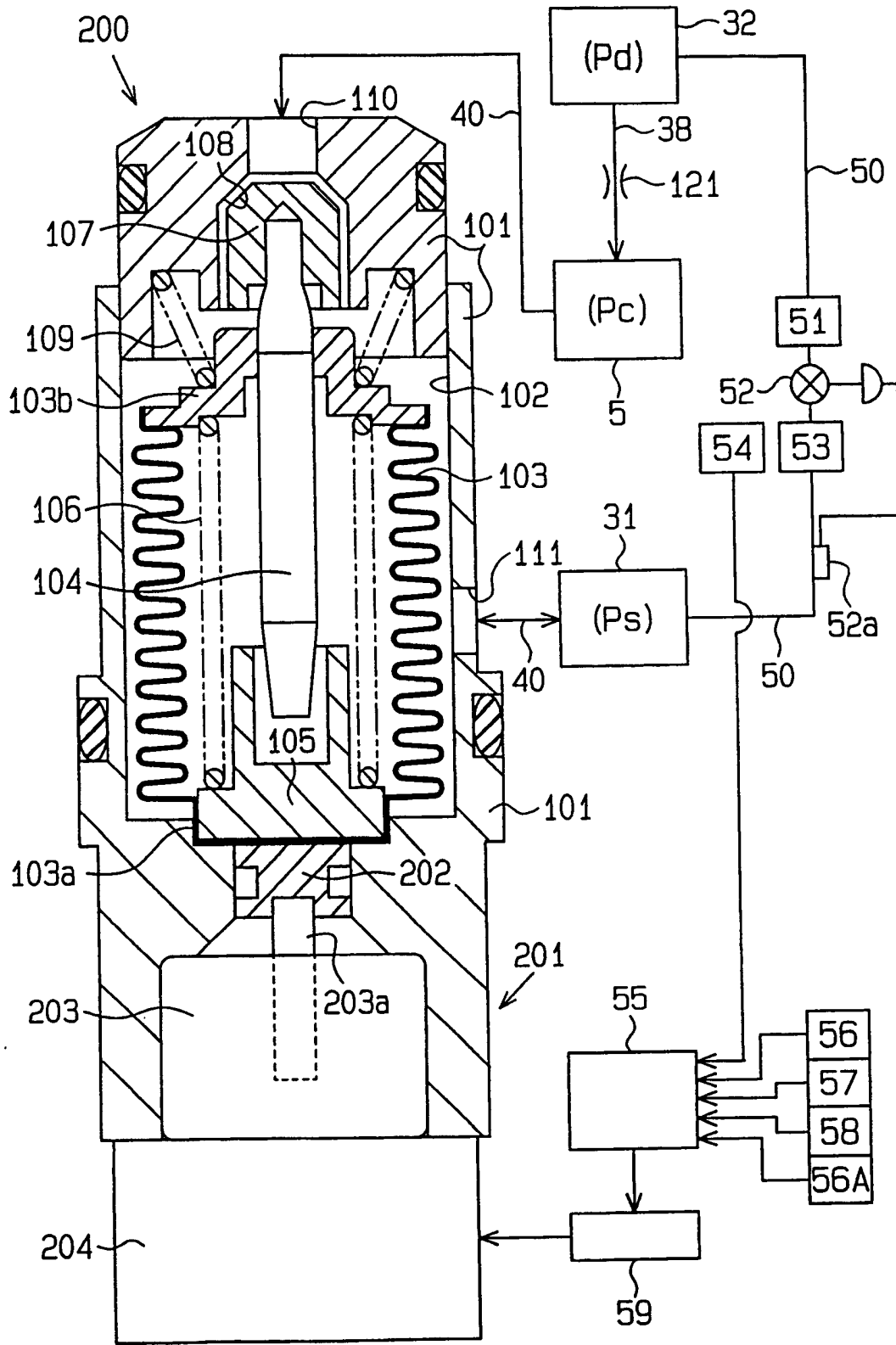


图 20

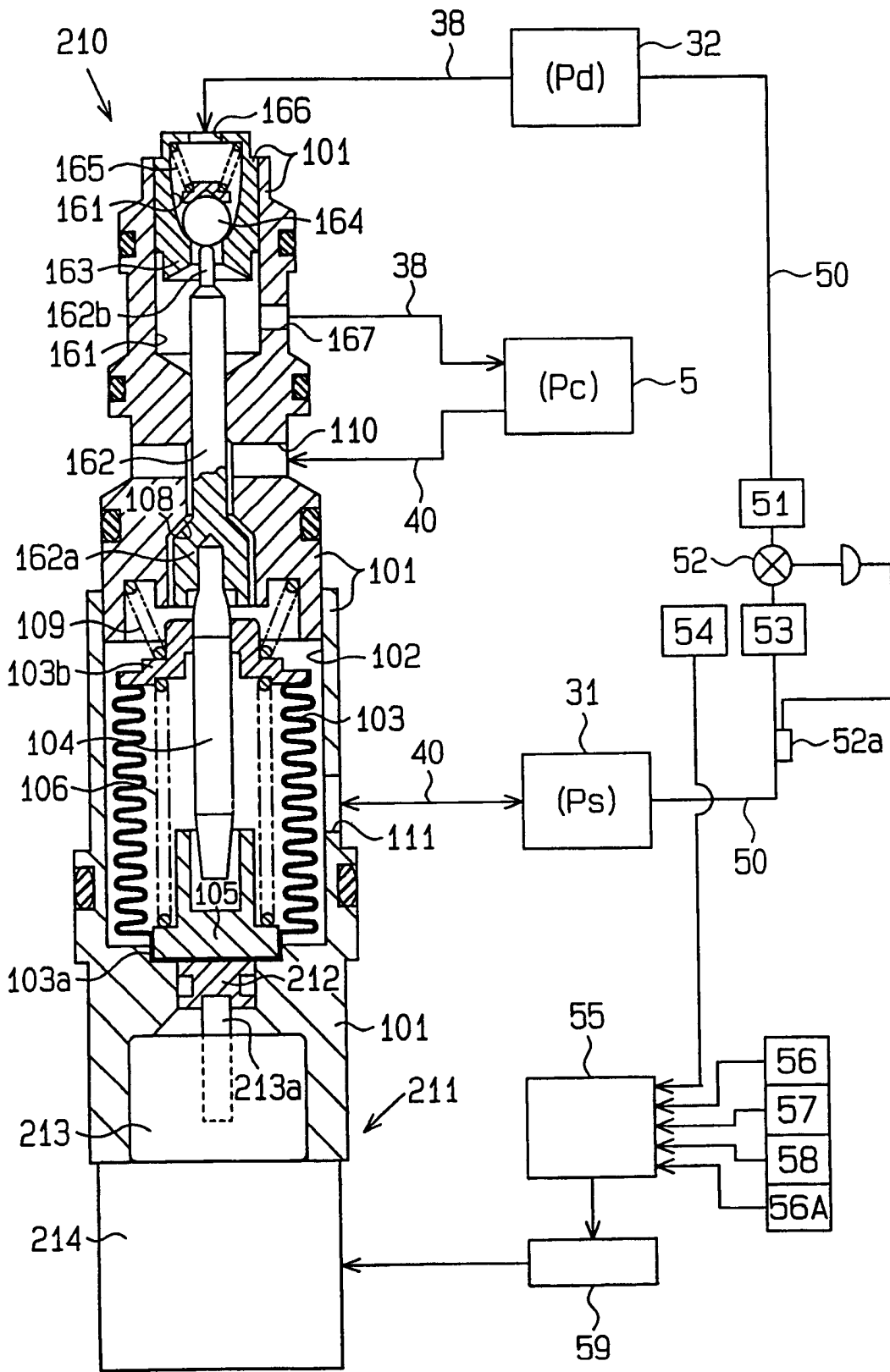


图 21

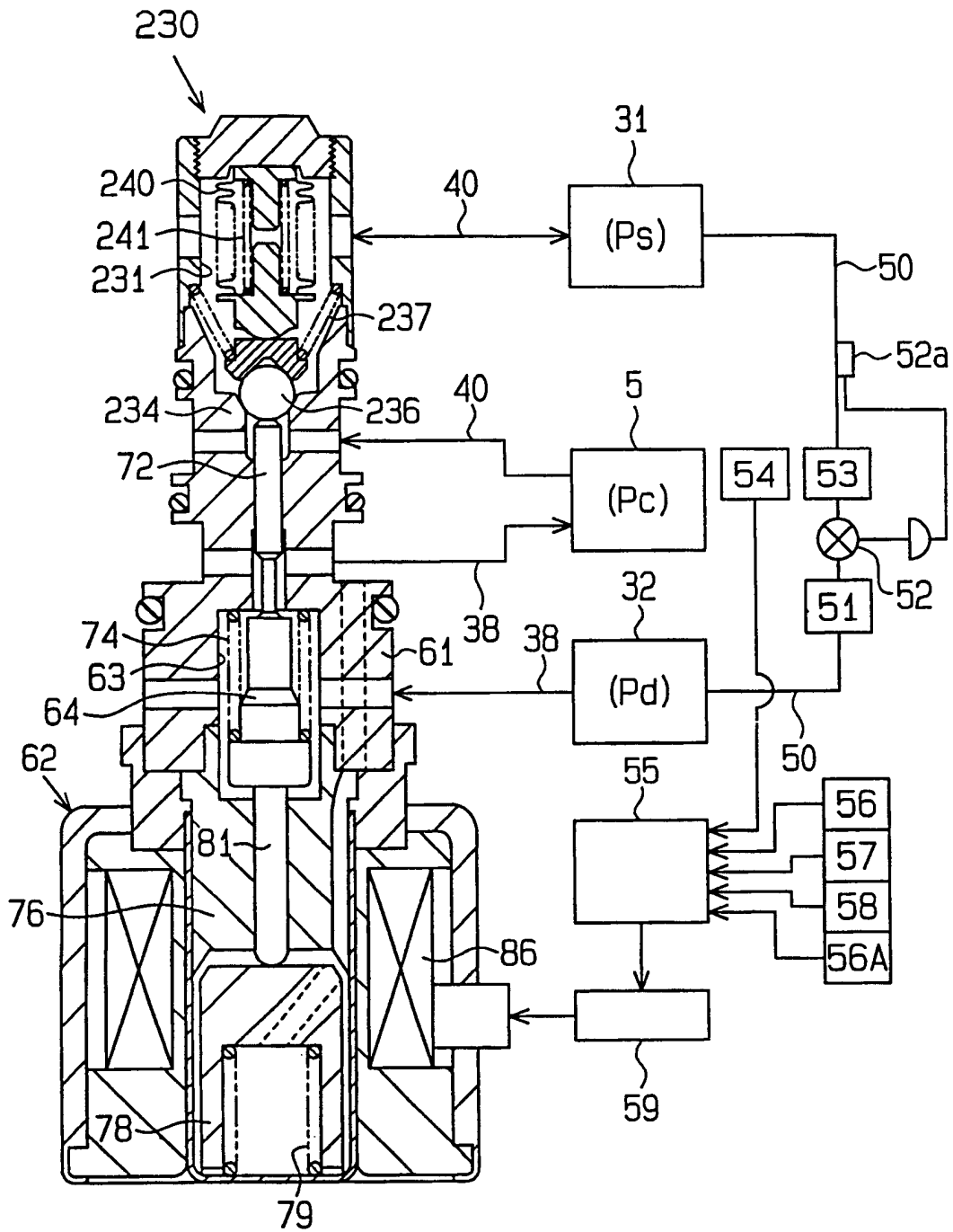


图 22

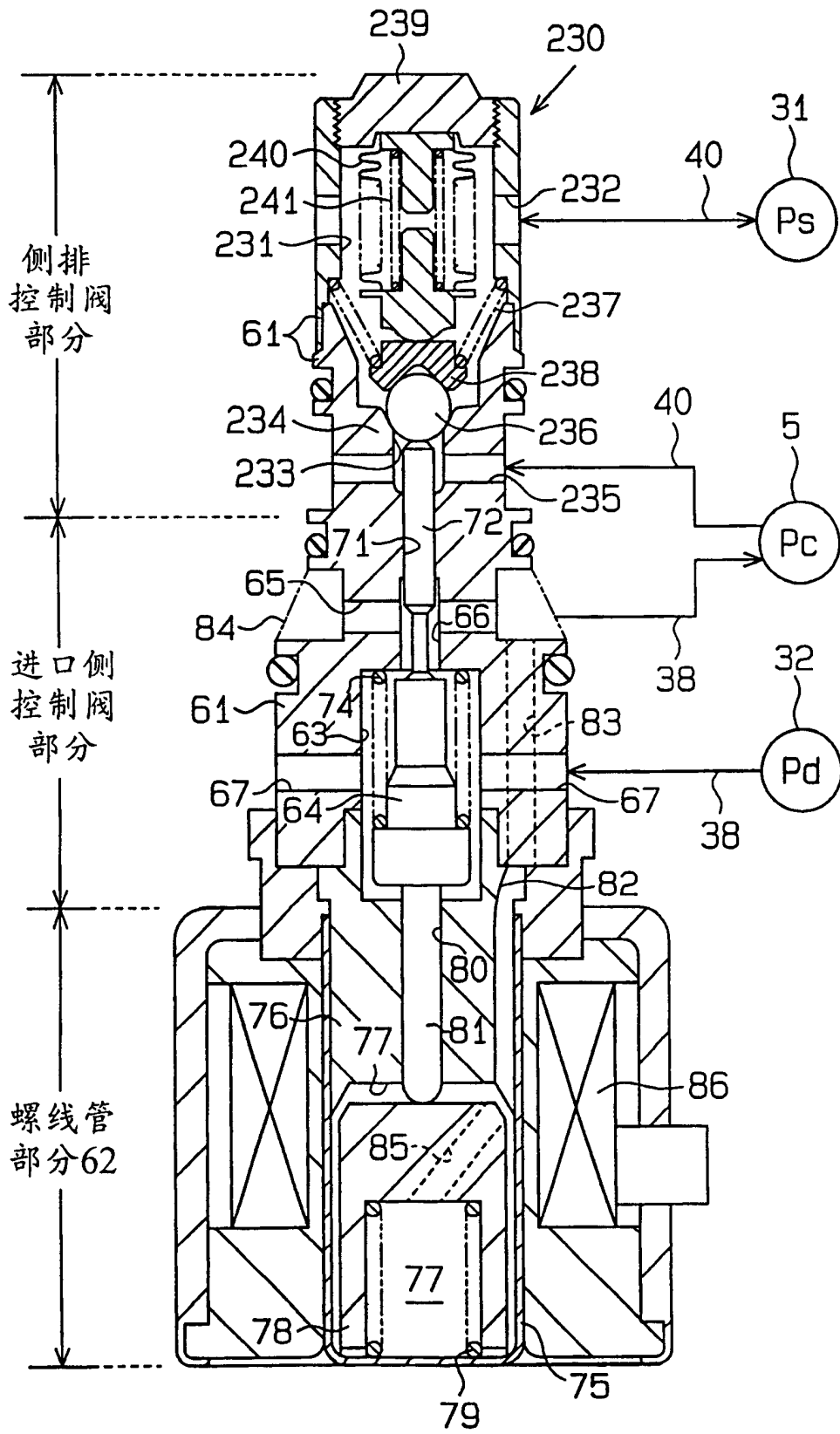


图 23

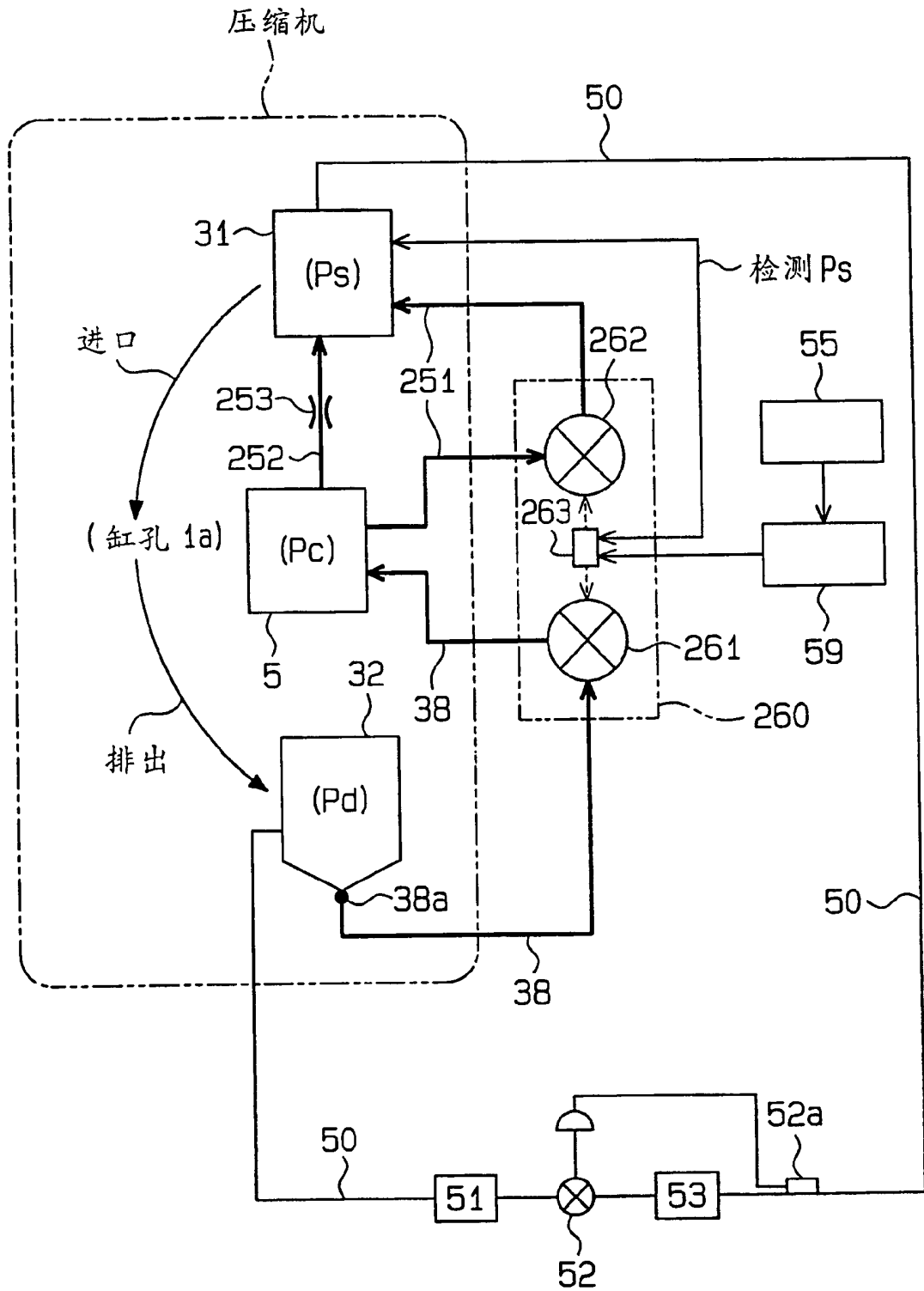


图 24