



[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 95104083.9

[43] 授权公告日 2003 年 3 月 26 日

[11] 授权公告号 CN 1103899C

[22] 申请日 1995.3.15 [21] 申请号 95104083.9

[30] 优先权

[32] 1994. 3. 15 [33] JP [31] 43999/1994

[32] 1994. 7. 28 [33] JP [31] 176928/1994

[32] 1994. 10. 6 [33] JP [31] 242676/1994

[71] 专利权人 三菱电机株式会社

地址 日本东京

[72] 发明人 仓地光教 杉野雅彦 河西智彦

高下博文 小野达生 森安雅治

久森洋一 川口宪治 藤原通雄

审查员 杨秀花

[74] 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司

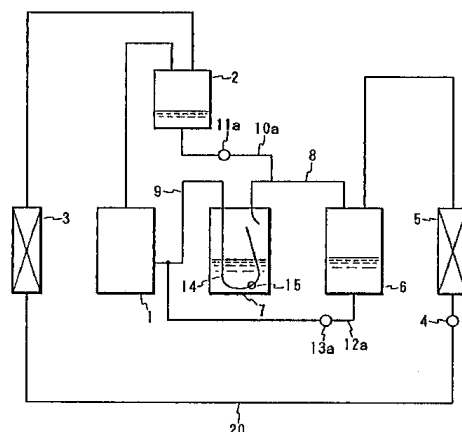
代理人 林长安

权利要求书 4 页 说明书 47 页 附图 30 页

[54] 发明名称 一种空调系统

[57] 摘要

本发明公开了一种空调系统, 该系统的制冷剂回路包括一台压缩机, 一个油分离器, 一个冷凝器, 一个膨胀阀, 一个蒸发器, 用管道顺序相连的第一贮液器和第二贮液器, 上述蒸发器、第一贮液器、第二贮液器和压缩机串联连接; 一条连接油分离器和第一以第二贮液器之间的连管的第一回油旁路; 以及一条连接第一贮液器和第二贮液器及压缩机之间的连管的第二回油旁路。



1. 一种空调系统, 包括:

一条制冷剂回路, 该回路包括一台压缩机, 一个油分离器, 一个冷凝器, 一个膨胀阀, 一个蒸发器, 由管道顺序相连的第一贮液器和第二贮液器, 上述蒸发器, 第一贮液器、第二贮液器和压缩机被串联连接;

用于连接上述油分离器和第一及第二贮液器之间的连接管的第一回油旁路; 以及

用于连接上述第一贮液器和第二贮液器及压缩机之间的连接管的第二回油旁路。

2. 一种空调系统, 包括:

一条制冷剂回路, 该回路包括一台压缩机, 一个油分离器, 一个冷凝器, 一个膨胀阀, 一个蒸发器, 由管道顺序相连的第一贮液器和第二贮液器, 上述蒸发器, 第一贮液器和压缩机被串联连接;

用于连接上述油分离器和第二贮液器的第三回油旁路;

用于连接上述第一贮液器和第一贮液器及压缩机之间的连接管的第四回油旁路; 以及

用于连接上述第二贮液器和第一贮液器及压缩机之间的连接管的第五回油旁路。

3. 一种空调系统, 包括:

一根制冷剂回路, 该回路包括一台压缩机, 一个油分离器,

一个冷凝器，一个膨胀阀，一个蒸发器和一个由管道顺序相连的贮液器，上述贮液器由一块隔板分隔成第一和第二腔室；

一根连接上述压缩机和贮液器的第一腔的流入管；

用于连接上述油分离器和贮液器的第二腔的第六回油旁路；

连接贮液器和压缩机的连接管；以及

连接上述连接管和贮液器第一腔的第七回油旁路。

4. 一种空调系统，包括：

一条制冷剂回路，该回路包括一台压缩机，一个油分离器，一个冷凝器，一个膨胀阀，一个蒸发器和一个由管道顺序相连的贮液器，上述贮液器由一块隔板分隔成第一和第二腔室；

一条连接上述压缩机和贮液器的第一腔的流入管；

连接上述油分离器和贮液器的第二腔的第六回油旁路；

一条连接贮液器和压缩机的连接管，连接上述连接管和贮液器的第一腔的第七回油旁路；以及

连接上述连接管和贮液器第二腔的第八回油旁路。

5. 一种空调系统，包括：

一条制冷剂回路，该回路包括一台压缩机，一个油分离器，一个冷凝器，一个膨胀阀，一个蒸发器和一个由管道顺序相连的贮液器，该贮液器由一块隔板分隔成第一和第二腔室；

一条连接上述压缩机和贮液器第一腔的流入管；

连接上述油分离器和贮液器第二腔的第六回油旁路；

连接上述贮液器筒和压缩机的连接管；

连接上述连接管和贮液筒第一腔的第七回油旁路；

连接上述连接管和贮液筒第二腔的第八回油旁路；以及

开度可改变的第一流量控制器，该第一流量控制器被安装在第七回油旁路上。

6. 如权利要求5所述的空调系统，还包括测量上述压缩机的工作能力的装置，以及根据测得的压缩机工作能力控制第一流量控制器开度的第一开度控制器。

7. 如权利要求5所述的空调系统，还包括检测上述贮液器第一腔中液位的装置，以及根据测得的贮液器第一腔中的液位控制第一流量控制器开度的第二开度控制器。

8. 如权利要求5所述的空调系统，还包括贮存预先检测到的贮液器第一腔中的液位和制冷剂回路的工况之间的关系数据，确定运行期间工况的装置，以及一个根据上述工况确定装置确定的工况以及贮存在上述贮存装置中的关系数据控制第一流量控制器开度的第三开度控制器。

9. 如权利要求5所述的空调系统，还包括测量压缩机排出气体的温度的装置，以及一个根据所测得的排气温度控制上述第一流量控制器开度的第四开度控制器。

10. 如权利要求5所述的空调系统，还包括从压缩机启动开始计算运行时间的装置，以及一个控制第一流量控制器开度，使该开度在计算出的运行时间达到预定时间之前小于预定开度的第五开度控制器。

11. 如权利要求5所述的空调系统，还包括一个设置在上述第七回油旁路上与第一流量控制器并联的第二流量控制器。

12. 如权利要求11所述的空调系统，还包括一个设置在上述第八回油旁路上的第三流量控制器，以便始终提供一条恒定流通

路。

13. 如权利要求12所述的空调系统, 还包括一个防止聚集在贮液器第一腔中的液体从第七回油旁路径第八回油旁路流入第二腔的装置。

14. 如权利要求13所述的空调系统, 其中上述流入阻止装置是一个与第三流量控制器串联地装于上述第八回油旁路上的逆止阀, 以便使上述液体只朝压缩机方向流动。

15. 如权利要求13所述的空调系统, 其中上述第二流量控制器由一个能完全关闭的电磁阀构成。

16. 如权利要求13所述的空调系统, 其中上述第二流量控制器包括至少小孔和毛细管之一, 其位置高于贮液器第一腔中的最高液位。

17. 如权利要求3所述的空调系统, 其中连接上述贮液器和压缩机的连接管的贮液器侧端部来自于贮液器第一腔。

18. 如权利要求4所述的空调系统, 其中连接上述贮液器和压缩机的连接管的贮液器侧端部来自于贮液器第一腔。

19. 如权利要求5所述的空调系统, 其中连接上述贮液器和压缩机的连接管的贮液器侧端部来自于贮液器第一腔。

20. 如权利要求11所述的空调系统, 其中连接上述贮液器和压缩机的连接管的贮液器侧端部来自于贮液器第一腔。

一种空调系统

技术领域

本发明涉及一种空调系统的回油功能元件,该空调系统包括一台压缩机、一个油分离器、一个冷凝器、一个膨胀阀、一个蒸发器和通过管路相互连接的一些贮液器。

背景技术

图41表示一个传统空调系统的制冷剂回路,其中标号1 是压缩机,2是油分离器,3是使用时用作冷凝器的热源机热交换器,4 是膨胀装置,5是使用时用作蒸发器的室内热交换器,6是第一贮液器,7 是第二贮液器,8是用于连接第一和第二贮液器6和7的连接管,9 是用于连接第二贮液器7和压缩机1的连接管,10是用于连接油分离器2与连接管8的回油旁路,11是设在回油旁路10的管道中点处的回油装置,12是用于连接第一贮液器6底部和连接管8的回油旁路,13 是设在回油旁路12的管道中点处的回油装置,14是连接到连接管9 上的第二贮液器7的V形流出管,15是设在U形流出管14 中点处的回油孔,20是用于连接热源机热交换器3和膨胀装置4的流体的管。

下面将讨论制冷剂和润滑油的流动情况。从压缩机1送出的高温高压气态制冷剂流入油分离器2,然后在那里分离出润滑油。气态制冷剂流入热源机热交换器3,使气态制冷剂与空气、水等之间进行热交换,并且使气态制冷剂冷凝和液化。液态制冷剂经流体的管

20流到膨胀装置4,通过膨胀装置的制冷剂变成低压汽—液两相状态并流入室内热交换器5,制冷剂与空气、水等之间进行热交换。结果,制冷剂在很干燥的情况下变成气态或汽—液两相状态,然后经第一贮液器6、连接管8、第二贮液器7和连接管9返回到压缩机1。另一方面,由油分离器2分离出的润滑油经回油装置11和回油旁路10流到连接管8,然后流入第二贮液器7。由于在油分离器2中润滑油没有全部从制冷剂中分离出来,所以润滑油与液态制冷剂一起贮存在第一贮液器6内。润滑油和液态制冷剂经回油装置13和回油旁路12流入连接管8,然后流入第二贮液器7。贮存在第二贮液器7内的润滑油和液态制冷剂通过回油孔15流到U形流出管14并返回到压缩机1。

由于连接管8内部与第一贮液器6内部之间的动压差、由气态制冷剂流经连接管8时的摩擦损失造成的压差及第一贮液器6的液体高度产生的液压头等合成的总压差作用于回油装置13上,所以贮存在第一贮液器6内的润滑油和液态制冷剂经回油旁路12流到连接管8。与之类似,由于U形流出管14内部与第二贮液器7内部之间的动压差、气态制冷剂流经U形流出管14时的摩擦损失造成的压差及第二贮液器7的液体高度产生的液压头合成的总压差作用于回油孔15上,所以贮存在第二贮液器7内的润滑油和液态制冷剂流入U形流出管14。

一般说来,如果在第一贮液器6内聚积了大量过剩的制冷剂,那么由油分离器2分离出的润滑油流入第一贮液器6,被第一贮液器6内的液态制冷剂稀释,于是使润滑油从第一贮液器6返回到第二贮液器7过程延迟,从而造成压缩机1内润滑油的耗竭。然而,由于回

油旁路10连接在连接管8上,所以即使过剩的制冷剂大量聚积在第一贮液器6内这种情况并不会发生。从油分离器2分离出的润滑油迅速经第二贮液器7返回到压缩机1,为压缩机1提供了足量的润滑油。

当系统在压缩机1长时间停止运转且液态制冷剂保持在压缩机1的机壳内的情况下起动时,就会使机壳内的液态制冷剂和润滑油大量排出。油分离器2截留液态制冷剂和润滑油,同时又防止大量润滑油流到热源机热交换器3等处。由于回油旁路10连接在连接管8上,所以截留在油分离器2内的大量液态制冷剂一旦都流入第二贮液器7中后并不直接返回到压缩机1,而是通过回油孔15逐渐回流到压缩机1。因此,可避免由于流体的迅速回流造成对压缩机的损坏。一般地,如果过剩的制冷剂大量聚积在第一贮液器6内,与液态制冷剂一起截留在油分离器2内的润滑油流入第一贮液器6内并被第一贮液器6内的液态制冷剂所稀释,于是使润滑油从第一贮液器6返回到第二贮液器7的过程延迟,从而造成压缩机1内润滑油耗竭。但是由于回油旁路10连接在连接管8上,所以即使过剩的制冷剂大量聚积在第一贮液器6内,也可抑制这种情况发生。

由于传统空调系统的制冷循环如此构成,所以连接管8具有较大的流动通道阻力,以便使贮存在第一贮液器6内的润滑油和液态制冷剂经回油装置13流入连接管8,U形流出管14也具有较大的流动通道阻力,以便使聚积在第二贮液器7内的润滑油和液态制冷剂经回油孔15流入V形流出管14,并且由于液态制冷剂是顺次流经第一和第二贮液器6和7的,所以从室内热交换器5到压缩机1之间的压力损失较大,不能提供足够的制冷量。

第一贮液器6,第二贮液器7和连接管8需占用较大空间,并且有大量的焊接点,因此可靠性较低。

下面还将描述一下传统的贮液器。

图42A和42B表示传统贮液器的结构。第一贮液器6是个大的压力箱,第二贮液器7是比第一贮液器6小的压力容器。连接第一和第二贮液器6和7的连接管8是一根弯曲管,这是由于回油旁路10 连接在上侧,而回油旁路12连接在下侧造成的。图中示出了用于连接第二贮液器7与压缩机1的连接管9、用于将第一贮液器6 的底部与连接管8相连的回油旁路、设置在回油旁路12的管道中点处的回油装置、连接到连接管9上的第二贮液器7的U形流出管、以及开在U 形流出管14上的回油孔。标号16是一个上部液位检测器,17是下部液位检测器。正由于传统制冷剂循环的贮液器的这种结构,所以传统制冷剂顺次地流过第一和第二贮液器6和7。因此,蒸发器5 与压缩机1之间的压力损失较大,没有足够的制冷量。第一贮液器6、第二贮液器7和连接管8占用较大的空间,另外还需要较长的连接管8 和两个压力容器,所以生产成本较高。另外还会有大量的焊接点,使可靠性降低。

发明内容

因此,本发明的一个目的是通过减小蒸发器与压缩机之间的压力损失而提供足够的制冷量,并通过减少焊接点等而使系统具有足够的可靠性,尽管一个贮液器或类似装置只占据了较小的空间。

为了实现上述目的,本发明提供一种空调系统,其包括:一条制冷剂回路,该回路包括一台压缩机,一个油分离器,一个冷凝器,一个膨胀阀,一个蒸发器,由管道顺序相连的第一贮液器和第二贮液器,上述蒸发器,第一贮液器、第二贮液器和压缩机被串联连接;用于连接上述油分离器和第一及第二贮液器之间的连接管的第一回油旁路;以及用于连接上述第一贮液器和第二贮液器及压缩机之间的连接管的

第二回油旁路。

本发明还提供一种空调系统，其包括：一条制冷剂回路，该回路包括一台压缩机，一个油分离器，一个冷凝器，一个膨胀阀，一个蒸发器，由管道顺序相连的第一贮液器和第二贮液器，上述蒸发器，第一贮液器和压缩机被串联连接；用于连接上述油分离器和第二贮液器的第三回油旁路；用于连接上述第一贮液器和第一贮液器及压缩机之间的连接管的第四回油旁路；以及用于连接上述第二贮液器和第一贮液器及压缩机之间的连接管的第五回油旁路。

本发明还提供一种空调系统，其包括：一根制冷剂回路，该回路包括一台压缩机，一个油分离器，一个冷凝器，一个膨胀阀，一个蒸发器和一个由管道顺序相连的贮液器，上述贮液器由一块隔板分隔成第一和第二腔室；一根连接上述压缩机和贮液器的第一腔的流入管；用于连接上述油分离器和贮液器的第二腔的第六回油旁路；连接贮液器和压缩机的连接管；以及连接上述连接管和贮液器第一腔的第七回油旁路。

本发明还提供一种空调系统，其包括：一条制冷剂回路，该回路包括一台压缩机，一个油分离器，一个冷凝器，一个膨胀阀，一个蒸发器和一个由管道顺序相连的贮液器，上述贮液器由一块隔板分隔成第一和第二腔室；一条连接上述压缩机和贮液器的第一腔的流入管；连接上述油分离器和贮液器的第二腔的第六回油旁路；一条连接贮液器和压缩机的连接管，连接上述连接管和贮液器的第一腔的第七回油旁路；以及连接上述连接管和贮液器第二腔的第八回油旁路。

本发明还提供一种空调系统，其包括：一条制冷剂回路，该回路包括一台压缩机，一个油分离器，一个冷凝器，一个膨胀阀，一个蒸发器和一个由管道顺序相连的贮液器，该贮液器由一块隔板分隔成第一和第二腔室；一条连接上述压缩机和贮液器第一腔的流入管；连接上述油分离器和贮液器第二腔的第六回油旁路；连接上述贮液器筒和压缩机的连接管；连接上述连接管和贮液筒第一腔的第七回油旁路；连接上述连接管和贮液筒第二腔的第八回油旁路；以及开度可改变的第一流量控制器，该第一流量控制器被安装在第七回油旁路上。

在本发明的上述空调系统中，聚积在第一贮液器内的润滑油和液态制冷剂从第一贮液器经第二回油旁路返回到连接第二贮液器

压力损失较小。由于从第二贮液器返回到压缩机的润滑油和液态制冷剂的量只是从油分离器流入第二贮液器的量(在第一贮液器内的润滑油和液态制冷剂不经过第二贮液器而直接返回到压缩机),所以可减小在连接第二贮液器和压缩机的连接管上的压力损失。

附图说明

图1是本发明第一实施例的空调系统的制冷回路流程图;

图2是本发明第二实施例的空调系统的制冷回路流程图;

图3是本发明第三实施例的空调系统的制冷回路流程图;

图4是本发明第四实施例的空调系统的制冷回路流程图;

图5是本发明第五实施例的空调系统的制冷回路流程图;

图6是表示在本发明第五实施例的空调系统中贮液器第一腔内润滑油浓度与压缩机容量之间关系的曲线图;

图7是本发明第五实施例的空调系统控制方框图;

图8是本发明第五实施例空调系统的回油装置的控制装置的控制流程图;

图9是表示本发明第五实施例的空调系统中回油装置开孔与压缩机容量之间关系的曲线图;

图10是本发明第六实施例空调系统的制冷剂回路图;

图11是本发明第七实施例空调系统的制冷剂回路图;

图12A是本发明第八实施例的制冷剂回路室外机的贮液器侧部视图;

图12B是沿图12A的A-A线取的剖面图;

图13 是表示本发明第八实施例制冷剂回路室外机的制冷剂回路配置的方框图;

图14 是本发明第九实施例制冷剂回路室外机的纵向安装的贮液器的侧剖视图;

图15 是本发明第十实施例制冷剂回路室外机的横向安装的贮液器的侧剖视图；

图16A是本发明第十一实施例制冷剂回路室外机的一种贮液器的侧剖视图；

图16B是沿图16A的A-A线取的剖面图；

图17 是表示本发明第十一实施例制冷剂流出管部分结构的放大侧剖视图；

图18 是表示本发明第十一实施例润滑油流出管部分结构的放大侧剖视图；

图19 是本发明第十二实施例贮液器的制冷剂流入量部分的侧剖视图；

图20 是本发明第十三实施例贮液器的制冷剂流入管部分的侧剖视图；

图21 是本发明第十四实施例贮液器的制冷剂流入管部分的侧剖视图；

图22A是本发明第十五实施例贮液器的制冷剂流入管部分的侧剖视图；

图22B是图22A的B向视图；

图23A是本发明第十六实施例贮液器的制冷剂流入管部分的侧剖视图；

图23B是图23A的B向视图；

图24A是本发明第十七实施例纵向安装的贮液器的制冷剂流入管部分的侧剖视图；

图24B是图24A的B向视图；

图25A是本发明第十八实施例贮液器的制冷剂流入管部分的侧剖视图;

图25B是图25A的B向视图;

图26A是本发明第十九实施例纵向安装的贮液器的制冷剂流入管部分的侧剖视图;

图26B是图26A的B向视图;

图27A是本发明第二十实施例制冷剂回路室外机的一种贮液器的侧剖视图;

图27B是沿图27A的A-A线取的剖面图;

图28A是本发明第二十一实施例制冷剂回路室外机的一种贮液器的侧剖视图,

图28B是沿图28A的A-A线取的剖面图;

图29A是本发明第二十二实施例制冷剂回路室外机的一种贮液器的侧剖视图;

图29B是沿图29A的A-A线取的剖面图;

图30A是本发明第二十三实施例制冷剂回路室外机的一种贮液器的侧剖视图;

图30B是沿图30A的A-A线取的剖面图;

图30C是图30A的局部放大视图;

图31A是本发明第二十四实施例制冷剂回路室外机的一种贮液器的侧剖视图;

图31B是沿图31A的A-A线取的剖面图;

图32 是本发明第二十五实施例制冷剂回路室外机的一种贮液器的侧剖视图;

图33 是本发明第二十六实施例制冷剂回路室外机的一种贮液器的侧剖视图；

图34A是本发明第二十七实施例在像制冷剂流入管这类管连接之前的3体结构的贮液器侧剖视图；

图34B是图34A所示贮液器的顶视图；

图35 是表示本发明第二十八实施例制冷剂回路室外机的贮液器的2体结构的侧剖视图和顶视图；

图36 是表示本发明第二十九实施例制冷剂回路室外机的贮液器的2体结构的侧剖视图；

图37 是表示本发明第三十实施例制冷剂循环室外机的一种贮液器的连接结构的侧剖视图；

图38 是表示本发明第三十一实施例制冷剂回路室外机的一种贮液器的连接结构的侧视图；

图39是本发明第三十二实施例的一种贮液器的隔板侧视图；

图40 是表示本发明第三十二实施例的隔板装在制冷剂回路室外机的一种贮液器内的一个实例的侧剖视图；

图41是一种传统空调系统的制冷剂回路图；

图42A和42B 是制冷剂回路室外机的传统贮液器的顶视图和侧剖视图。

具体实施方式

下面将参照附图描述本发明的优选实施例。

首先将描述本发明空调系统的制冷回路的实施例。

实施例1：

图1是本发明第一实施例空调系统的制冷剂回路。在图中，标号1至9,14和15与图41所示的制冷剂回路所用标号的对应部件相同

或类似,因此这里就不再进行讨论。标号10a是连接油分离器2与连接管8的第一回油旁路,标号11a是设置在第一回油旁路的管道中点处的和第一回油装置。标号12a是连接第一贮液器6的底部与连接管9的第二回油旁路,标号13a是设置在第二回油旁路12a的管道中点处的第二返油装置。

制冷剂和润滑油的流动过程除了润滑油和液态制冷剂从第一和第二贮液器6和7回流外与传统空调系统的制冷剂回路的流动过程相同,因此就不再进行讨论。聚积在第一贮液器6内的润滑油和液态制冷剂经第二回油装置13a和第二回油旁路12a流到连接管9,然后返回到压缩机1。另一方面,聚积在第二贮液器7内的润滑油和液态制冷剂经回油孔15流到U形流出管14,然后经连接管9返回到压缩机1。

一般地,如果过剩的制冷剂大量聚积在第一贮液器6内,则油分离器2分离出的润滑油流入第一贮液器6并被第一贮液器6内的液态制冷剂稀释,从而推迟了润滑油从第一贮液器6返回到第二贮液器7,造成压缩机1内润滑油耗竭。然而,由于第一回油旁路10a连接在连接管8上,所以即使过剩的制冷剂大量聚积在第一贮液器6内上述情况也不会发生,由油分离器2分离出的润滑油迅速经第二贮液器7返回到压缩机1,从而给压缩机1提供了足够量的润滑油。

当该系统在压缩机1长时间停止运转且液态制冷剂保持在压缩机1的机壳内的情况下起动时,就会使机壳内的流态制冷剂和润滑油大量排出。油分离器2截留液态制冷剂和润滑油,同时又防止大量润滑油流到热源机热交换器3等处。由于第一回流旁路10a连接在连接管8上,所以截留在油分离器2内的大量制冷剂一次都流入第

二贮液器7内而不直接返回到压缩机1,而是通过回油孔逐渐地回流到压缩机1。因此,可避免由于流体的迅速回流造成对压缩机1的损坏。一般地,如果过剩的制冷剂大量聚积在第一贮液器6内,则与液态制冷剂一起截留在油分离器2内的润滑油流入第一贮液器6内并被第一贮液器6内的液态制冷剂稀释,于是使润滑油从第一贮液器6返回到第二贮液器7的过程延迟,从而压缩机1内润滑油耗竭。但是由于第一回油旁路10a连接在连接管8上,所以即使过剩的制冷剂大量聚积在第一贮液器6内,也可以抑制这种情况的发生。

由于连接管9内部与第一贮液器6内部之间的动压差、由气态制冷剂流经连接管8、第二贮液器7和连接管9时的摩擦损失造成的压差以及第一贮液器6的液体高度产生的液压头等合成的总压差作用于第二回油装置13a上,所以贮存在第一贮液器6内的润滑油和液态制冷剂经第二回油旁路12a流到连接管9。因此,与图41中所示传统空调系统的制冷剂回路相比,连接管8的流动通路阻力减小了。

由于润滑油和液态制冷剂不从第一贮液器6流入第二贮液器7,所以只有少量的润滑油和液态制冷剂通过回油孔15回流。因此,作用到回油孔15的压差可小于图41所示传统空调系统的制冷剂回路内的压差。也就是说,U形流出管14的流路阻力可以减小。

因此,以室内热交换器5到压缩机1之间的压力损失可以减小,同时仍具有原先的回油功能和防止流体回流功能;并且空调系统具有足够的制冷能力。

实施例2:

图2是本发明第二实施例空调系统的制冷剂回路流程图。在该图中,标号1至7与图1所示第一实施例空调系统的制冷剂回路的标

号所对应的部件相同或类似,所以这里就不再进行讨论。标号8a是一根连接第一贮液器6的侧顶部与第二贮液器7的侧顶部的连接管,标号9a是连接第一贮液器6与压缩机1的连接管,标号10b是连接油分离器2与第二贮液器7的第三回油旁路,标号11b是设置在第三回油旁路10b的管道中点处的第三回油装置,标号15b是连接第二贮液器7的底部与连接管9a的第五回油旁路,标号16b是设置在第五回油旁路15b的管道中点处的第五回油装置,标号12b是连接第一贮液器6的底部与连接管9a的第四回油旁路;标号13B是设置在第四回油旁路12b的管道中点处的第四回油装置。

下同将讨论制冷剂和润滑油的流动过程。从压缩机1到室内热交换器5的流动过程与第一实施例空调系统的制冷剂回路的流动过程相同,因此这里不再赘述。从室内热交换器5流出的制冷剂经第一贮液器6和连接管9a流回到压缩机1。即,制冷剂只流过室内热交换器5与压缩机1之间的第一贮液器6,这样就减小了从室内热交换器5到压缩机1之间的压力损失。另一方面,从油分离器2分离出的润滑油经第三回油装置11b和第三回油旁路10b流入第二贮液器7。由于在油分离器2中润滑油没有全部从制冷剂中分离,所以润滑油与液态制冷剂一起贮存在第一贮液器6中。润滑油和液态制冷剂经过第四回油装置13b和第四回油旁路12b流入连接管9a并回到压缩机1。贮存在第二贮液器7内的润滑油和液态制冷剂经第五回油装置16b和第五回油旁路15b流回压缩机1。

一般来说,如果过剩的制冷剂大量贮存在第一贮液器6内,则从油分离器2分离的润滑油流入第一贮液器6并被第一贮液器6内的液态制冷剂稀释,并且使从第一贮液器6到第二贮液器7的回油过程推

迟,从而造成压缩机1内润滑油耗竭。然而,由于第三回油旁路10b连接在第二贮液器7上,所以即使过剩的制冷剂大量贮存在第一贮液器6内这种情况也不会发生。从油分离器2分离出的润滑油迅速经第二贮液器7流回到压缩机1,并为压缩机1提供足量的润滑油。

当系统在压缩机长时间停止运转且液态制冷剂保持在压缩机1的机壳内的状态下起动时,机壳内的液态制冷剂和润滑油会大量排出。油分离器2截留液态制冷剂和润滑油,同时防止大量润滑油流到热源机热交换器3等设备。由于第三回油旁路10b连接在第二贮液器7上,所以截留在油分离器2内的大量液态制冷剂一旦流入第二贮液器7后,并不直接返回到压缩机1,而是通过第五回油装置16b逐渐流回压缩机1。这样就可避免由于流体迅速回流造成对压缩机1的损坏。一般地说,如果过剩的制冷剂大量贮存在第一贮液器6内,那么截留在油分离器2内的润滑油随液态制冷剂一起流入第一贮液器6并被第一贮液器6内的液态制冷剂稀释,并延迟了从第一贮液器6到第二贮液器7的回流过程,从而造成压缩机1内润滑油的耗竭。然而,由于第三回油旁路10b连接在第二贮液器7上,所以即使过剩的制冷剂大量贮存在第一贮液器6内这种情况也不会发生。

因此,从室内热交换器5到压缩机1之间的压力损失可以减小,同时可提供原先的回油功能和防止流体回流的功能;该空调系统具有足够的制冷能力。

实施例3:

图3是本发明第三实施例的空调系统的制冷剂回路流程图。在该图中,标号1至5与图1所示第一实施例空调系统的制冷剂回路的标号所对应的部件相同或类似,所以这里就不再进行讨论。标号

17A是贮液器,标号9b是以贮液器17A流出并流入压缩机1的连接管,标号9c是从室内热交换器5流入贮液器17A的流入管,标号17a 是用于将贮液器17A内部分隔成两个腔的隔板,标号17b是由隔板17a 隔出的贮液器17A的第一腔,标号17c是由隔板17a隔出的贮液器17A的第二腔,标号12c是连接贮液器17A的第一腔17b底部与连接管9b 的第七回油旁路,标号13c是设置在第七回油旁路12c的管道中点处的第七回油装置,标号18是从贮液器17A的第二腔17c内侧连接到连接管9b的U形流出管,标号19是设在U形流出管18上的回油孔,标号10c是连接油分离器2与贮液器17A的第二腔17c的第六回油旁路,标号11c是设置在第三回油旁路10b的管道中点处的第六回油装置。 标号9c是从室内热交换器5连接到贮液器17A的第一腔17b的流入管。标号17d是设在隔板17a顶部的气孔。流体可只通过第一和二腔17b和17c之间的气孔17d循环。即,虽然与包括第一和第二贮液器6和7的系统相比总容积相同,但只设有一个贮液器17A。 因而节省了空间并减少了焊接点的数量。

下面将讨论制冷剂和润滑油的流动过程。从压缩机1到室内热交换器5的流动过程与第一和第二实施例空调系统的制冷剂回路内的流动过程相同,所以这里不再赘述。从室内热交换器5 流出的制冷剂经流入管9c流入贮液器17A的第一腔17b,而气态制冷剂通过气孔17d流入贮液器17A的第二腔17c,然后经U形流出管18和连接管9b返回到压缩机1。即,制冷剂只流过室内热交换器5和压缩机1 之间的一个贮液器17A,这样就减少了从室内热交换器5到压缩机1 之间的压力损失。另一方面,从油分离器2 分离出的润滑油经第六回油装置11c和第六回油旁路10c流入贮液器17A的第二腔17c,然后流入

回油孔19并经U形流出管18返回压缩机1。由于在油分离器2中间润滑油不能完全从制冷剂中分离出来,所以润滑油随液态制冷剂一起贮存在贮液器17A的第一腔17b。润滑油和液态制冷剂经第七回油装置13c和第七回油旁路12c流入连接管9b并流回到压缩机1。

一般来说,如果过剩的制冷剂大量贮存在贮液器17A的第一腔17b内,则从油分离器2分离出的润滑油流入贮液器17A的第一腔17b内并被第一腔17b内的液态制冷剂稀释,并延迟了从第一腔17b制压缩机1的回流过程,从而造成压缩机1内润滑油的耗竭。然而,由于第六回油旁路10c连接在贮液器17A的第二腔17c上,所以即使过剩的制冷剂大量贮存在贮液器17A的第一腔17b内这种情况也不会发生。从油分离器2分离出的润滑油经第二腔17c迅速流回压缩机1,从而在压缩机1内提供了足量的润滑油。

当该系统在压缩机1长时间停止运转且液态制冷剂保留在压缩机1的机壳内时,机壳内的液态制冷剂和润滑油会大量排出。油分离器2截留液态制冷剂和润滑油,并防止大量的润滑油流到热源机热交换器3等设备中。由于第六回油旁路10c连接在贮液器17A的第二腔17c上,只要截留在油分离器2内的大量液态制冷剂不直接流回压缩机1而是流入第二腔17c,上述液态制冷剂便通过回油孔19逐渐流回到压缩机1。这样就可避免由于流体的迅速回流对压缩机1造成的损坏。一般地,如果过剩的制冷剂大量贮存在第一腔17b内,则截留在油分离器2内的润滑油会随液态制冷剂一起流入第一腔17b内并被第一腔17b内的液态制冷剂稀释,并且推迟了从第一腔17b向压缩机1的回油过程,从而引起压缩机1内润滑油的耗竭。然而,由于第六回油旁路10c连接在第二腔17c上,所以即使在第一腔17b内

聚积于大量过剩的制冷剂也可抑制这种情况的发生。

因此,可以使空调系统具有足够的制冷能力,该系统节约了空间,只使用了少量的焊接点并减小了从室内热交换器5到压缩机1之间的压力损失,同时还提供了原有的回油功能和防止流体回流的功能。

实施例4:

图4是本发明第四实施例空调系统的制冷剂回路流程图。在该图中,标号1至5、9c、10c、11c、12c、13c、17A、17a、17b、17c和17d与图3所示的第三实施例空调系统的制冷剂回路中用的标号所对应的部件相同或类似,所以这里就不再赘述。标号9d是连接压缩机1与贮液器17A的第一腔17b的连接管,标号15d是连接贮液器17A的第二腔17c底部与连接管9d的第八回油旁路,标号16d是设置在具有例如孔口或毛细管的第八回油旁路15d的管道中点处的第八回油装置。

另外在本实施例中,虽然与包括第一和第二贮液器6和7的系统相比总容积相同,但它只设有一个贮液器。因而节约了空间并减少了焊接点的数量。

下面将讨论制冷剂和润滑油的流动过程。从压缩机1到室内热交换器5的流动过程与实施例1至3的空调系统制冷剂回路内的流动过程相同,这里就不再进行讨论。制冷剂从室内热交换器5流出,经流入管9c流入贮液器17A的第一腔17b,并且气态制冷剂经连接管9d流回到压缩机1(不经过第二腔17c)。即,制冷剂只流经室内热交换器5与压缩机1之间的一个贮液器17A,这样就减小了室内热交换器5与压缩机1之间的压力损失。另一方面,从油分离器2分离出的润滑

油经第六回油装置11c和第六回油旁路10c流入贮液器17A的第二腔17c,然后经第八回油装置16d和第八回油旁路15d返回到压缩机1。由于润滑油在油分离器2中未全部从制冷剂中分离出来,所以润滑油与液态制冷剂一起贮存在贮液器17A的第一腔17b内。润滑油和液态制冷剂经第七回油装置13c和第七回油旁路12c流入连接管9d,然后返回到压缩机1。

一般来说,如果过剩的制冷剂大量贮存在贮液器17A的第一腔17b内,则从油分离器2分离出的油流入贮液器17A的第一腔17b内并被第一腔17b内的液态制冷剂稀释,延迟了从第一腔17b向压缩机1的回油过程,从而造成压缩机1内润滑油的耗竭。然而,由于第六回油旁路10c是连接在贮液器17A的第二腔17c上的,所以即使有过剩的制冷剂大量贮存在贮液器17A的第一腔17b内这种情况也不会发生。从油分离器2分离出的润滑油经第二腔17c迅速流回到压缩机1,并为压缩机1提供了足量的润滑油。

当该系统在压缩机1长时间停止运转并且液态制冷剂保存在压缩机1的机壳内的状态下起动时,机壳内的液态制冷剂和润滑油会大量排出。油分离器2截留液态制冷剂和润滑油并防止大量润滑油流到热源机热交换器3等设备中。由于第六回油旁路10c连接在贮液器17A的第二腔17c上,只要截留在油分离器2内的大量液态制冷剂不直接返回到压缩机1,上述液态制冷剂便流入第二腔17c并经包括有一条常常设有孔口或毛细管的第八回油装置16d(例如一个第三流量控制器)及第八回油旁路15d逐渐流回到压缩机1。这样就避免了由于流体的迅速回流造成的压缩机1损坏。一般地,如果过剩的制冷剂大量聚积在第一腔17b内,则截留在油分离器2内的润滑油

会随液态制冷剂一起流入第一腔17b并被第一腔17b内的液态制冷剂稀释,使从第一腔17b并被第一腔17b内的液态制冷剂稀释,使从第一腔17b到压缩机1的回油过程推迟,从而造成压缩机1内润滑油耗竭。然而,由于第六回流旁路10c连接在第二腔17c上,所以即使有大量过剩的制冷剂聚积在第一腔17b内这种情况也不会发生。

这样便可使空调系统具有足够的制冷能力。该系统节约了空间,减少了焊接点的数量,并且降低了从室内热交换器5至压缩机1的压力损失。同时具有原有的回流功能和防止流体回流的功能。而且与第三实施例不同,气态制冷剂没有流经气孔17d,所以第四实施例空调系统的制冷剂回路的压力损失要小于第三实施例中的压力损失。

实施例5:

图5是按照本发明第五实施例可在冷却工况和加热工况之间转换的空调系统制冷剂回路流程图。在该图中,标号1至5、9c、10c、11c、12c、13c、17A、17a、17b、17c和17d和20与图4所示第四实施例空调系统制冷剂回路所用标号对应的部件相同或类似,所以这里不再赘述。标号22是设有孔口或毛细管的第九回油装置(例如一个第二流量控制器或一个防止流入机构),该装置与第七回油装置13c并联,它连接在第七回油旁路12c上并且所处位置要高于贮液器17A的最高液面位置,标号21是四通换向阀,用于通过在冷却和加热工况之间的切换实现对制冷剂流路的转换,标号31设在压缩机1排气管上的排气温度检测装置用于检测气态制冷剂的排气温度,标号36设在贮液器17A第一腔17b内的液面高度检测器,用于检测第一腔17b内的液面高度。第七回油装置13c(例如一个第一流量控制器)

具有一个开口可变化的电动膨胀阀。

另外,在该实施例中,尽管与包括第一和第二贮液器6和7的系统相比总容量相同,但却只设置了一个贮液器。这样便节省了空间并减少了焊接点的数量。

下面将讨论在冷却工况制冷剂和润滑油的流动过程。从压缩机1到室内热交换器5的流动过程与第四实施例空调系统的制冷剂回路中相同,所以将不再对它进行讨论。从四通换向阀21流出的制冷剂经流入管9c流入贮液器17A的第一腔17b,并且气态制冷剂经连接管9d流回压缩机1(不经过贮液器17A的第二腔17c)。即,制冷剂只通过四通换向阀21与压缩机1之间的一个贮液器17A,这样就减小了从四通换向阀至压缩机1的压力损失。另一方面,从油分离器2分离出的润滑油经第六回油装置11c和第六回油旁路10c流入贮液器17A的第二腔17c,然后经第八回油装置16d和第八回油旁路15d返回到压缩机1。

由于润滑油不能完全从制冷剂中分离出来,所以润滑油随液态制冷剂一起贮存在贮液器17A的第一腔17b内。润滑油和液态制冷剂经第七回油装置13c或第九回油装置22和第七回油旁路12c流入连接管9d,然后流回压缩机1。一般地,如果过剩制冷剂大量聚积在贮液器17A的第一腔17b内,所以从油分离器2分离的润滑油流入贮液器17A的第一腔17b并被第一腔17b内的液态制冷剂稀释,并且从第一腔17b到压缩机1的回油过程被推迟,从而造成压缩机1内润滑油的耗损。然而,由于第六回油旁路10c连接在贮液器17A的第二腔17c上,所以即使过剩制冷剂大量聚在贮液器17A的第一腔17b内这种情况也不会发生。从油分离器2分离出的润滑油经第二腔17c返

回压缩机1,从而给压缩机1内提供了足量的润滑油。

当在压缩机1长时间停止运转且液态制冷剂保存在压缩机1的机壳内的状态下起动时,机壳内的液态制冷剂和润滑油会大量排出。油分离器2截留液态制冷剂和润滑油,从而防止大量润滑油流到热交换器等设备中。由于第六回油旁路10c连接在贮液器17A的第二腔17c上,一旦截留在油分离器2内,大量液态制冷剂不直接返回压缩机1而流入第二腔17c,上述制冷剂便经第八回油装置16d逐渐流回压缩机1。这样就避免了由于流体的迅速回流对压缩机1造成的损坏。

同样地,一般来说,如果过剩制冷剂大量聚积在第一腔17b内,截留在油分离器2内的润滑油则随液态制冷剂一起流入第一腔17b并被第一腔17b内的液态制冷剂稀释,并延迟了从第一腔17b向压缩机1的回油过程,从而造成压缩机1内润滑油的耗竭。然而,由于第六回油旁路10c连接在第二腔17c上,所以即使过剩的制冷剂大量聚积在第一腔17b内也可抑制这种情况的发生。

下面将讨论在加热工况中制冷剂和润滑油的流动过程。从压缩机1排出的高温高压气态制冷剂流入油分离器2,然后油分离器2将气态制冷剂和润滑油分离。气态制冷剂经四通换向阀21流入室内热交换器5(在这种情况下该热交换器为冷凝器),在该室内热交换器中气态制冷剂和空气、水等之间进行热交换,并使气态制冷剂冷凝和液化。液态制冷剂流入膨胀阀4,通过膨胀阀后制冷剂变成低压汽—液两相状态。处于低压汽—液两相状态的制冷剂液体管20流入热源机热交换器3(在这种情况下该热交换器为蒸发器),然后在热交换器中制冷剂与空气、水等之间进行热交换。结果制

冷剂变成很干燥的气态或汽—液两相状态,并经四通换向阀21、流入管9c、贮液器17A及连接管9b流回压缩机1。由于此工况下液体管20内的制冷剂密度小于在冷却工况时的密度,所以与这一密度差相对应的制冷剂量,即此冷却工况多余的那部分制冷剂量保留在贮液器17A的第一腔17b内。润滑油的流动过程与在冷却工况时的流动过程相同,所以不再赘述。

下面再重复讨论一下第七回油旁路12c。即使第七回油装置13c由于外形损坏而卡在开口完全关闭的状态下,润滑油也能从第九回油装置返回,并且如果运行是在正常范围内,就不会出现压缩机1内润滑油耗尽的现象。

下面将讨论在压缩机1停机时如何防止流体从第一腔17b流入贮液器17A的第二腔17c。通常,过剩的制冷剂贮存在贮液器17A的第一腔17b内,因此第一腔17b的液面高度要高于贮液器17A的第二腔17c的液面高度。所以,假定第九回油装置22被设在较低的位置,当压缩机1停机时,贮液器17A第一腔17b内的液态制冷剂流过第九回油装置22,然后经连接管9d和第八回油装置16d流回到贮液器17A的第二腔17c内。如果压缩机1在这种状态下起动,则在每次起动时,压缩机1停机时贮存在贮液器17A第二腔17c内的液态制冷剂就会流回到压缩机1内,并且润滑油在压缩机1内被稀释,从而降低了压缩机1的可靠性。

然而,由于第九回油装置22所处位置高于贮液器17A内最高液面高度,所以当压缩机1停机时,在贮液器17A第一腔17b内的流态制冷剂不从第九回油装置22流入连接管9d。因此,在压缩机1每次起动时,流体不会流回到压缩机1内,压缩机1的可靠性也不会降低。

下面将讨论第七回油装置13c的运行方式。图6是表示压缩机1的工作容量与贮液器17A第一腔17b内润滑油浓度之间关系的曲线图。

压缩机1的工作容量越大,从压缩机1排出的润滑油的量就越大。压缩机1的工作容量越大,油分离器2分离油的效率越低(=通过第六回油旁路10c的润滑油流量/流入油分离器2的润滑油流量)。因此,如图6所示,如果第七回油装置13c的开度恒定,则贮液器17A的第一腔17b内润滑油的浓度随压缩机1的工作容量增加而单纯地上升。当第七回油装置13c的开度加大时,则贮液器17A的第一腔17b内的润滑油减少,从而降低了润滑油的浓度(如图6所示)。

然后根据压缩机1的工作容量以如下方式控制第七回油装置13c:当压缩机1的工作容量减小时,使第七回油装置13c的开度减小;当压缩机1的工作容量增大时,使第七回油装置13c的开度也加大,从而可将贮液器17A第一腔17b内的润滑油浓度调整到一个给定值或低于给定值,并且不会造成压缩机1内润滑油耗竭。

贮液器17A第一腔17b内的液面越高,作用到第七回油装置13c上的压差就越大,并且通过第七回油装置13c的流量也就越大。因此,为了使贮液器17A第一腔17b内的润滑油浓度保持在给定值或低于给定值,第七回油装置13c的开度不必加大;如果第七回油装置13c的开度增大,则流体向压缩机1回流的量增加。所以,为了防止流体回流到压缩机1内,第七回油装置13c的开度须比液面低时的开度小。也就是说,根据贮液器17A第一腔17b内的液面高度来控制第七回油装置13c的开度,从而使贮液器17A第一腔17b内的润滑油浓度调整到给定值或低于给定值并且不会造成压缩机1内润滑油的耗

竭。这样可防止流体向压缩机1内回流。由于贮液器17A第一腔17b内的液面高度在冷却工况时低而在加热工况时高,所以应根据工况来控制第七回油装置13c,其方法是在冷却工况时使第七回油装置13c的开度减小,在加热工况时使开度增大,从而产生与上述相同的效果。

当增大第七回油装置13c的开度时,流体向压缩机1内回流的量增加。因此,当排气温度过高时,如果增加第七回流装置13c的开度,则压缩机1的排气温度可以降低。相反,当流体向压缩机1回流的量增大且排气温度变得低时,通过减小第七回流装置13c的开度可防止流体回流。

当压缩机1起动时,液态制冷剂返回到贮液器17A并使贮液器17A第一腔17b内的液面高度变成比正常液面高度高,这样使提高了流体向压缩机1内回流的量。当压缩机1起动时,特别是当压缩机1长时间停止运转并且液态制冷剂保存在压缩机1的机壳内的状态下起动时,机壳内的液态制冷剂和润滑油会大量排出。液态制冷剂和润滑油截留在油分离器2内,然后经第六回油旁路10c流入第二腔17c,最好通过第八回油装置16d流回压缩机1内。因此,与正常运行时相比,流体向压缩机1回流的量增加了。然后将第七回油装置13c的开度比正常开度小,直到压缩机1起动后经过了一段给定时间为止,这样在起动时向压缩机1回流的流体量减小了。

下面将结合图7所示的控制方框图和图8所示的流程图讨论第七回油装置13c的具体控制过程。

在图7中,标号32是压缩机工作容量检测装置,用于检测压缩机1的工作容量,标号33是工况测定装置,用于确定当前工况是冷却还

是加热,标号34是计时装置,用于计算以压缩机1起动后的工作时间,标号36是上面提到过的液位检测装置,标号37是贮存装置,用于贮存压缩机1的预定工作容量与第一腔17b内的润滑油浓度(见图6)或第七回油装置13c的开度(见图9)之间的关系数据,标号35是回油装置控制器(例如第一至第五开口控制器),用于根据从排气温度检测装置31、压缩机工作容量检测装置32、工况测定装置33、计时装置34、液位检测装置36和贮存装置37的输出值来确定第七回油装置13c的开度,并且向第七回油装置13c输出一个控制指令。

下面将参照图8的流程图描述回油装置控制器35的控制过程。步骤41确定计时装置34所计算的时间 T 是否达到预先设定的时间 T_0 。如果 T 没有达到 T_0 ,则控制进行到步骤42,用以降低流体向压缩机1回流的量。第七回油装置13c的开度 S 设定为完全关闭开度 S_0 。并且控制返回到步骤41。如果计时装置34所计时间 T 达到预定时间 T_0 ,则控制进行步骤43并判定排气温度检测装置31的检测温度 T_d 是否高于预定的排气温度允许的上限温度 T_{dmax} 。如果 T_d 高于 T_{dmax} ,则控制进行到步骤44;否则控制进行到步骤45。在步骤45判定排气温度检测装置31的检测温度 T_d 是否低于预定的排气温度允许的下限温度 T_{dmin} (预定温度)。如果 T_d 小于 T_{dmin} ,则控制进行到步骤46;否则控制进行到步骤47。

下面将描述在步骤49中计算出的作为开度 S_1 开度 S_2 之和的第七回油装置13c的开度 $S(S=S_1+S_2)$,其中 S_1 是根据由压缩机1工作容量测定装置32所确定的压缩机工作容量和由工况测定装置33所确定的工况来确定的, S_2 是根据排气温度检测装置31的检测温度确定的。

另一方面,在步骤44判定开度 S_2 的变量为 $\Delta S_2 = \Delta S_{21} (> 0)$,并且控制进行到步骤47。在步骤46判定开度 S_2 的变量 ΔS_2 为 $\Delta S_2 = \Delta S_{22} (< 0)$,并且控制进行到步骤47。在步骤47将变量 ΔS_2 与先前开度 S_2 相加以求出新的开度 S_2 ,然后控制进行到步骤48。

如图9所示,在步骤48根据压缩机1的工作容量和当前工况之前的关系数据确定开度 S_1 ,然后控制进行到步骤49。在步骤49,将根据由压缩机工作容量测定装置3L确定的压缩机1的工作容量和由工况测定装置33确定的工况确定出的开度 S_1 与根据排气温度检测装置31的检测温度确定出的开度 S_2 相加并求出和 S ,然后控制返回到步骤41。

因此,该实施例提供的空调系统具有足够的制冷量,它节省了空间,减少了焊接点的数量并且还减小了从四通换向阀21至压缩机1之间的压力损失,同时仍具有原有的回油功能和防止流体回流的功能。

实施例6:

图10是本发明第六实施例空调系统的制冷剂回路流程图。在该图中,标号1至5、9c、9d、10c、11c、12c、13c、15d、16d、17A、17a、17b、17c、17d、20至22、31以及36与图5所示第五实施例的标号所对应的部件相同或类似,所以这里不再赘述。标号23是与第八回油装置16d串联地设置在八回油旁路15d的管道中点处的止回阀(另一种防止流入机构),该止回阀只允许流体朝压缩机1的方向流动。

除了在压缩机1停机时防止流体从贮液器17A的第一腔17b流入第二腔17c的功能之外,第六实施例与第一实施例相同。因此,下文

将讨论在压缩机1停机时只允许从贮液器17A的第一腔17b流入第二腔17c的功能。在图10中,过剩的制冷剂通常贮存在贮液器17A的第一腔17b内,因此第一腔17b的液面高度要高于贮液器17A第二腔17c的液面高度。

因此,假定未设置止回阀23并假定第九回流装置22所处位置较低,那么当压缩机1停机时,在贮液器17A第一腔17b内的液态制冷剂就会流过第九回油装置22并给连接管9d和第八回油装置16d流入贮液器17A的第二腔17c。如果压缩机1在这种状态下起动,那么每次起动时,在压缩机1停转时贮存在贮液器17A的第二腔17c内的液态制冷剂流回到压缩机1内,并将压缩机1内的润滑油稀释,从而降低了压缩机1的可靠性。

然而,由于第九回油旁路15d上设有止回阀23,所以当压缩机1停机时,在贮液器17A的第一腔17b内的液态制冷剂从第九回油装置22流入连接管9d,而不流入贮液器17A的第二腔17c。因此,压缩机1每次起动时,流体都不会回流到压缩机1内,从而不会降低压缩机1的可靠性,该系统也不须对第九回油装置所处位置进行限制。

因此,该实施例可为空调系统提供足够的制冷量,并可节省空间和减少焊接点的数量,还能减小从四通换向阀21至压缩机1之间的压力损失,同时还具有原有的回路功能和防止流体回流功能。

实施例7:

图11是本发明第七实施例空调系统的制冷剂回路流程图。在该图中,标号1至5、9c、9d、10c、11c、12c、13c、15d、16d、17A、17a、17b、17c、17d、20至22、31以及36都与图5和图10所示第五和第六实施例空调系统制冷剂回路的标号所对应的部件相

同或类似,所以这里不再讨论。第九回油装置22(另一种防止流入机构)具有一个可全关闭的电磁阀,并且它所处位置不受限制。

除了第九回油装置22的电磁阀的操作及在压缩机停机时具有可防止流体从贮液器17A的第一腔17b流入第二腔17c的功能外,第七实施例与第一实施例相同。首先将讨论第九回油装置22的电磁阀的操作方法。当压缩机1在运行过程中,第九回油装置22的电磁阀是开启的。当压缩机1停机时,第九回油装置22的电磁阀是关闭的。因此,在运行中压缩机1的功能类似于在第五和第六实施例中压缩机1的功能。

下面将讨论在压缩机1停机时防止流体从贮液器17A的第一腔17b流入第二腔17c的功能。

在图11中,过剩的制冷剂通常贮存在贮液器17A的第一腔17b内,因此贮液器17A的第一腔17b的液面高度要高于第二腔17c的液面高度。所以假如第九回油装置22所处位置较低并且第九回油装置22的电磁阀是开启的,那么当压缩机1停机时,贮液器17A第一腔17b内的液态制冷剂流过第九回油装置22,然后经连接管9d和第八回油装置16d流入贮液器17的第二腔17c。如果压缩机1在这种状态下起动,那么在每次起动时,压缩机1停机时贮存在贮液器17A的第二腔17c内的液态制冷剂流回到压缩机1内,并且将压缩机1内的润滑油稀释,从而降低了压缩机1的可靠性。

然后,由于第九回油装置22的电磁阀是完全关闭的,所以当压缩机1停机时,贮液器17A的第一腔17b内的液态制冷剂不从第九回流装置22流入连接管9d,并且也不流入贮液器17A的第二腔17c。因此,压缩机每次起动时,不会发生流体向压缩机1回流,从而不会降

低压缩机1的可靠性。不必限制第九回油装置所处的位置。

因此，本发明所提供的空调系统具有足够的制冷量，可缩小空间，钎焊焊点少，从四通转换阀21到压缩机1之间的压力损失减小，同时具有原有的回油功能和阻止液体回流的功能。

此外，将对用于本发明的制冷剂回路的贮液器作如下描述。

实施例8：

图12A为本发明第八实施例的制冷剂回路室外和贮液器的剖面侧视图，图12B为沿图12A中A-A线剖开的横剖面图，其中，标号120表示贮液器容器，标号121表示贮液器容器分隔成两个腔室的隔板，标号122表示与传统的第二贮液器相对应的第二腔，标号123表示与传统的第二贮液器相应的第二腔，标号124表示设置在第二腔123中的制冷剂流入管，标号125表示设置在第二腔123中的制冷剂流出管，标号126表示设置在第二腔123中的油流出管，标号127表示设置在第二腔123底部的油流出管，标号128表示在隔板121上加工出的连通孔，以便使第一和第二腔室122和123彼此连通。

图13为本发明第八实施例的建筑物组合式空调器(PAC)室外和制冷剂回路的方框图，其中标号1至5及11所表示的部件与图41示出的传统制冷剂回路的相应标号所示的部件相似或相同，此处不再赘述。标号120表示整个贮液器，标号121表示将贮液器120分隔成两部分的隔板，标号122表示由隔板121隔开的贮液器120的第一腔，标号123表示由隔板121隔开的贮液器120的第二腔，标号124表示从蒸发器5流入贮液器120的第一腔122的制冷剂流入管，标号125表示使压缩机1与贮液器120的第一腔122相通的制冷剂流出管，标号126表示连接油分离器2和贮器120的第二腔123的油流入管，

标号127表示油流出管，它设置在第二腔123的底部并经回油装置128连在制冷剂流出管125的中点，标号128表示在隔板121顶部加工出的连通孔，以使第一和第二腔122和123彼此连通。

下面将对采用本发明的贮液器时制冷剂和油的流动情况进行描述。图13中与在图42中已描述的回路部件相同或相似的部件用相同标号表示，此处不再赘述。在图13中，从蒸发器5流出的制冷剂经制冷剂流入管124流入贮液器120的第一腔122，大部分气态制冷剂经设置在第一腔122中的制冷剂流出管125返回到压缩机1。液态制冷剂被分离并集聚在第一腔122中。少量剩余部分经隔板121上的连通孔128流入贮液器120的第二腔123中，并经油流出管127返回到压缩机1中。也就是说，在蒸发器5和压缩机1之间制冷剂只流经一个贮液器120，因此，从室内热交换器到压缩机的压力损失减小。此外，由于制冷剂只流经一个腔室122，压力损失可进一步降低。另一方面，由油分离器2分离出的油经回油装置11和油流入管126流入贮液器120的第二腔，并经油流入管127返回压缩机1中。由于油流入管126与第二腔123相通，因此，即使贮液器120的第一腔中收集了大量剩余液态制冷剂，也不必担心由油分离器2分离出的油会流入贮液器120的第一腔122中，使油浓度变稀。由油分离器2分离出的油迅速地经第二腔123返回到压缩机1中，使压缩机1中的油量充足。在压缩机1长时间停转的状态下启动系统时，液态制冷剂处于压缩机1的机壳中，机壳中大量液态制冷剂和油被排出。油分离器2截留液态冷剂和油，阻止大量油流入冷凝器等等设备。再者，由于油流入管126与贮液器120的第二腔123相通，只要截留在油分离器2中的大量液态制冷剂流入第二腔123而不直接返回到

压缩机1中，则能通过油流出管127逐渐流回到压缩机1中。因此，不会出现因流体快速回流而引起高压液体压缩的现象，并能避免损坏压缩机1。

据此，在具有分离蒸汽和液体的功能、回油功能、阻止流体回流动功能的同时，本发明还能提供一种具有足够制冷量的制冷剂回路室外机贮液器，该贮液器节省了空间，焊点少而且可降低从蒸发器5到压缩机1之间的压力损失。

实施例9：

图12A和12B示出的制冷剂回路外机贮液器为卧式或横向安装型，但图4示出的立式或纵向安装型贮液器也具有类似功能。

实施例10：

在图12A和12B所示实施例中，流出管125装于贮液器120的第一腔122的顶部，但也可如图15所示，装于第二腔123中。如果采用图15所示的结构，从蒸发器5到压缩机1的压力损失的增加与流过隔板121上的连通孔128的制冷剂的压力损失一样。因此，即使由于某种故障过量制冷剂溢出第一腔并流过连通孔，也可以暂时聚集在第二腔中。即使出现这类故障，仍可避免大量液态制冷剂突然返回到压缩机1中而损坏压缩机1。

实施例11：

图16A为本发明第十一实施例的制冷剂回路室外机贮液器的剖面侧视图，图16B为沿图16A中A-A剖开的横截面图。第十一实施例中的部件与第八实施例中基本一样，第十一实施例中限定出了各部件之间的位置关系。在图16A和16B中，标号120表示贮液器容器，标号121表示将贮液器容器分隔成两个腔室的隔板；在该实施

例中，隔板上部开有一个圆形连通孔128。标号122表示第一腔，标号123表示第二腔，标号124表示设在第一腔122中的制冷剂流入管，其入流口的位置低于连通孔128，标号125表示设于制冷剂流入管124和隔板121之间的制冷剂流出管，该管端部靠近隔板121，而且几乎不伸入贮液器容器120中。制冷剂流出管125和制冷剂流入管124彼此隔开，它们的间距至少大于制冷剂流入管124的直径。标号126表示设于第二腔123中的油流入，其入流口低于连通孔128，标号127表示设于第二腔123底部的油流出管。

下面将描述采用了第十一实施例的贮液器时的运行情况。制冷剂和润滑油的流动情况与第八实施例中的贮液器相同，此处不再赘述。在第十一实施例中，制冷剂流入管124的位置如上所述，因此，可防止液态制冷剂从制冷剂流入管124直接流入第二腔123，也可防止第二腔123中的油浓度变稀。另外，油流入管126的位置如上所述，因此，可防止油从油流入管126直接流入第一腔122，使油平稳地返回到压缩机中。由于集聚在第一腔122和制冷剂流出管125中的液态制冷剂的液位不同，制冷剂流入管124和制冷剂流出管125分开，可防止流出制冷剂流入管124的液态制冷剂流出管125和连通孔128具有上述位置关系，所以当出现故障且液态制冷剂流满第一腔122时，液态制冷剂可溢入第二腔123而不直接返回到压缩机1中。

最好规定出制冷剂流入管124和油流入管126的管端及连通孔128低端之间的位置关系。制冷剂流入和流出管124和125之间的距离关系以及制冷剂流出管125下端的位置等等。如果从它们之间正确选择某些数据，必然能具有上述功能和效果。

图17的剖面图详细示出了制冷剂流出管125与图16A和图16B中的贮液器120相连的情况，图中120表示贮液器，标号125表示制冷剂流出管，标号130表示与制冷流出管125(钎焊部分131)预先钎焊在一起的突台。突台130有一段加工出大倒角的入口，将制冷剂流出管125(钎焊部分131)钎焊在上述倒角的上方。将与制冷剂流出管125成一体凸台130熔焊(焊接部分132)在贮液器120上。

如该图所示，若将制冷剂流出管125装到贮液器120上，聚集在第一腔122和制冷剂流出管125中的液态制冷剂的液位彼此差距最大，而凸台130伸入贮液器容器120的内表面，可防止液态制冷剂沿贮液器容器120的内壁流入制冷剂流出管125。再者，由于凸台130的入口段开有槽，制冷剂蒸汽平稳地流过制冷剂流出管125，压力损失也小。

与此类似，图18的剖面图示出了油流出管127与图16A和图16B中的贮液器120相连的情况，其中标号120表示贮液器，标号127表示油流入管，标号133表示预先与油流出管127(钎焊部分134)钎焊在一起的凸台。凸台133有一段加工出大槽的入口，将油流出管127钎焊(钎焊部分134)在槽的下方。将与油流出管127成一体凸台133熔焊(焊接部分135)在贮液器120上。

如该图所示，如果将油流出管127装在贮液器120上，集聚在第二腔123中的油能可靠地流入油流出管127，凸台133不伸入贮液器容器120的内表面，可防止油残存在第二腔123的底部。此外，由于凸台133的入口开有槽，油可平稳地流过油流出管127，油的流动损失也小。

实施例12:

图19 为本发明第十二实施例的制冷剂回路室外机贮液器的制冷剂流入管部分的剖面侧视图，图中标号136表示制冷剂流入管，管一端扩大成喇叭形；标号137表示用于将制冷剂流入管136 固定到贮液器120的容器上的凸台；标号122表示贮液器120的第一腔。通过钎焊等方法将制冷剂流入管136固定到凸台137 上，贮液器120容器上与凸台137 相配的孔的直径可使弯成喇叭状的制冷剂流入管136插入。通过熔焊等方法可将与制冷剂流入管136 成一体的凸台137固定到贮液器120容器上。

在图19中采用了管端部扩大成喇叭状的制冷剂流入管136，因此，流入的液态制冷剂的速度降低，避免液态制冷剂飞溅到制冷剂流入管136上，减少了从贮液器容器内表面碰回的制冷剂量，因而提高了蒸汽和液体的分离效果。

实施例13：

图20示出了本发明的第十三个实施例，它与第十二实施例具有类似的作用和效果，图中标号138代表制冷剂流入管；标号139代表与制冷剂流入管138的端部相配的细网目金属网；标号140 代表用于将制冷剂流入管138固定到贮液器120容器上的凸台；标号122表示贮液器120的第一腔。用钎焊等方法将制冷剂流入管138固定到凸台140上，与凸台140相配的贮液器120容器的孔径大小应能使带有金属网139的制冷剂流入管138插入其中，上述金属网是用点焊之类的方法被固定在管138端部的。用熔焊等方法将与固定有金属网139的制冷剂流入管138成一体的凸台140 固定在贮液器120容器上。

图20中金属网139装置在制冷剂流入管138的端部，由于金属

网139可看作是一种流阻，制冷剂流入速度降低，故而压力损失增加，但液态制冷剂流入速度降低可避免制冷剂液体溅落在制冷剂流入管138上，从而改善了蒸汽和液体的分离效果。

实施例14:

图21示出了本发明的第十四个实施例，其作用和效果与第十二及第十三实施例相似，图中141为制冷剂流入管，142为与制冷剂流入管141端部相配的板，140为用于将制冷剂流入管141固定到贮液器120容器上的凸台，122为贮液器120的第一腔。用钎焊等方法将制冷剂流入管141固定到凸台140上，与凸台140相配的贮液器120的容器的孔径大小应该使带有板142的制冷剂流入管141插入其中，上述板是用点焊之类的方法被固定在管138端部的。用熔焊等方法将与制冷剂流入管141(其上固定有板142)成一体凸台140装配到贮液器120容器上。

图21中，只要流入的制冷剂撞击在与制冷剂流入管141端部相配的板142上，由于撞击作用，制冷剂流速降低，因而压力损失增加，但从贮液器容器内表面碰回的制冷剂量亦减少，这有利于改善蒸汽和液体分离的效果。

在第十二至第十四实施例中提供了降低制冷剂流入管中制冷剂流速的制冷剂流入速度降低装置，因此，可防止液态制冷剂溅落在制冷剂流入管138上，并减少了从贮液器容易内表面碰回的制冷剂量，因而改善了蒸汽和液体分离的效果。此外，若提供降低制冷剂流入速度的构件，也能产生类似效果。

实施例15:

图22A为本发明第十五实施例的制冷剂回路室外机贮液器的制

制冷剂流入管部分剖面侧视图。(请参见图12A或图16A中贮液器的完整视图)。图22B示出了从B方向看到的贮液器制冷剂流入管部分的情况。在图22A和22B中,标号120表示贮液器;标号122表示第一腔;标号144表示插入贮液器120中的制冷剂流入管,其弯曲方向背离隔板121(未示出),端部为斜切口;标号137表示用于将制冷剂流入管144固定到贮液器120容器上的凸台;标号143(a)代表流入制冷剂的液滴;标号143(b)代表聚集在第一腔122中的液态制冷剂。

在该实施例中,制冷剂流入管144端部为斜切口,因而增加了制冷剂流入管144出口的横截面积,降低了流入的制冷剂液滴143(a)的速度。再者,鉴于制冷剂流入管144的端部为斜切口,由于制冷剂本身的粘性,使其流动方向倾,制冷剂沿贮液器120容器壁流动。因此,流入的制冷剂液滴143(a)的速度降低,使制冷剂从贮液器120壁碰回时得到缓冲,并导致制冷剂在贮液器120容器中流动,避免液滴143(a)飞溅,使聚集在第一腔122中的制冷剂143(b)的液面稳定,从而改善了第一腔中蒸汽和液体分离的效果。

实施例16:

图23A为本发明第十六实施例的制冷剂回路室外机贮液器的制冷剂流入管部分剖面侧视图。贮液器的完整视图(请参见图12A或16A)。图23B示出了从B方向看到的贮液器的制冷剂流入管部分的情况。在图23A和23B中,标号120表示贮液器;标号122表示第一腔;标号124表示制冷剂流入管,其弯曲方向背离设置在贮液器120中的隔板121(未示出),并与聚集在第一腔122中的液态制冷剂143(b)的液面平行;标号137表示用于将制冷剂流入管124固定到

贮液器120容器上的凸台；标号143(a)代表流入制冷剂的液滴；标号143(b)代表聚集在第一腔122中的液态制冷剂。

按上述要求加工和安装制冷剂流入管124，制冷剂液滴143(a)不会直接流入制冷剂流出管125或隔板121的连通孔128，从而，使第一腔122中蒸汽和液体分离的效果得到改善，还可减少制冷剂直接流入第二腔123，避免了第二腔123中油浓度变稀。液滴143(a)沿贮液器120的壳壁流动。制冷剂在贮液器120容器中的这种流动，使制冷剂从贮液器120壁碰回时得到缓冲，避免液滴143(a)飞溅，并使聚集在第一腔122中的制冷剂143(b)的液面稳定，从而改善啊第一腔122中蒸汽和液体分离的效果。

实施例17：

图24A为本发明第十七实施例的制冷剂回路室外机纵向安装的贮液器的制冷剂流入管部分剖面侧视图。(贮液器的完整视图请参见图14)。图24B示出了从B方向看到的贮液器制冷剂流入管部分的情况。在图24A和24B中，标号120表示贮液器；标号122表示第一腔；标号123表示第二腔；标号124表示插入贮液器120中的制冷剂流入管，其弯曲方向背离隔板121，用点焊将一块斜弯板145装于管端部；标号125表示制冷剂流出管；标号126表示油流入管；标号137表示用于将制冷剂流入管124、制冷剂流出管125以及油流入管126固定到贮液器120容器上的凸台；标号143(a)表示流入制冷剂的液滴；标号143(b)表示聚集在第一腔122中的液态制制冷剂。

在该实施例中，制冷剂流入管124端部装有倾斜的弯板145，因此，使流入制冷剂液滴143(a)的流入方向改变并倾斜方向，与上得到过的实施例一样，这样导致冷剂沿贮液器120壁流动，故而

产生类似的效果。在第十七实施例中，已对纵向安装的贮液器进行了讨论，当然，横向安装的也有类似效果。如果将端部带斜切口的制冷剂流入管144装在纵向安装的贮液器上，也产生类似效果。

实施例18:

图25A为本发明第十八实施例的制冷剂回路室外机贮液器的制冷剂流入管部分剖面侧视图，其中贮液器安装成卧式。(贮液器的完整视图参见图12A或16A)。图25B示出了贮液器制冷剂流入管部分的B向视图。在上述两幅图25中，标号120表示贮液器；标号122表示第一腔；标号124表示插入贮液器120中的制冷剂流入管，其弯曲方向背离隔板121(未示出)，端部朝向贮液器120的肩部；标号137表示用于将制冷剂流入管124固定到贮液器120容器上的凸台；标号143(a)表示流入制冷剂液滴；标号143(b)表示聚集在第一腔122中的液态制冷剂。

在该实施例中，由于制冷剂流入管124朝背离隔板121的方向弯曲，且其端部朝向贮液器120的肩部，制冷剂液滴143(a)沿贮液器120容器壁流动。在贮液器120容器中产生的这种流动缓冲了制冷剂从贮液器120壁碰回的现象，避免液滴143(a)飞溅，使聚集在第一腔22中的制冷剂143(b)液面稳定，从而改善了第一腔122中蒸汽和液体分离的效果。此餐，由于制冷剂液滴143(a)不直接流入制冷剂流出管或隔板121的连通孔128，改善了第一腔122中蒸汽和液体分离的效果，并减少了直接流入第二腔123中的制冷剂。

实施例19:

图26A为本发明第十九实施例的制冷剂回路室外机贮液器的制冷剂流入管部分剖面侧视图，其中贮液器为立式安装。(贮液器的

完整视图风图14)。图26B示出了从B方向看到的贮液器制冷剂流入管部分的情况。在图26A和26B中,标号120表示贮液器;标号122表示第一腔,标号123表示第二腔;标号124表示插入液器120中的制冷剂流入管,其弯曲方向背离隔板121,端部朝向贮液器120内壁的切向;标号125表示制冷剂流出管;标号126表示油流入管;标号137表示用于将制冷剂流入管124、制冷剂流出管125、和油流入管固定到贮液器120容器上的凸台;标号143(a)表示流入制冷剂液滴;标号143(b)表示聚集在第一腔122中的液态制冷剂。

在该实施例中,由于将制冷剂流入管124朝背离隔板121的方向弯曲且其端部朝向贮液器120的切向,流入制冷剂液滴143(a)的流入方向变斜,就象上面所提到的实施例那样,使制冷剂沿贮液器120的壁流动,因而产生类似效果。

实施例20:

图17A为本发明第二十个实施例的制冷剂回路室外机贮液器的剖面侧视图。图27B为沿图27A中A-A线剖开的横截面图。图27A和27B中与上面所提到的图12A和图12B中相同或相似的部件用相同标号表示。标号120代表贮液器容器,标号121表示将贮液器容器分隔成两个腔室的隔板。在该实施例中,隔板121的上部加工有一个圆形连通孔128。标号145表示一块制冷剂截流板,即表示设置在隔板121的连通孔128下方的液态制冷剂传送阻止装置,标号122表示第一腔,标号123代表第二腔124并设置在第一腔122中的制冷剂流入管,标号125表示制冷剂流出管,标号126表示设置在第二腔123中的油流入管,标号127表示设置在第二腔123底部的油流出管。

在该实施例中,设置在隔板121的连通孔128下方的制冷剂截

流板145可防止从第一腔122涌出的制冷剂143液滴直接流入第二腔123，因此，避免了第二腔中的油浓度减小。

实施例21：

图28A为本发明的第二十一实施例的制冷剂回路室外机贮液器的剖面侧视图。图28B为沿图28A的A-A线剖开的横截面图。图28A和28B中与上面已描述的图12A和12B中相同或相似的部件用相同标号表示。标号120表示贮液器容器，标号146表示将贮液器容器分隔成两个腔室的隔板；连通孔128开有凹槽，将凹槽件147朝第一腔122一侧弯曲，借此构成液态制冷剂传送阻止装置。标号123表示第二腔，标号124表示置于第一腔122中的制冷剂流入管，标号125表示制冷剂流出管，标号126表示置于第二腔123中的油流入管，标号127表示置于第二腔123底部的油流出管。

在本实施例中，隔板146的连通孔128开有凹槽，切口件147朝第一腔122一侧弯曲，借此，为防止从第一腔122涌出的制冷剂143(a)液滴直接流入第二腔123提供了液体制冷剂传送阻止装置，该装置的作用与第二十实施例中的制冷剂截流板145的作用相同，因而可避免第二腔123中的油浓度减小。

实施例22：

图29A为本发明第二十二实施例的制冷剂回路室外机贮液器的剖面侧视图，而图29B为沿图29A中A-A线剖开的横截面图，其中隔板147的连通孔128为圆形。连通孔128开有与圆孔相似的凹槽，凹槽件147弯向第一腔122一侧，以此作为液态制冷剂传送装置。依据上述方法，可简化运行，提高压力和制冷能力。

本实施例中部件的作用与第二十一实施例中部件的作用相似；

可防止从第一腔122中涌出的制冷剂143(a)液滴直接流入第二腔123,从而可避免第二腔123中油的浓度降低。

实施例23:

图30A为本发明的第二十三实施例的制冷剂回路室外和贮液器面侧视图。此外,图30B为沿图30A中的A-A线剖开的横截面图,图30C为图30A的局部放大图。图30A中与前面提到过的图29A和29B中的部件相同或相似的部件用相同标号表示。标号120表示贮液器容器,标号146表示将贮液器容器分隔成两个腔室的隔板;在连通孔128上开有象圆孔那样的凹槽,凹槽件147被弯向第一腔122的一侧。凹槽件147上加工有一个孔,一根上部液位检测管148装于该孔中,以用于检测聚集的制冷剂溢出第一腔122。用点焊等方法将上部液位检测管148装入孔中。标号123表示第二腔,标号124表示置于第一腔122中的制冷剂流入管,标号125表示制冷剂流出管,标号126表示置于第二腔123中的油流入管,标号127表示置于第二腔123底部的油流出管。

若在贮液器120中安装一个检测聚集的制冷剂溢出第一腔122的传感器,则可采用本实施例。在隔板146的连通孔128开有凹槽,该凹槽件147弯向第一腔122一侧,上部液位检测148装于弯曲件147中。上部液位检测管148包括一个加热器(未示出)和一个热敏电阻(未示出),以便检测管中点的管表面温度。当制冷剂流入上述液位检测管148时,借助于加热器使流入的制冷剂蒸发,热量减少。因此,以热敏电阻上观测到的管表面温度降低,这被用来作为反映制冷剂液面上升到贮液器120的第一腔122顶部的信号。如果聚集在贮液器中的制冷剂即将溢出第一腔而流入第二腔,可以

利用上述信号中止运行以便保护压缩机，或者可以将上述信号显示在检测器上等等，作为控制制冷剂的排出。迄今为止，都是用一根长管检测上部液位，但聚集在第一腔122的液态制冷剂143(b)的振动等可能损坏上部液位检测管148。在本实施例中，由于长的上部液位检测管148可以安装到用作检测截面的隔板146的部件147上，聚集在第一腔122中的液态制冷剂143(b)的振动不会引起上部液面检测管148损坏。

若将上部液面检测管148装于第二十实施例所描述的制冷剂截流板145上，当然也可具有类似作用和效果。

实施例24:

图31A为本发明第二十四实施例的制冷剂回路室外机贮液器的剖面侧视图，图31B为沿图31A的A-A线剖开的横截面图。图31A和31B中与前面所描述过的图30A的相同或相似部件用相同标号表示。标号120表示贮液器容器；标号146表示将贮液器容器分隔成两个腔室的隔板；连通孔128上开有与象圆孔一样的凹槽，将凹槽件147弯向第一腔122一侧；标号123表示第二腔；标号124表示置于第一腔122中的制冷剂流入管；标号125表示制冷剂流出管；标号126表示置于第二腔123中的油流入管；标号148表示上部液面检测管，该管的位置比连通孔128低。

如果在贮液器中带有用于检测制冷剂是否从第一腔122流入第二腔123传感器，则可用本实施例，可采用设置在第一腔122中的上部液面检测管148。将上部液面检测管148装在凹槽件147上，使该检测管低于连通孔128，从而可检测出现在第一腔122的液面上并流进第二腔123的气泡。

实施例25:

图32 为本发明第二十五实施例的制冷回路室外机贮液器的剖面侧视图。图32中与前面描述过的图30A中相同或相似部件用相同标号表示。标号120表示贮液器容器，标号146 表示将贮液器容器分隔成两个腔室的隔板，对连通孔128加工出象圆孔一样的凹槽，并将凹槽件147弯向第一腔122的一侧。标号123表示第二腔，标号124表示设置在第一腔122中的制冷剂流入管，标号125表示制冷剂流出管，标号126表示设于第二腔123中的油流入管，标号127表示设于第二腔123底部的油流出管，在管127 的中点装有一个温度传感器。

在该实施例中，测量管表面温度的热敏电阻162装在油流出管127的中点，该油流出管用于使聚集在第二腔123 中的油返回到压缩机中。当液态制冷剂从第一腔122流入第二腔123时，热敏电阻162反映出的管表面温度降低，借此可检测出制冷剂是否流入第二腔。显然，如果第二腔123中的油流出管127装有温度传感器，也具有与上部液面检测管类似的功能。

实施例26:

图33 为本实施例第二十六个实施例的制冷剂回路室外机贮液器的剖面侧视图。图33中与前面描述过的图30A中相同或相似的部件用相同标号表示。标号120表示贮液器容器；146 为将贮液器容器分隔成两个腔室的隔板；连通孔128上开有与圆孔一样的凹槽，凹槽件147被弯向第一腔122一侧。标号 148 表示上部液位检测管148；标号123为第二腔；标号124表示设于第一腔122 中的制冷剂流入管；标号125表示制冷剂流出管； 标号126 表示设于第二腔

123的油流入；标号127表示设于第二腔123底部的油流出管。标号149表示设于第一腔122底部的第二油流出管，压缩机1相通，管中部用作低液位检测管。标号150表示用于蒸发流入的制冷剂入加热器；标号151表示装于第二油流出管149上的热敏电阻；加热器150和热敏电阻151组成液位检测回路。标号13表示控制返回到压缩机中的油量和制冷剂量的节流阀。

此实施例适用于在贮液器120中装有检测第一腔122中是否存在制冷剂的传感器的情况。第二油流出管149被设置在第一腔122的底部，该管的中部用作低液位检测管。独特的是，借助于油流出管149使聚集在第一腔中的少量油制冷剂一道返回压缩机。加热器150和测量管表面温度的热敏电阻151装于油流出管149的中点。当制冷剂聚集在第一腔122中时，借助于加热器150使流入的制冷剂蒸发，热量减少，因此，热敏电阻151反映出的管表面温度降低，这可作为检测第一腔122中是否存在制冷剂的信号。如果信号反映出贮液器中制冷剂排空，该信号可用于指示停止运行以便保护压缩机，或者在显示器等显示上述信号，以控制制冷剂的补充或排放。因此，若在第一腔122中装有用作回油的第二油流出管149，该管也可用作低液位检测管，从而可使管部件数减少。

实施例27：

图34A为本发明第二十七个实施例的3段结构式贮液器的剖面侧视图，其中如制冷剂流入管之类的管件均未连入。图34B为该贮液器的顶视图。在图34A和34B中，标号153(a)表示贮液器容器筒；标号153(b)表示位于贮液器容器筒153(a)顶部的一排孔，制冷剂流入管等管件穿过上述孔；标号153(c)表示位于贮液器容器筒

153(a)底部的一排孔，油流出管等管件穿过这些孔；标号121表示隔板；128为在隔板121上加工出的连通孔122为第一腔；123为第二腔；标号152表示用熔接等方法将贮液器容器筒153(a)的两侧连接起来的两个块端板。

在该实施例中，贮液器上加工出的孔全都集中在贮液器容器筒153(a)上，并且成排地布置在贮液器容器筒153(a)的顶部和底部，因而可从一个方向组装和连接，并减少了加工时间。

实施例28：

图35为本发明第二十八个实施例的2段结构式贮液器的剖面侧视图，其中制冷剂流入管等管件均未连入。在该图中，标号154表示第一贮液器容器，它适于通过挤压等方法深拉成形，以便构成第一腔122；标号156为装于第一贮液器容器154外表面的隔板；128为在隔板156上加工出的连通孔；155为限定出第二腔123并装于隔板156外表面的第二贮液器容器。

在该实施例中，贮液器包括在一个部位连接而成的两段，将两个段熔焊在一起时，定位方便且能实现自动焊接。熔焊时，焊接尺溅物不易进入容器，容器，两段同时焊合与熔焊条有关。此外，可用钎焊焊接，两段在一个位置上焊合，可以一次钎焊成功，因此，节省了组装和焊接加工的时间。

实施例29：

图36为本发明第二十九个实施例的2段结构式贮液器的剖面侧视图，其中制冷剂流入管等管件均未连入。在该图中，标号157表示第一贮液器容器，它适于通过挤压等方法深拉成形，以便限定出第一腔；159为装于第一贮液器容器中的隔板，以卡住第一贮液

器容器157的两端；128为在隔板159上加工出的连通孔；158 为限定出第二腔123并装于隔板159的内表面的第二贮液器容器。

在该实施例中，贮液器也包括在一个部位连接而成的两段，将两段熔焊在一起时，定位方便能实现自动焊接，尤其在采用熔焊时，可防止焊接飞溅物进入容器内。此外，可用钎焊焊接，两端在一处焊合，可以一次钎焊成功，而且比二十八实施例更可靠。因此可节省组装和焊接加工的时间。

实施例30：

图37为一个剖面侧视图，它示出了本发明第三十个个实施例的贮液器连接部分的接点结构。在该图中，标号154表示第一贮液器容器，它适于用加压等方法深冲成形，以限定出第一腔122；标号156 表示带有装于第一贮液器容器154 外表面的凸缘的隔板；128为在隔板156上加工出的连通孔，155为限定出第二腔123 的第二贮液器容器，它装于隔板156 的外表面。使将第二贮液器容器155装于隔板156上的衔接部分比隔板156的凸缘短，因此，三部分可以装配在一起并能同时进行熔焊，所形成的焊珠(weld tead) 160如图中虚线所示。

在该实施例中，贮液器包括在一个部位连接而成的两段。为了熔焊，隔板156的凸缘叠置在第一贮液器容器154的外表面，第二贮液器容器155内表面的衔接部分比叠置在外表面的隔板156 的凸缘短。此外，第三十实施例除上述效果外，两段能一次焊合，且能使将贮液器分隔成第一和第二腔122和123的隔板156加工成具有可靠的气密性。并使此部件具有可靠的气密性，需使隔板156的凸缘长于第二贮液器容器155的衔接部分(本例中为1-2mm)。因此

焊接时容易定位且能实现自动焊接，熔焊时，焊接飞溅物不易进入容器，且能节省组装和焊接加工的时间。

实施例31：

图38为连接部分接点结构的剖面侧视图，它示出了加工本发明第三十一实施例的贮液器的方法，第三十一实施例中与前面描述的图37中相同或相似的部件在图38中用相同标号表示，此处不再赘述。本发明的加工方法中，当将上述三部件同时熔焊在一起时，使隔板156的凸缘和第二贮液器容器155与第一贮液器容器154配合，同时使第一和第二贮液器容器154和156彼此压靠在一起，然后将它们熔焊。或者，用夹具或类似装置将第一贮液器容器154或第二贮液器容器155固定，再对未被固定的贮液器容器加压，在熔焊前，保持压力使其固定，再用点焊等方法，将其临时焊接，或者将一个部件侧面固定，对另一部件加压，不用临时焊接而直接而直接进行熔焊。

据此实施例，除具有与第三十实施例类似的效果外，因为熔焊时隔板156与第一和第二贮液器154和155啮合，能够可靠地防止焊接飞溅物进入容器中。

实施例32：

图39为本发明第三十二实施例的贮液器隔板透视图，图中标号161(a)表示将贮液器分隔成第一和第二腔的隔板，标号161(b)表示设置在隔板161(a)上的凸缘，其形状象圆锥形且其端部外径大于贮液器容器的内径，隔板的平面部分的外径小于贮液器容器的内径。标号128表示在隔板161(a)上加工出的连通孔。

图40为一截面图，它示出了一个将隔板161(a)横装于3段式贮

液器中的实例。图40中与前面由图34A和34B 示出的第二十七实施例中相同或相似的部件用相同标号表示，此处不再赘述。将带有锥状凸缘161(b)的隔板161(a)推入贮液器容器筒153(a)中。此时，借助于隔板161(a)锥形凸缘161(b)的弹力使隔板161(a)能可靠地沿贮液器筒153(a)放置，并停留在停止推动的位置上。之后，用极惰性气体保护焊等方法将隔板161(a)的锥形凸缘161(b)焊在贮液器容器筒153(a)上。

按照此实施例，隔板161(a)定位方便，而且比较容易焊接，虽然隔板161(a)薄，但不会使其发生大的变形。

适当地将上述诸实施例中所描述过的制冷剂流入速度降低装置，使制冷剂沿壁流动的壁传送装置、防止第一腔中的液态制冷剂传送到第二腔的液态制冷剂传送阻止装置组合在一起，必然能提供具有这类装置的功能和效果的贮液器。

上面我们以制冷剂回路室外机贮液器为例对本发明进行了讨论，但本发明不只适用于室外贮液器，它广泛适用于各类制冷剂回路贮液器。

图 1

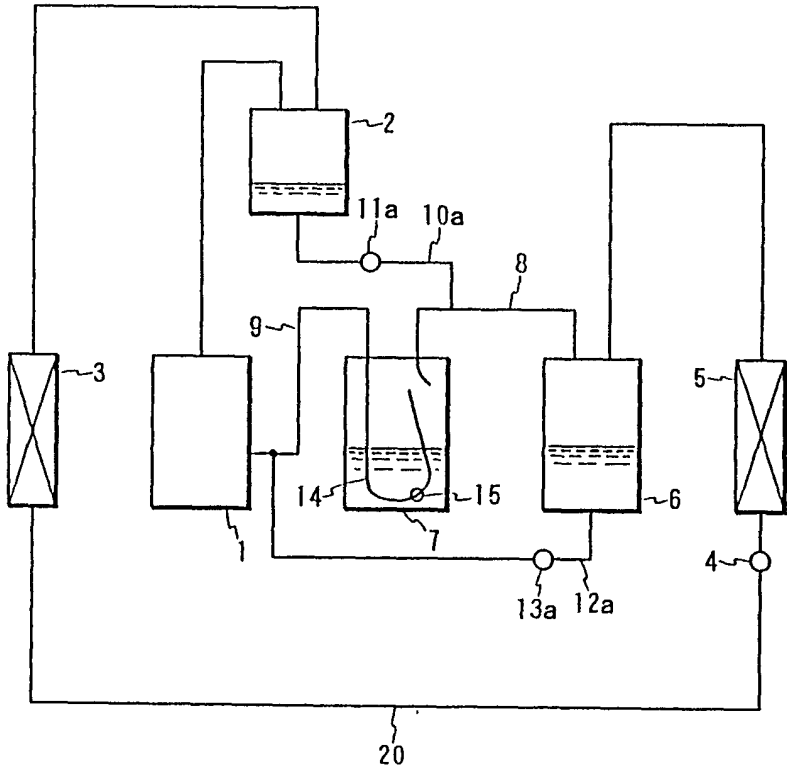


图 2

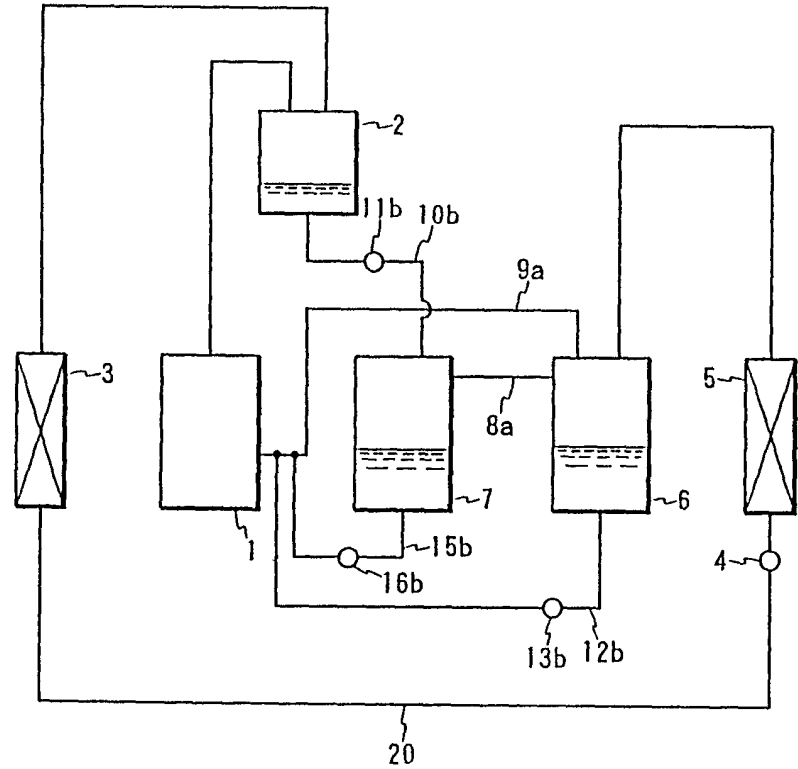


图 3

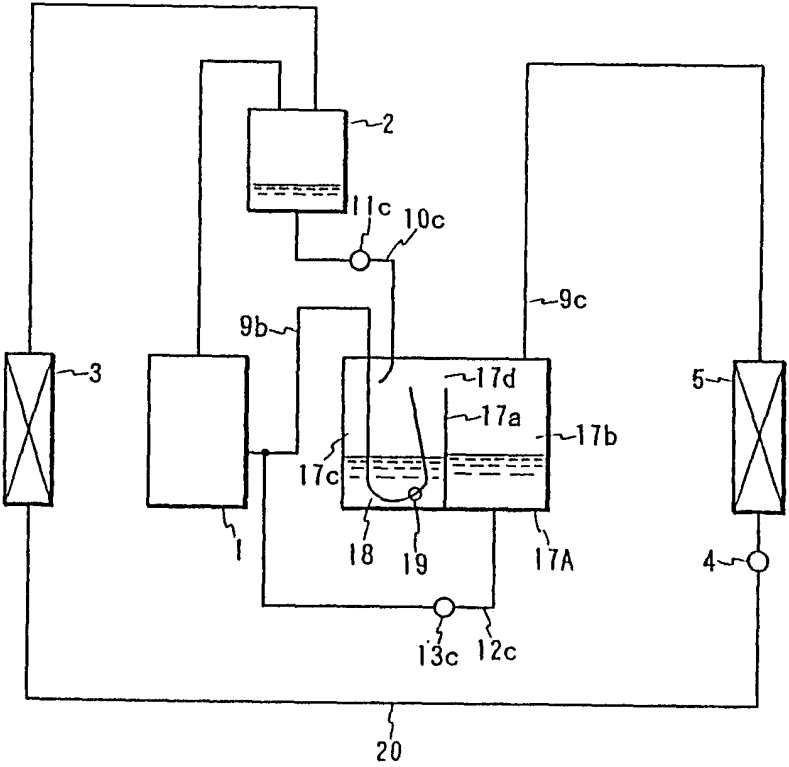
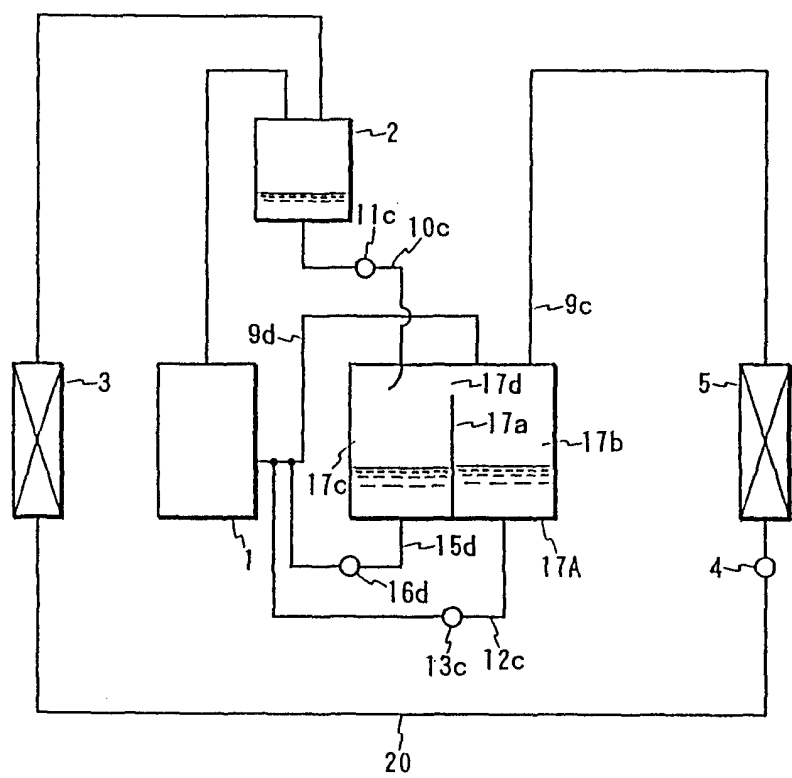


图 4



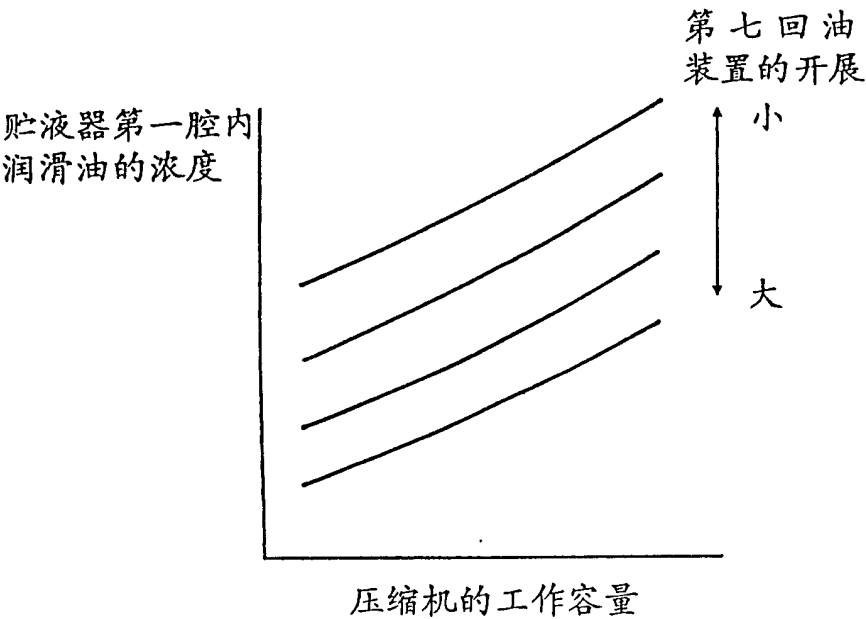


图 6

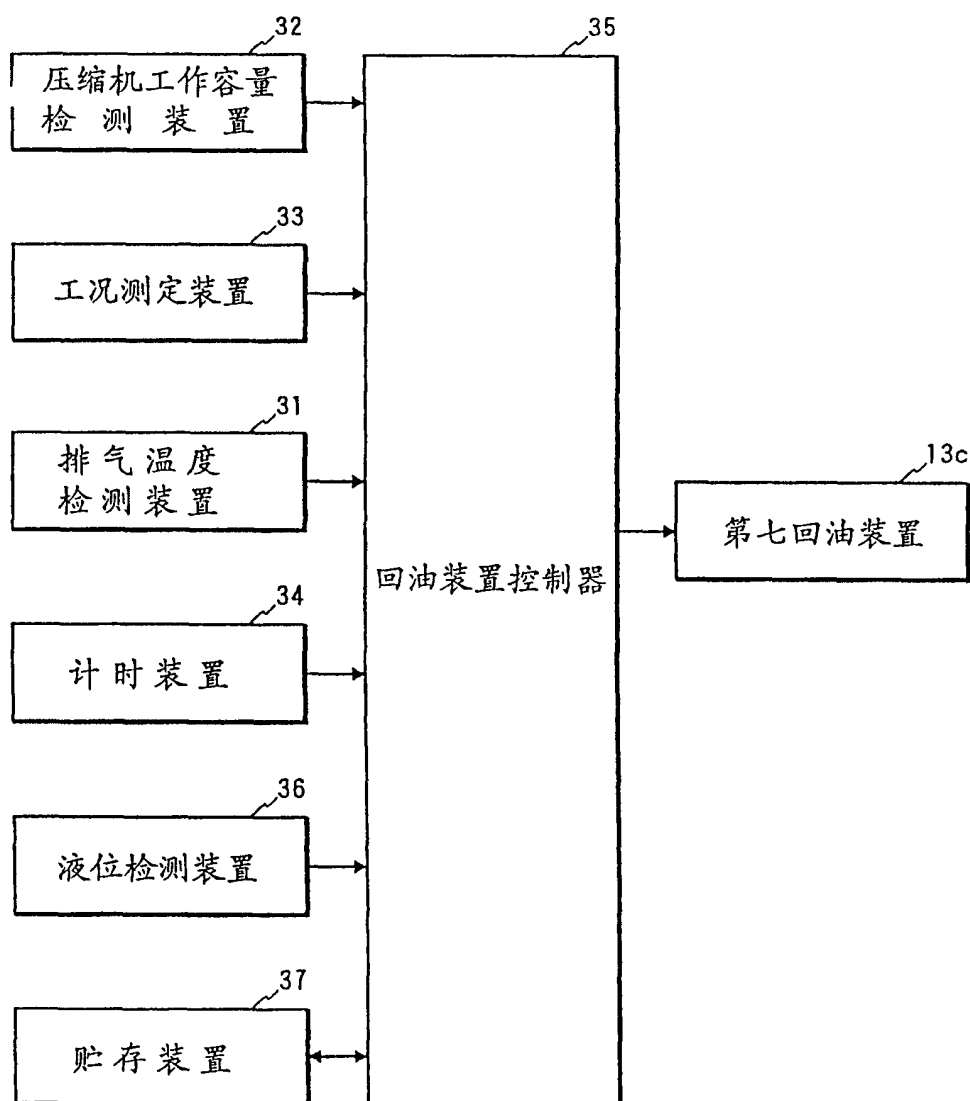


图 7

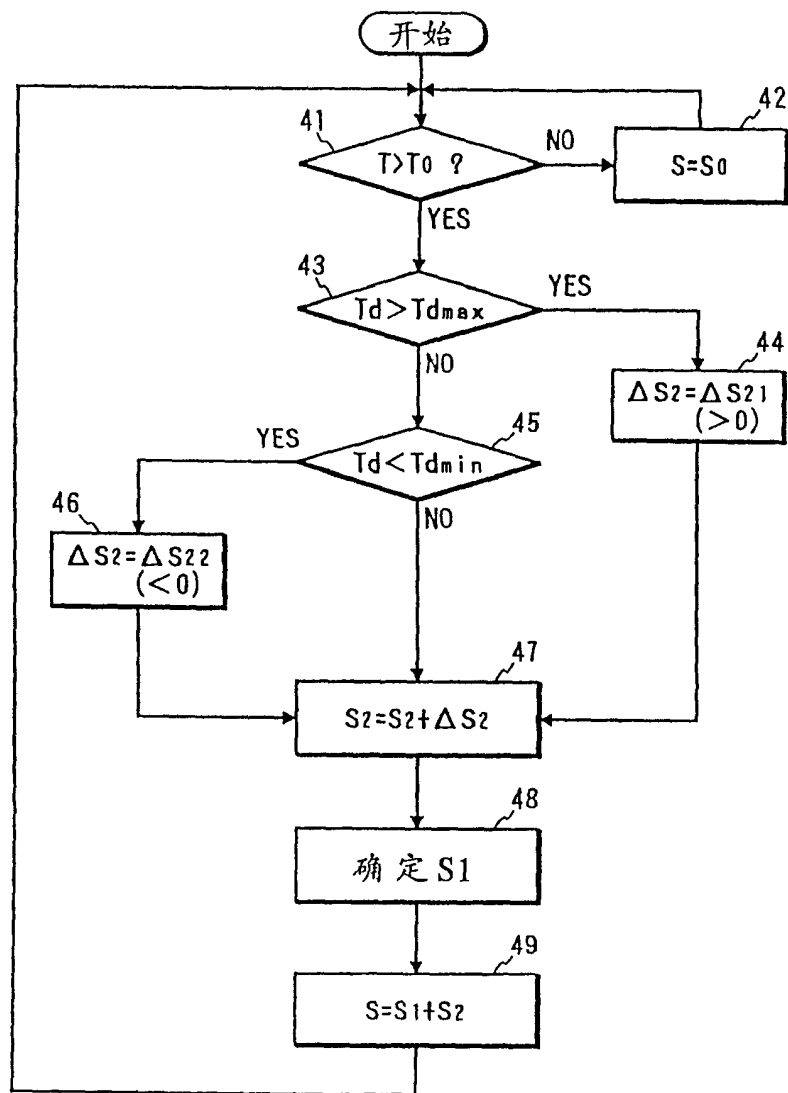


图 8

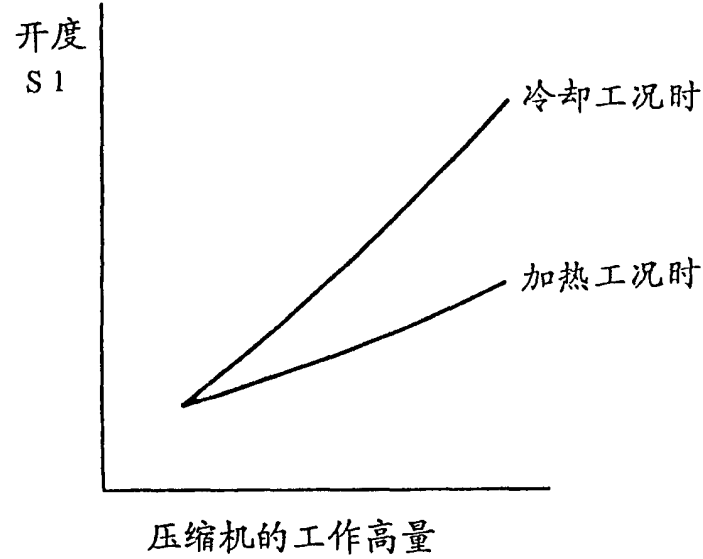


图 9

图 10

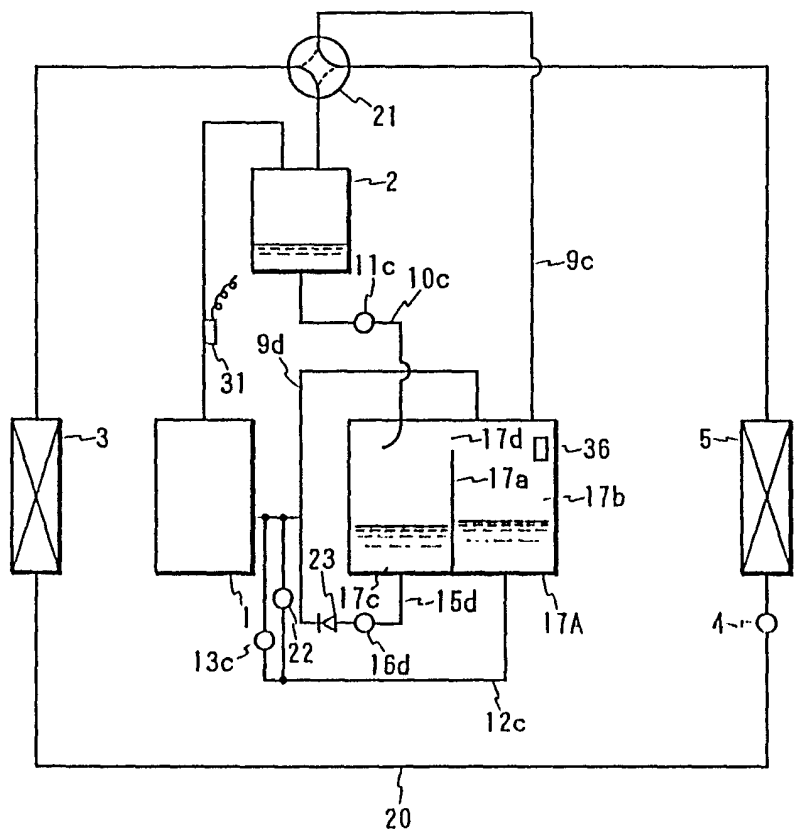


图 11

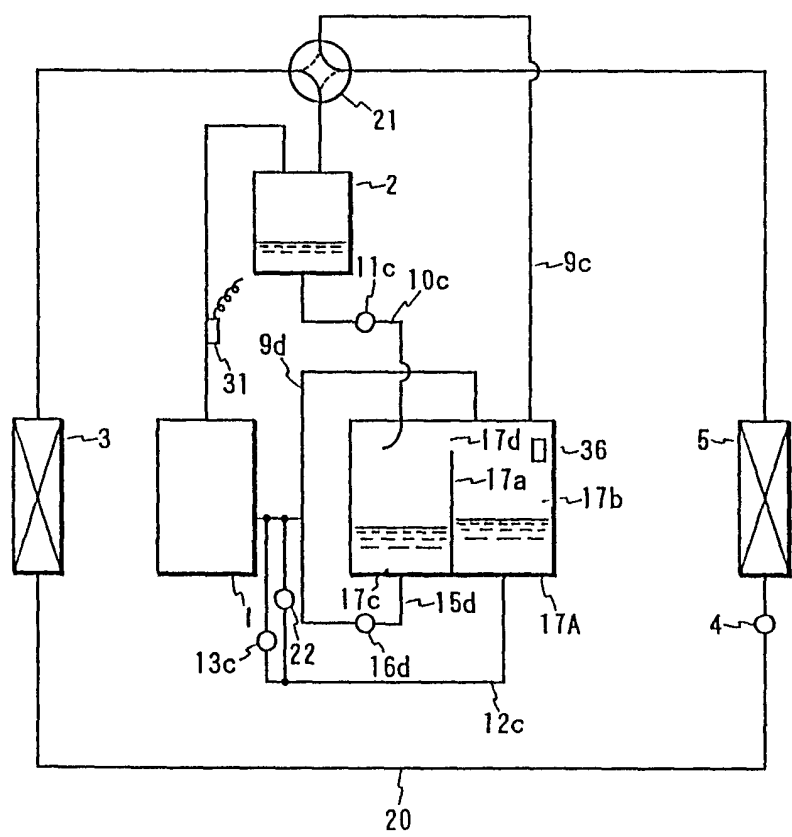


图 12A

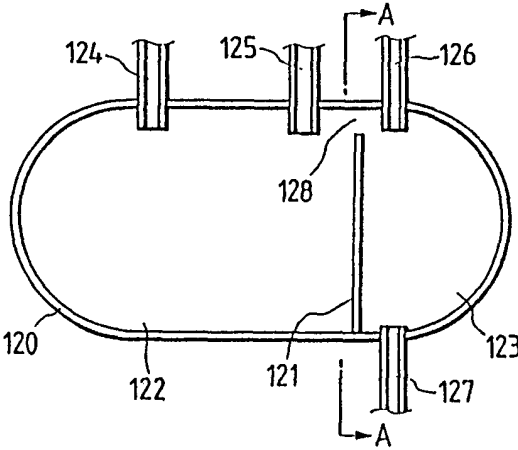


图 12B

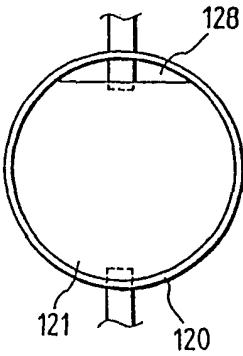


图 13

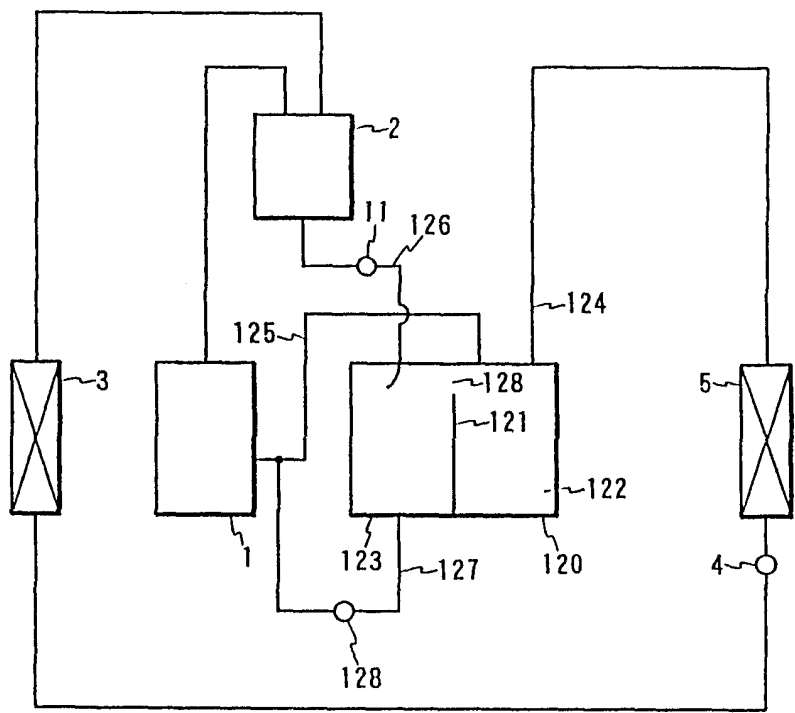


图 14

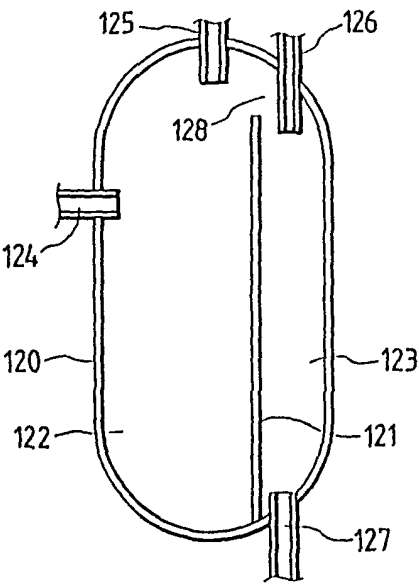


图 15

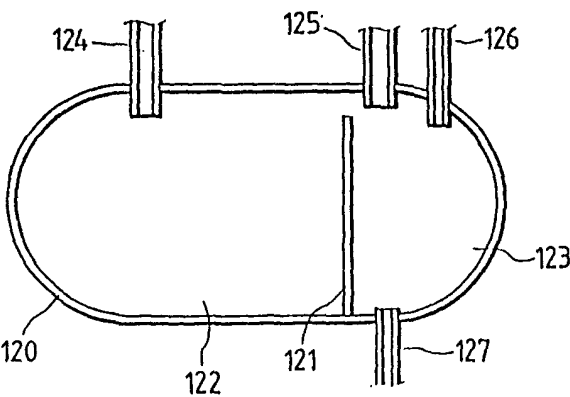


图 16A

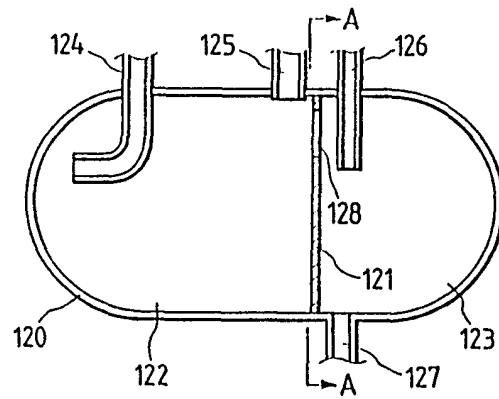


图 16B

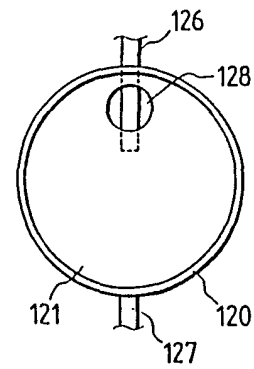


图 17

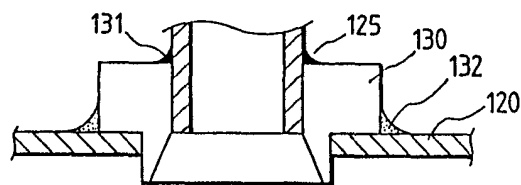


图 18

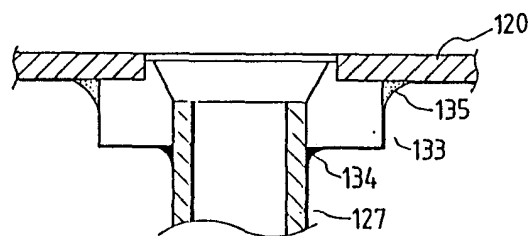


图 19

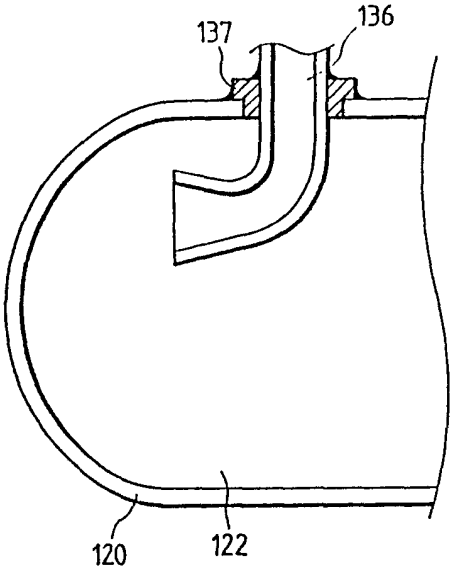
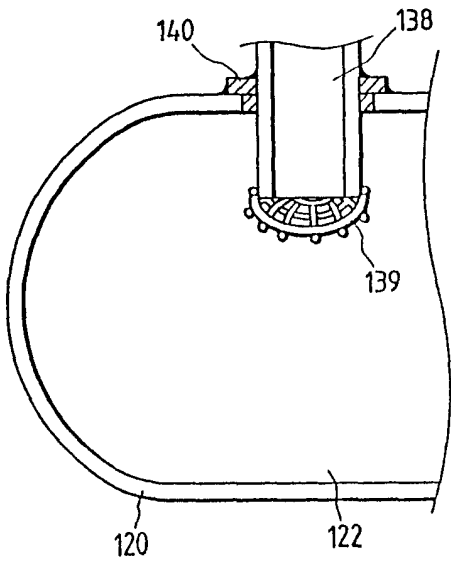


图 20



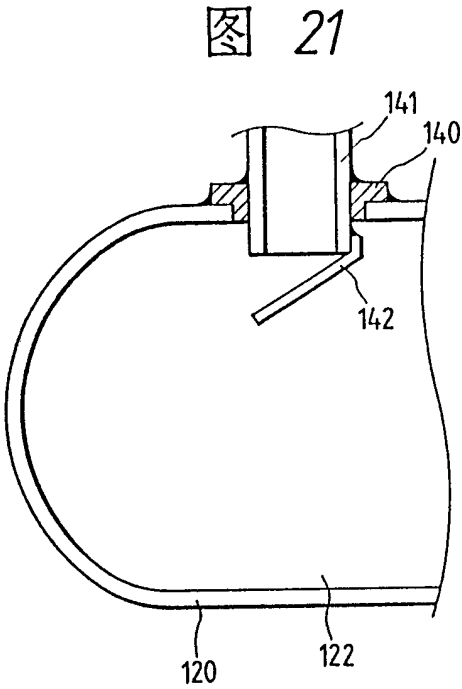


图 22A

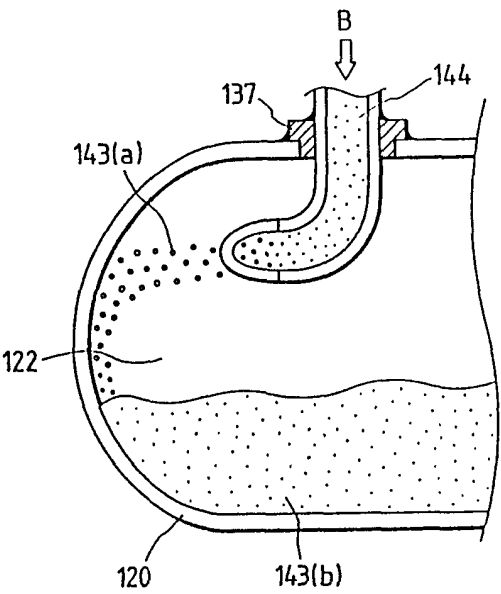


图 22B

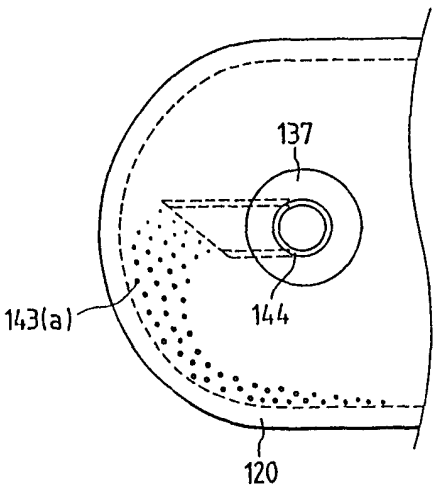


图 23A

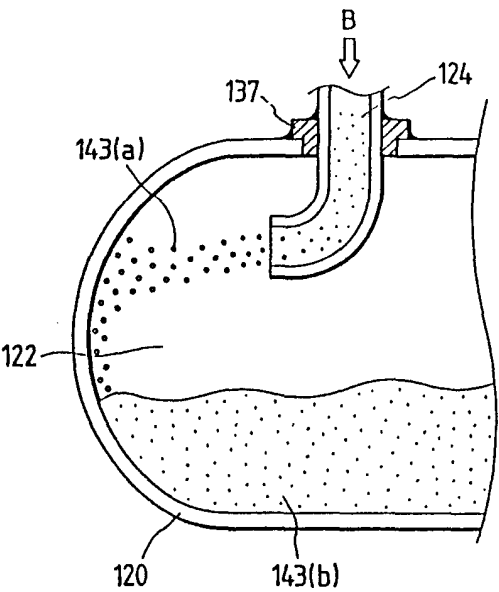


图 23B

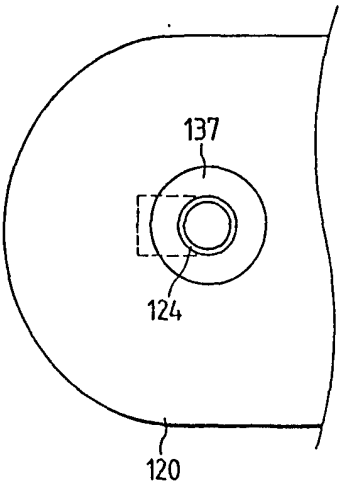


图 24A

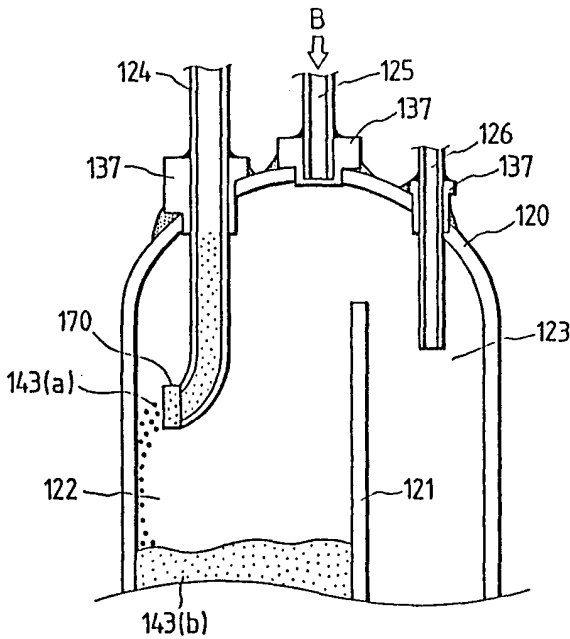


图 24B

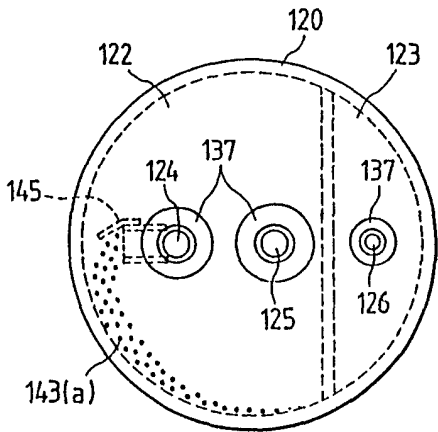


图 25A

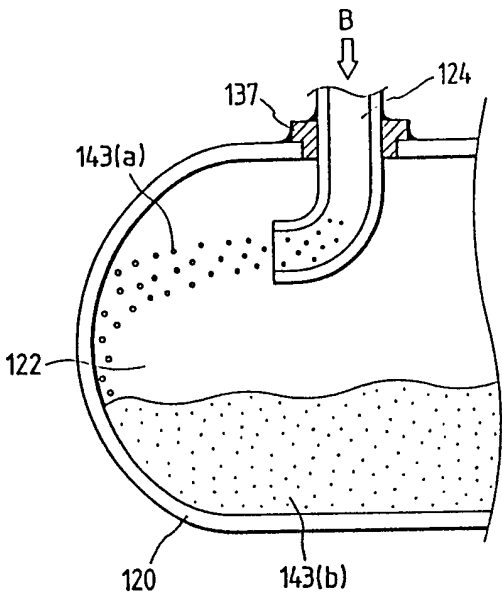


图 25B

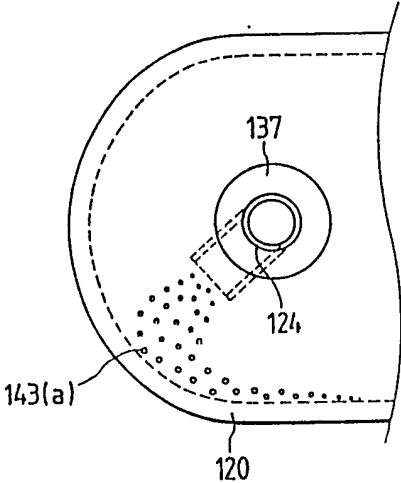


图 26A

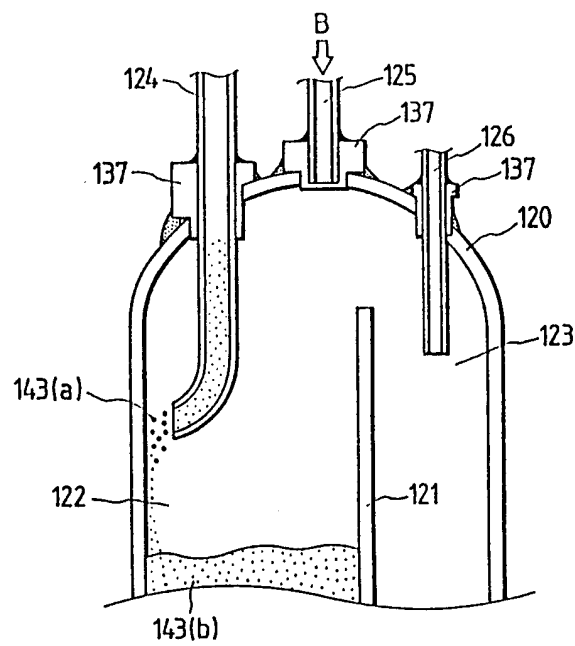


图 26B

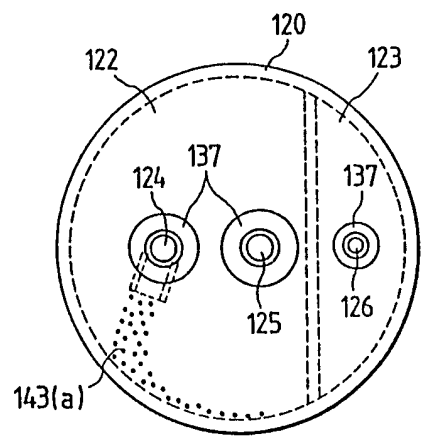


图 27A

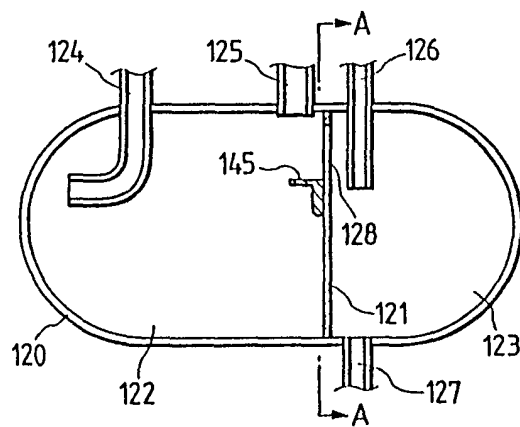


图 27B

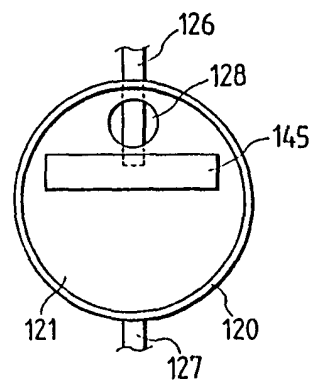


图 28A

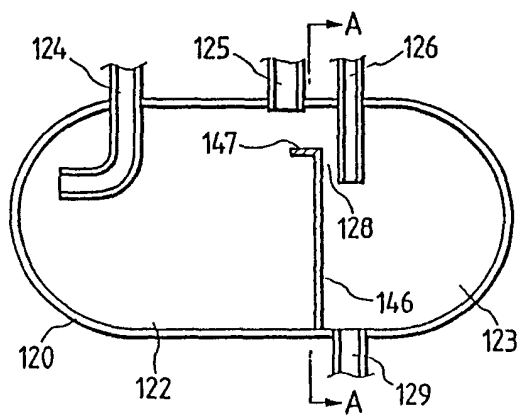


图 28B

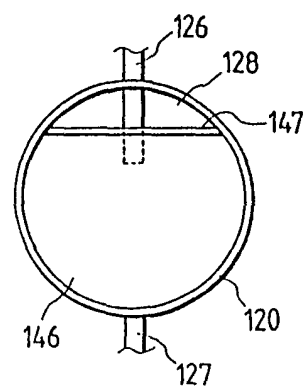


图 29A

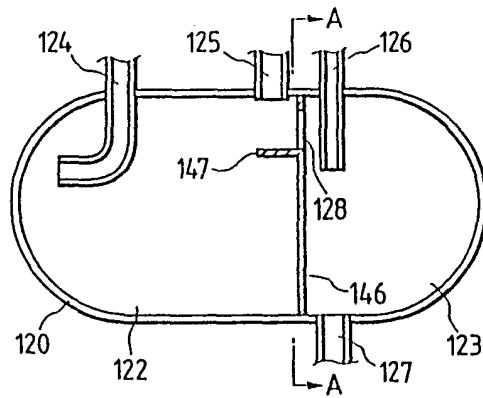


图 29B

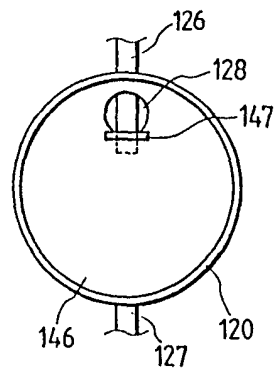


图 30A

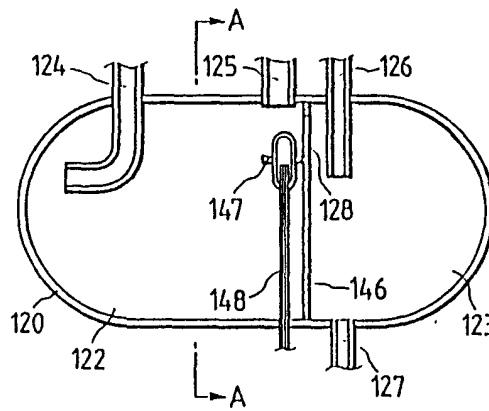


图 30B

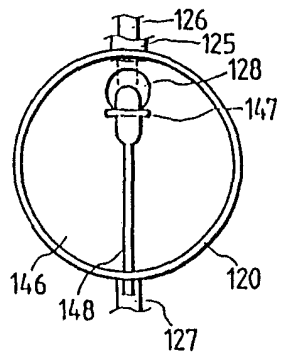


图 30C

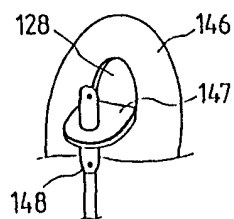


图 31A

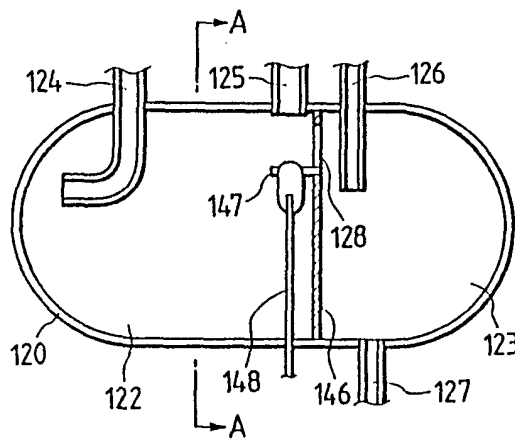


图 31B

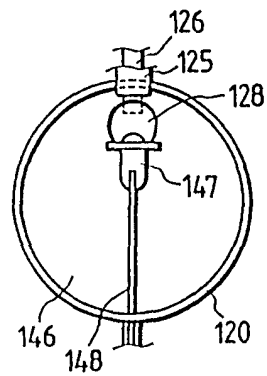


图 32

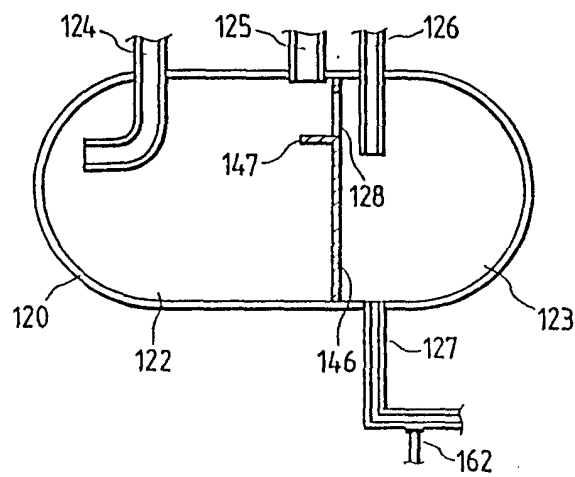


图 33

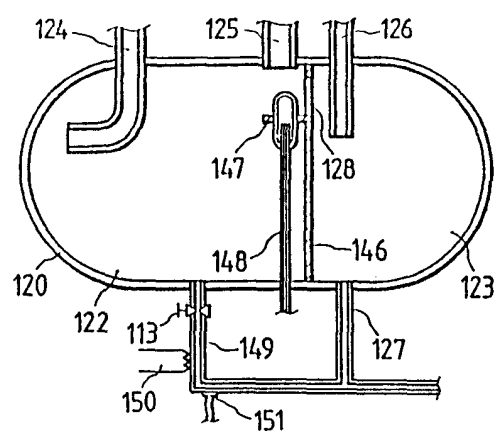


图 34A

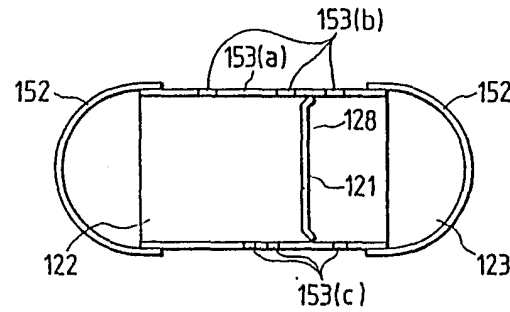


图 34B

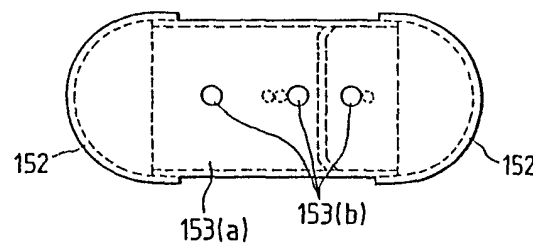


图 35

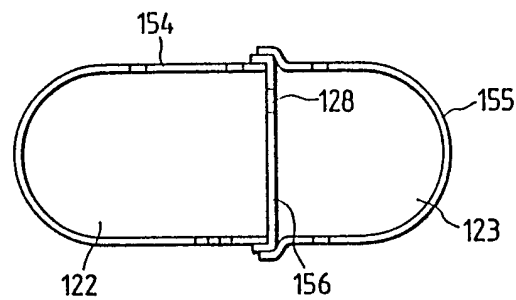


图 36

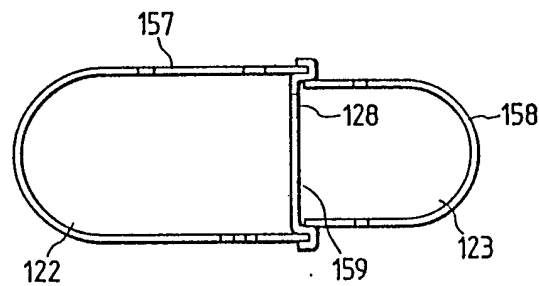
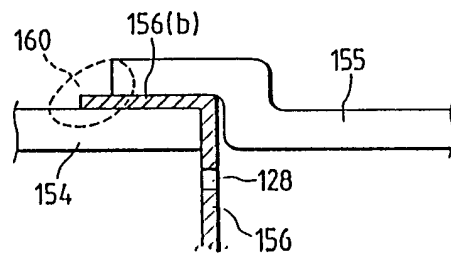


图 37



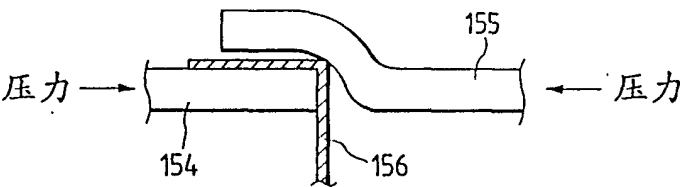


图 38

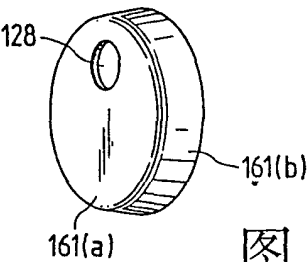


图 39

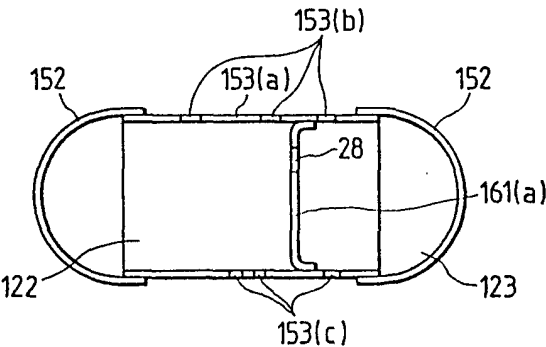


图 40

图 41

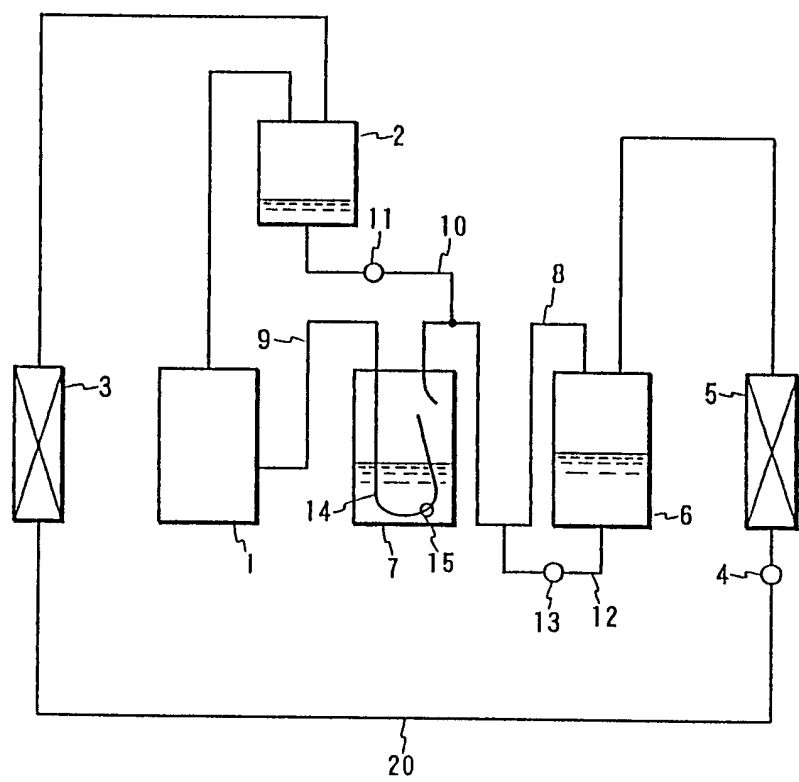


图 42A

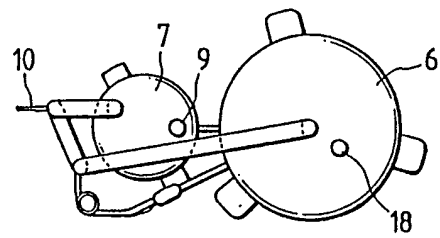


图 42B

