



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 101946095 A

(43) 申请公布日 2011. 01. 12

(21) 申请号 200980106069. X

(51) Int. Cl.

(22) 申请日 2009. 02. 20

F04D 29/42(2006. 01)

(30) 优先权数据

12/034, 594 2008. 02. 20 US

(85) PCT申请进入国家阶段日

2010. 08. 20

(86) PCT申请的申请数据

PCT/US2009/034612 2009. 02. 20

(87) PCT申请的公布数据

W02009/105598 EN 2009. 08. 27

(71) 申请人 特灵国际有限公司

地址 美国新泽西州

(72) 发明人 P·F·哈力 R·T·詹姆士

(74) 专利代理机构 上海专利商标事务所有限公

司 31100

代理人 茅翊恣

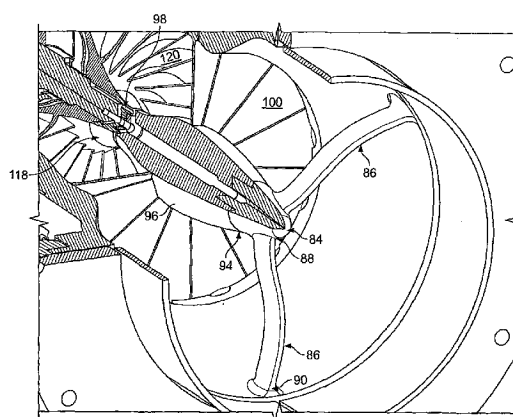
权利要求书 3 页 说明书 14 页 附图 15 页

(54) 发明名称

离心式压缩机组件和方法

(57) 摘要

一种用于压缩制冷剂的离心式压缩机组件 (24), 该离心式压缩机组件包括一体式入口流动调节组件 (54), 该入口流动调节组件包括流动调节前端 (84)、多个入口流动叶片 (100) 和流动调节本体 (92), 该流动调节本体将入口引导叶片定位成调节进入叶轮机 (56、58) 的制冷剂的流动以用最少的引导叶片转动实现大致恒定角度的目标涡旋分布。



1. 一种用在用于压缩制冷剂的压缩机中的入口流动调节组件,包括:
 - a. 入口流动调节壳体,所述入口流动调节壳体定位在所述压缩机内和容纳在所述压缩机内的叶轮机的上游;所述入口流动调节壳体形成流动调节通道,所述入口调节通道具有与通道出口流体连通的通道入口;
 - b. 流动调节本体,所述流动调节本体具有第一本体端、中间部分以及第二本体端;所述流动调节本体沿所述流动调节通道的长度大致中央地定位;所述流动调节本体布置成与所述第一本体端处的流动调节前端重合并与所述第二本体端处所述叶轮机的叶轮机毂重合,所述流动调节本体具有流线型弯曲部分,所述弯曲部分相对于所述叶轮机的转动轴线的曲率半径超过所述叶轮机毂的半径;以及
 - c. 多个入口引导叶片,所述入口引导叶片定位在所述通道入口和通道出口之间;所述多个入口引导叶片沿所述流动调节本体的相对于所述叶轮机的转动轴线的半径超过所述叶轮机毂的半径的位置处可转动地安装在支承轴上。
2. 如权利要求 1 所述的入口流动调节组件,其特征在于,还包括支杆,所述支杆包括第一支杆端和第二支杆端,所述第一支杆端附连到所述流动调节前端,且所述第二支杆端附连到所述入口流动调节壳体。
3. 如权利要求 2 所述的入口流动调节组件,其特征在于,所述支杆具有沿所述通道入口的流动方向平面对齐的支杆中脊线。
4. 如权利要求 2 所述的入口流动调节组件,其特征在于,所述支杆具有围绕沿所述通道入口的流动方向平面的支杆中脊线的对称厚度分布。
5. 如权利要求 2 所述的入口流动调节组件,其特征在于,所述支杆沿大致平行于所述通道入口的平面大致呈 S 形。
6. 如权利要求 1 所述的入口流动调节组件,其特征在于,所述流动调节本体的最大半径与所述叶轮机毂的半径的比值约为 2 比 1。
7. 如权利要求 1 所述的入口流动调节组件,其特征在于,所述中间部分具有从所述叶轮机的转动轴线延伸的半径,所述中间部分的半径大于第一本体端半径和第二本体端半径。
8. 如权利要求 1 所述的入口流动调节组件,其特征在于,所述多个入口引导叶片具有护罩侧边缘表面,所述护罩侧边缘表面的形状做成符合所述流动调节本体的表面曲率。
9. 如权利要求 1 所述的入口流动调节组件,其特征在于,所述入口流动调节壳体具有凹陷的表面形状;所述多个入口引导叶片具有护罩侧边缘表面形状,所述护罩侧边缘表面形状符合所述凹陷表面形状。
10. 如权利要求 9 所述的入口流动调节组件,其特征在于,所述多个入口引导叶片的所述护罩侧边缘表面的所述形状和所述入口流动调节壳体的所述凹陷表面的所述形状为大致球形,使得所述多个入口引导叶片的所述护罩侧边缘表面嵌入所述入口流动调节壳体的所述凹陷表面内。
11. 如权利要求 1 所述的入口流动调节组件,其特征在于,所述多个入口引导叶片是曲翼面。
12. 如权利要求 1 所述的入口流动调节组件,其特征在于,所述多个入口引导叶片构造有具有对称厚度的径向变化的曲面。

13. 如权利要求 1 所述的入口流动调节组件,其特征在于,所述多个入口引导叶片构造有可变翼展曲面,并布置成在所述制冷剂穿过所述多个入口引导叶片之后用所述压缩机的最小总压力损失赋予所述叶轮机上游以 0 至约 20 度的涡旋。

14. 如权利要求 13 所述的入口流动调节组件,其特征在于,所述多个入口引导叶片布置成在所述叶轮机处赋予以恒定径向 12 度的涡旋。

15. 如权利要求 1 所述的入口流动调节组件,其特征在于,所述多个入口引导叶片包括布置在全打开位置的多个轮叶,所述多个轮叶的前缘与所述制冷剂的流动方向对齐,且所述多个轮叶的后缘具有从所述多个入口引导叶片的毂侧到护罩侧径向变化的曲面,使得所述多个入口引导叶片用所述压缩机穿过所述多个入口引导叶片的最小总压力损失赋予所述叶轮机上游以 0 至约 20 度的涡旋。

16. 如权利要求 1 所述的入口流动调节组件,其特征在于,所述多个入口引导叶片定位在所述流动调节本体的从所述叶轮机的转动轴线延伸的所述流动调节本体的半径沿所述流动调节本体为最大的位置。

17. 如权利要求 1 所述的入口流动调节组件,其特征在于,所述入口流动调节组件位于涡旋减少器的下游。

18. 如权利要求 17 所述的入口流动调节组件,其特征在于,所述涡旋减少器包括:流动导管,所述流动导管定位在所述压缩机上游;径向轮叶,所述径向轮叶连接到所述流动导管和吸入管;所述流动导管和所述径向轮叶形成多个流动室,所述流动室具有与所述吸入管重合的中心并构造成使所述流动室上游具有涡旋流动的所述制冷剂在所述流动室下游具有大致轴向流动。

19. 一种调节通过压缩机的制冷剂旋涡的方法,所述压缩机具有压缩机壳体,所述压缩机用于压缩制冷剂,包括以下步骤:

a. 将入口流动调节组件定位在叶轮机上游,所述叶轮机设置在所述压缩机壳体内,所述入口流动调节组件还包括:

i. 入口流动调节壳体,所述入口流动调节壳体定位在所述压缩机内并在容纳在所述压缩机内的所述叶轮机的上游;所述入口流动调节壳体形成流动调节通道,所述流动调节通道具有与通道出口流体连通的通道入口;

ii. 流动调节本体,所述流动调节本体具有第一本体端、中间部分以及第二本体端;所述流动调节本体沿所述流动调节通道的长度大致中央地定位;所述流动调节本体布置成与所述第一本体端处的流动调节前端重合并与所述第二本体端处所述叶轮机的叶轮机毂重合,所述流动调节本体具有流线型弯曲部分,所述弯曲部分相对于所述叶轮机的转动轴线的曲率半径超过所述叶轮机毂的半径;以及

iii. 多个入口引导叶片,所述入口引导叶片定位在所述通道入口和通道出口之间;所述多个入口引导叶片沿所述流动调节本体的相对于所述叶轮机的转动轴线的半径超过所述叶轮机毂的半径的位置处可转动地安装在支承轴上;以及

b. 在所述压缩机运行期间,将所述制冷剂抽吸通过所述入口流动调节组件到达所述叶轮机。

20. 如权利要求 19 所述的调节方法,其特征在于:所述多个入口引导叶片位于所述流动调节本体的半径为最大的位置。

21. 如权利要求 19 所述的方法,其特征在于,还包括这样的步骤:将所述制冷剂从所述叶轮机排放到与外部蜗壳流体连通的扩散器;所述外部蜗壳形成围绕所述压缩机壳体的周向流动路径;所述外部蜗壳具有大于所述扩散器的质心半径的质心半径。

22. 如权利要求 19 所述的调节方法,其特征在于,还包括将涡旋减少器定位在所述入口流动调节组件上游的步骤;其中所述涡旋减少器还包括:流动导管;径向轮叶,所述径向轮叶连接到所述流动导管和用于将所述制冷剂输送到所述压缩机的吸入管;所述流动导管和所述径向轮叶形成多个流动室,所述流动室具有与所述吸入管重合的中心并定尺寸成使所述流动室上游具有涡旋流动的所述制冷剂在所述流动室下游具有大致轴向流动。

23. 如权利要求 22 所述的调节方法,其特征在于,所述抽吸步骤还包括抽吸所述制冷剂通过涡旋减少器,然后通过所述入口流动调节组件。

离心式压缩机组件和方法

[0001] 相关申请的交叉引用

[0002] 无

[0003] 联邦赞助研发

[0004] 无

背景技术

[0005] 本发明总地属于用于压缩流体的压缩机。更具体地说,本发明的各实施例涉及用在制冷系统中的高效离心式压缩机组件及其部件。压缩机组件的实施例包括一体式流体流动调节组件、流体压缩构件以及由可变速驱动器控制的永磁电动机。

[0006] 制冷系统通常包括制冷回路以提供用于冷却指定建筑空间的冷却水。典型的制冷回路包括压缩制冷剂气体的压缩机、将压缩的制冷剂冷凝成液体的冷凝器、以及利用液体制冷剂来冷却水的蒸发器。然后将冷却水用管道送到所要冷却的空间。

[0007] 一个这种制冷或空气调节系统使用至少一个离心式压缩机并称为离心式冷却器。离心式压缩涉及仅几个机械部件的纯转动运动。单个离心式压缩机冷却器,有时也称为单级冷却器,通常制冷量范围在 100 至 2000 冷吨以上。通常,离心式冷却器可靠性高,且需要较少维护。

[0008] 离心式冷却器在商业上和其它有高冷却和 / 或加热要求的设施中消耗大量的能源。这种冷却器在某些情况下具有高达 30 年或更久的运行寿命。

[0009] 离心式冷却器在用于例如建筑物、城市住宅(例如多层建筑物)或大学校园时提供一定的优点和效率。这些冷却器在包括中东条件在内的宽范围温度应用中是有用的。较低制冷量的螺杆式压缩机、涡旋式压缩机或往复型压缩机通常用于例如基于水的冷却器应用。

[0010] 在现有单级冷却器系统中,在约 100 冷吨至 2000 冷吨以上的范围内,压缩机组件通常由感应电动机齿轮驱动。冷却器系统的各部件通常对给定的应用条件分别优化设计,其忽略可通过各压缩机各级上游与下游之间的流体控制产生的累积优点。此外,用在冷却器系统中的现有多级压缩机的第一级定尺寸成优化地运行,而允许第二(或之后)级欠佳地运行。

发明内容

[0011] 根据本发明的较佳实施例,提供一种用在压缩制冷剂的压缩机中的入口流动调节组件。该入口流动调节组件包括:入口流动调节壳体,所述入口流动调节壳体定位在压缩机内且在容纳在压缩机内的叶轮机的上游;该入口流动调节壳体形成流动调节通道,所述流动调节通道具有与通道出口流体连通的通道入口;流动调节本体,所述流动调节本体具有第一本体端、中间部分和第二本体端;所述流动调节本体沿流动调节通道的长度大致中央地定位;流动调节本体在第一本体端与流动调节前端重合并第二本体端与叶轮机的叶轮毂重合,所述流动调节本体具有流线形弯曲部分,所述弯曲部分相对于叶轮机的转动轴线

的曲率半径超过叶轮毂的半径；以及多个入口引导叶片，各叶片定位在所述通道入口与通道出口之间；所述入口引导叶片在沿流动调节本体的流动调节本体相对于叶轮的转动轴线的半径超过叶轮毂半径的位置可转动地安装在支承轴上。

[0012] 在又一实施例中，提供一种调节通过压缩机的制冷剂涡旋的方法，该压缩机具有压缩机壳体，所述压缩机用于压缩制冷剂。该方法包括下列步骤：将入口流动调节组件定位在叶轮机上游，该叶轮机设置在压缩机壳体内，且在压缩机运行期间将制冷剂抽吸通过所述入口流动调节组件到达叶轮机。用在该方法中的入口流动调节组件包括：入口流量调节壳体，该入口流量调节壳体定位在压缩机内且在容纳在压缩机内的叶轮机的上游；该入口流量调节壳体形成流量调节通道，该流量调节通道具有与通道出口流体连通的通道入口；流量调节本体，该流量调节本体具有第一本体端、中间部分和第二本体端；所述流量调节本体沿流量调节通道的长度大致中央地定位；流量调节本体在第一本体端与流量调节前端重合并第二本体端与叶轮的叶轮毂重合，所述流量调节本体具有流线形弯曲部分，该弯曲部分相对于叶轮的转动轴线的曲率半径超过叶轮毂的半径；以及多个入口引导叶片，所述入口引导叶片定位在所述通道入口和通道出口之间；所述多个引导叶片沿所述流动调节本体的相对于所述叶轮的转动轴线的半径超过所述叶轮毂的半径的位置处可转动地安装在支承轴上。

[0013] 本发明的各实施例的优点应当是显然的。例如，一实施例是高性能一体式压缩机组件，该压缩机组件可以实际上恒定的全负荷效率在较宽标称制冷量范围内运行，而与标称电源频率和电压变化无关。较佳压缩机组件：增加全负荷效率，产生较高的部分负荷效率并实际上具有在给定制冷量范围内恒定的效率，独立于电源频率或电压变化进行控制。其它优点是压缩机组件和冷却器系统的物理尺寸减小，改进整个运行范围内的稳定性并降低总噪声水平。本发明的较佳实施例的另一优点是可减少在约 250 至 2000 冷吨以上的较佳制冷量范围内所需要运行的压缩机的总数量，这可使得制造商的成本显著下降。

[0014] 从以下说明书和权利要求书，不难了解其它的优点和特征。

附图说明

[0015] 以下附图尽可能地包括指示相同特征的相同附图标记：

[0016] 图 1 示出根据本发明一实施例的冷却器系统和各种部件的立体图。

[0017] 图 2 示出冷却器系统的端部剖切图，示出根据本发明一实施例用于冷凝器和蒸发器的管布置。

[0018] 图 3 示出根据本发明一实施例的冷却器系统的另一立体图。

[0019] 图 4 示出用于根据本发明一实施例的冷却器系统的多级离心式压缩机的剖视图。

[0020] 图 5 示出根据本发明一实施例的入口流动调节组件的立体图。

[0021] 图 6 示出根据本发明一实施例的安装在流动调节本体上的多个入口引导叶片的布置的立体图，该流动调节本体用于示例性非终级压缩器。

[0022] 图 7A 示出根据本发明一实施例的定尺寸成用于冷却器系统的 250 冷吨非终级压缩机混合流动叶轮机和扩散器的视图，去除了护罩。

[0023] 图 7B 示出根据本发明一实施例的定尺寸成用于冷却器系统的 250 冷吨终级压缩机的混合流动叶轮机和扩散器的视图，去除了护罩。

[0024] 图 8A 示出根据本发明一实施例的定尺寸成用于冷却器系统的 300 冷吨非终级压缩机的混合流动叶轮机和扩散器的视图,去除了护罩。

[0025] 图 8B 示出根据本发明一实施例的定尺寸成用于冷却器系统的 300 冷吨终级压缩机的混合流动叶轮机和扩散器的视图,去除了护罩。

[0026] 图 9A 示出根据本发明一实施例的定尺寸成用于冷却器系统的 350 冷吨非终级压缩机的混合流动叶轮机和扩散器的视图,去除了护罩。

[0027] 图 9B 示出根据本发明一实施例的定尺寸成用于冷却器系统的 350 冷吨终级压缩机的混合流动叶轮机和扩散器的视图,去除了护罩。

[0028] 图 10 示出根据本发明一实施例的用于非终级压缩机的混合流动叶轮机和扩散器的立体图,去除了护罩。

[0029] 图 11 示出根据本发明一实施例的用于终级压缩机的混合流动叶轮机和扩散器的立体图,去除了护罩。

[0030] 图 12 示出根据本发明一实施例的附连到同轴节能器布置的共形吸出管的立体图。

[0031] 图 13 示出根据本发明实施例的涡旋减少器的入口侧的立体图。

[0032] 图 14 示出根据本发明一实施例的涡旋减少器的排放侧的立体图。

[0033] 图 15 示出根据本发明一实施例定位在附连到终级压缩机上游的同轴节能器布置的共形吸出管之间的三个腿部吸入管的第一腿部内的涡旋减少器和旋涡隔板。

具体实施方式

[0034] 参照附图的图 1-3,用于制冷系统的冷却器或冷却器系统 20。图 1-3 中示出单个离心式冷却器系统和冷却器 20 的基本部件。冷却器 20 包括为了图的简化而未示出的多个其它常规结构。此外,作为详细描述的序文,应当注意到,在本说明书和所附权利要求书所使用的单数形式的“一”、“一个”以及“该”包括复数形式,除非文中清楚地另有说明。

[0035] 在所示实施例中,冷却器 20 包括蒸发器 22、多级压缩机 24 和同轴节能器 40,多级压缩机 24 具有由变速直接驱动永磁电动机 36 驱动的非终级压缩机 26 和终级压缩机 28,同轴节能器 40 带有冷凝器 44。冷却器 20 是指约 250 至 2000 冷吨或更大范围内的相对大冷吨位的离心式冷却器。

[0036] 在较佳实施例中,压缩机级数命名表示在冷却器的压缩机部分内有多个不同级别的气体压缩。尽管下文将多级压缩机 24 描述为较佳实施例中的两级构造,但本领域的普通技术人员会容易地理解,考虑到本发明的各实施例和特征不仅包括并应用于两级压缩机 / 冷却器,而且还包括并应用于单级或其它串联或并联的多级压缩机 / 冷却器。

[0037] 参照图 1-2,例如,示出较佳蒸发器 22 为壳管式。这种蒸发器是满溢式。蒸发器 22 也可以是其它已知类型并可布置成单个蒸发器或者串联或并联的多个蒸发器,例如将单独的蒸发器连接到每个压缩机。如下文进一步解释的那样,蒸发器 22 也可与节能器 42 同轴布置。蒸发器 22 可由碳钢和 / 或包括铜合金传热管在内的其它适当材料制成。

[0038] 蒸发器 22 内的制冷剂实施冷却功能。在蒸发器 22 内发生热交换过程,其中液态制冷剂通过蒸发成蒸气而改变状态。该状态改变以及制冷剂蒸气的任何过热产生冷却效应,该冷却效应冷却穿过蒸发器 22 内蒸发器管 48 的液体(通常是水)。容纳在蒸发器 22 内的

蒸发器管 48 可具有各种直径和厚度并通常由铜合金制成。各管可以是可更换的,并机械地扩展成管板且是外部有翅片的无缝管。

[0039] 将冷却水或加热水从蒸发器 22 泵吸到空气处理单元(未示出)。将来自正在调节温度的空间的空气抽吸经过空气处理单元内的盘管,该空气处理单元在空气调节的情况下包含冷却水。冷却抽入的空气。然后强制冷却空气通过空气调节空间并冷却该空间。

[0040] 此外,在蒸发器 22 内发生热交换过程期间,制冷剂蒸发并作为低压(相对于该级别排放)气体被引导通过非终级吸入入口管 50,到达非终级压缩机 26。非终级吸入入口管 50 可以是例如连续肘管或多件式肘管。

[0041] 例如在图 1-3 的非终级吸入入口管 50 的实施例中示出三件式肘管。非终级吸入入口管 50 的内径的尺寸设置成使液态制冷剂液滴被抽入非终级压缩机 26 的风险最小。例如,其中非终级吸入入口管 50 的内径可根据对目标质量流率的每秒 60 英尺限速、制冷剂温度以及三件式肘管构造来设置尺寸。在多件非终级吸入入口管 50 的情况下,每个管件的长度也可定尺寸成用于较短的出口部分以例如使角部旋涡的产生最少。

[0042] 为了调节从非终级吸入入口管 50 输送到非终级压缩机 26 的流体流动分布,如图 13 和 14 所示且在下文进一步描述的涡旋减少器或减涡器 146 可以选配地包含在非终级吸入入口管 50 内。制冷剂气体在其被多级离心式压缩机 24、且具体是非终级离心式压缩机 26 抽吸时穿过非终级吸入入口管 50。

[0043] 通常,在冷却器的封闭制冷回路运行期间,多级压缩机通过一个或多个叶轮机的转动多级压缩制冷剂气体和其它气化流体。该转动使流体加速,且又增加流体的动能。由此,压缩机使诸如制冷剂的流体的压力从蒸发压力上升到冷凝压力。该布置提供了从较低温度环境吸热并将热量排放到较高温度环境的有效装置。

[0044] 现参照图 4,压缩机 24 通常是电动机驱动的单位。可变速驱动系统驱动多级压缩机。可变速驱动系统包括较佳地位于非终级压缩机 26 与终级压缩机 28 之间的永磁电动机 36 以及用于低压(小于约 600 伏)、50Hz 和 60Hz 应用的具有功率电子器件的可变速驱动器 38。可变速驱动系统效率、到电动机轴输出的线路输入可较佳地实现系统运行范围内约 95%的最小值。

[0045] 尽管常规类型的电动机可用于本发明的实施例并从中受益,但较佳的电动机是永磁电动机 36。永磁电动机 36 与其它电动机类型相比可增加系统效率。

[0046] 较佳电动机 36 包括直接驱动、可变速、密封、永磁电动机。可通过改变供给到电动机 36 的电功率的频率来控制电动机 36 的速度。较佳电动机 36 的马力可在约 125 至约 2500 马力范围内变化。

[0047] 永磁电动机 36 受可变速驱动器 38 的控制。较佳实施例的永磁电动机 38 紧凑、高效、可靠且与常规电动机相比相对安静。由于减小了压缩机组件的物理尺寸,所以使用的压缩机电动机必须在尺寸上成比例以完全实现改进的流体流动路径和压缩机构件形状和尺寸的优点。与采用感应电动机的压缩机组件的常规现有设计相比较时,较佳电动机 36 体积减小约 30 至 50%或更多,并具有超过 250 冷吨的制冷量。本发明实施例产生的尺寸缩小通过使用与通过更常规实践中所能实现的相比更少的材料和更小的尺寸而提供高效、可靠且安静运行的更大可能性。

[0048] 通常 AC 电源(未示出)将对可变速驱动器 38 供给多相电压和频率。根据 AC 电

源,输送到可变速驱动器 38 的 AC 电压或线路电压在 50Hz 或 60Hz 的线路频率下通常具有 200V、230V、380V、415V、480V 或 600V 的标称值。

[0049] 永磁电动机 36 包括转子 68 和定子 70。定子 70 包括围绕层叠钢极形成的线圈,层叠钢极将可变速驱动器施加的电流转换成转动磁场。定子 70 安装在压缩机组件内固定位置并围绕转子 68 安装,用转动磁场包围转子。转子 68 是电动机 36 的转动部件并包括具有永磁体的钢结构,其提供与转动定子磁场相互作用的磁场以产生转子扭矩。转子 68 可具有多个磁体并可包括埋入转子钢结构内或安装在转子钢结构表面的磁体。转子 68 表面安装磁体用低损失细丝、金属保持套管或通过其它装置固定到转子钢支承件。永磁电动机 36 的性能和尺寸部分地归因于使用高能量密度的永磁体。

[0050] 使用高能量密度磁材料(至少 20MG0e(兆高斯奥斯特))形成的永磁体形成强的、比常规材料更密的磁场。用具有更强磁场的转子,可产生更大的扭矩,且形成的电动机与包括感应电动机在内的常规电动机相比每单位体积可产生更大的马力输出。通过比较,永磁体电动机 36 的每单位体积的扭矩比用在相当制冷量的制冷冷却器中的感应电动机的每单位体积的扭矩高至少约 75%。结果是较小尺寸的电动机符合特定压缩机组件的所要求的马力。

[0051] 用转子 68 内永磁体的数量和放置可实现其它制造、性能、运行方面的优点和缺点。例如,由于没有中介材料的磁损失,易于制造形成精确磁场,且有效使用转子场而产生响应度高的转子扭矩,所以表面安装磁体可用于实现更大的电动机效率。同样,埋入磁体可用于实现更简单制造的组件并反应于负载变化来控制启动和运行转子扭矩。

[0052] 诸如滚动件轴承(REB)或液体动压轴承之类的轴承可以是油润滑的。其它类型的轴承可以是无油系统。制冷剂润滑的特定类别的轴承是箔带轴承且另一种使用具有陶瓷滚珠的 REB。每个轴承类型具有对本领域技术人员显而易见的优点和缺点。可采用适于保持约 2000 至约 20000RPM 转动速度范围的任何轴承类型。

[0053] 用于永磁电动机 36 的转子 68 和定子 70 端匝损失与包括感应电动机在内的某些常规轴承相比非常低。因此电动机 36 可通过系统制冷剂来冷却。由于液体制冷剂仅需要接触定子 70 的外径,所以可免除通常用在感应电动机定子内的电动机冷却馈送环。或者,可计量制冷剂到定子 70 的外表面或到定子 70 的端匝以提供冷却。

[0054] 可变速驱动器 38 通常将包括电源转换器,该电源转换器包括线路整流器和线路电流谐波减少器,功率电路和控制电路(这种电路还包括所有的通信和控制逻辑,包括电子功率切换电路)。可变速驱动器 38 将响应于例如从与冷却器控制面板 182 关联的微处理器(也未示出)接收的信号来通过改变供给到电动机 36 的电流的频率来增加或减小电动机的速度。电动机 36 和/或可变速驱动器 38 或其各部分的冷却可通过使用在冷却器系统 20 内循环的制冷剂或通过其它常规冷却方法进行。利用电动机 36 和可变速驱动器 38,非终级压缩机 26 和终级压缩机 28 通常具有约 250 冷吨至约 2000 冷吨或更大范围内的有效制冷量,具有从约 2000 至约 20000RPM 的全负荷速度范围。

[0055] 继续参照图 4 并转向压缩机结构,非终级压缩机 26、终级压缩机 28 和任何中间级压缩机(未示出)的结构和功能如果不完全相同也基本上相同,且因此例如如图 4 所示类似地进行表示。但是在较佳实施例中存在压缩机级之间的区别,并将在下文讨论其区别。未讨论的特征和区别对本领域的普通技术人员来说是显而易见的。

[0056] 较佳的非终级压缩机 26 具有压缩机壳体 30, 该压缩机壳体 30 具有压缩机入口 32 和压缩机出口 34。非终级压缩机 26 还包括入口流动调节组件 54、非终级叶轮机 56、扩散器 112 和非终级外部蜗壳 60。

[0057] 非终级压缩机 26 可具有一个或多个可转动叶轮机 56, 用于压缩诸如制冷剂的流体。这种制冷剂可以是液体、气体或多相的, 并可包括 R-123 制冷剂。也可考虑诸如 R-134a、R-245fa、R-141b 及其它的其它制冷剂以及制冷剂混合物。此外, 本发明还考虑使用共沸混合物, 非共沸混合物和 / 或其混合物或掺合物已经开发作为通用的所考虑的制冷剂的替代物。对本领域的普通技术人员应当显而易见的一个优点是, 在中等压力制冷剂的情况下, 可免除通常用在高速压缩机内的齿轮箱。

[0058] 通过使用电动机 36 和可变速驱动器 38, 多级压缩机 24 在冷却器系统上的流动或压头要求不需要压缩机以最大制冷量运行时可低速运行, 且在对冷却器制冷量的需求增加时高速运行。即, 电动机 36 的速度可改变成与变化的系统要求相匹配, 这致使与没有可变速驱动器的压缩机相比提高约 30% 的系统运行效率。通过在冷却器上的负荷或压头不高或不是其最大值时低速运行压缩机 24, 可提供足够的制冷效果来以节能方式冷却减少的热负荷, 使冷却器从运行成本观点看更经济, 并使冷却器的运行与不能进行这种负荷匹配的冷却器相比极为高效。

[0059] 仍参照图 1-4, 将制冷剂从非终级吸入管 50 抽吸到非终级压缩机 26 的一体式入口流动调节组件 54。一体式入口流动调节组件 54 包括入口流动调节壳体 72, 该入口流动调节壳体 72 形成具有流动调节通道入口 76 和流动调节通道出口 78 的流动调节通道 74。通道 74 部分地由具有护罩侧表面 82 的护罩壁 80、流动调节前端 84、支杆 86、流动调节本体 92 以及多个入口引导轮叶 / 叶片 100 限定。这些结构可以以涡旋减少器 146 作为补充, 协作以产生输送到叶片 100 的流体流动特性, 使得需要叶片 100 的较少转动来形成用于在叶轮机 56、58 内高效运行的目标涡旋分布。

[0060] 流动调节通道 74 是从邻近于非终级吸入管 50 的排放端的流动调节通道入口 76 延伸的流体流动路径, 并延伸到流动调节通道出口 78。流动调节通道 74 延伸过入口流动调节组件 54 的轴向长度。较佳的是, 流动调节通道 74 总体具有沿入口流动调节壳体 72 的长度径向减缩的顺滑、流线型截面, 并使护罩侧表面 82 的一部分的形状做成使叶片 100 的较佳护罩侧边缘 104 可嵌入其中。流动调节通道 74 的通道入口 76 可具有大致与非终级吸入管 50 的内径匹配的直径。通道入口 76 的尺寸的通道入口面积与叶轮机入口平面面积比值较佳地至少大于 2.25。通道入口 76 的直径可根据给定应用的设计边界条件而变化。

[0061] 流动调节前端 84 较佳地沿入口流动调节组件 54 内每个叶轮机 56、58 的转动轴线中央地定位。流动调节前端 84 较佳地具有圆锥形形状。流动调节前端 84 较佳地由其端点斜率与非终级吸入管 50 相同的三次样条曲线形成。流动调节前端 84 的尺寸和形状可以变化。例如, 前端 84 可采用二次样条、正切卵形线、正割卵形线、椭圆抛物线或幂级数的形状。

[0062] 现参照图 5, 流动调节前端 84 可选地连接 (较佳地一体地连接) 到通道入口 76 处或与该通道入口邻近的支杆 86。支杆 86 将流动调节前端 84 定位在流动调节通道 74 内。支杆 86 还分布跨越多个入口引导叶片 / 轮叶 100 的流体流动尾流。支杆 86 可采用各种形状并可包括一个以上的支杆 86。较佳的是, 支杆 86 在大致平行于通道入口 76 的平面内具有“S”状形状, 如图 5 所示, 且支杆 86 具有沿通道入口 76 的流动方向平面对齐的中脊线,

并较佳地具有围绕支杆 86 的沿通道入口 76 的流动方向平面（通道入口 76 至通道出口 78）的中脊线的对称厚度分布。支杆 86 可以是曲面的，且较佳地沿通道入口 76 的流动方向平面具有薄的对称翼面形状。支杆 86 的形状使得其使阻塞最小，且同时符合浇铸和机械要求。如果流动调节前端 84 和入口流动调节壳体 72 是作为一个整体单元浇铸的，则支杆 86 在将流动调节前端 84 和入口流动调节壳体 72 浇铸在一起的过程中其辅助作用。

[0063] 例如一体地或机械地连接到流动调节前端 84 和支杆 86 的是流动调节本体 92。流动调节本体 92 是细长结构，该细长结构较佳地从通道入口 76 到叶轮机壳前端 118 或与其重合沿流动调节通道 74 的长度延伸。

[0064] 流动调节本体 92 具有第一本体端 94、中间部分 96 以及第二本体端 98，其形成的形状增加入口引导叶片 100 相对于叶轮机 56、58 入口的平均半径。与不存在流动调节本体 92 的情况相比，这致使叶片 100 以较少转动来实现流体流动的目标切向速度。在一实施例中，第一本体端 94、中间部分 96 和第二本体端 98 各具有分别从叶轮机 56、58 的转动轴线延伸的半径 94A、96A 和 98A。中间部分 96 的半径 96A 大于第一本体端半径 94A 或第二本体端半径 98A。在一较佳实施例中，流动调节本体 92 具有沿叶轮机的转动轴线高度变化的曲线外表面，其中流动调节本体 92 的最大半径曲率与叶轮机壳 116 的入口平面的半径的比值约为 2 : 1。

[0065] 参照图 4-6，多个入口引导叶片 100 较佳地在流动调节本体 92 的最大半径位置处定位在通道入口 76 与通道出口 78 之间。图 6 示出入口引导叶片 100 的实施例，去除了入口流动调节壳体 72。多个入口引导叶片 100 具有从壳到护罩的可变翼展曲面分布。入口引导叶片 100 还较佳地是具有对称厚度分布的径向变化的曲翼面以嵌入支承轴 102。

[0066] 入口流动调节壳体 72 较佳地形状做成使入口引导叶片 100 的护罩侧边缘 104 能够可转动地嵌入入口流动调节壳体 72 内。内侧壁表面 82 和护罩侧边缘 104 的较佳形状是大致球形的。用于内侧壁表面 82 和护罩侧边缘 104 的其它形状应当是显而易见的。多个入口引导叶片 100 嵌入形成在壁 82 上的球形截面内使轮叶引导最大，并使对入口引导叶片 100 整个全范围转动的任何位置的泄漏最少。壳侧上的多个叶片 100 较佳地符合流动调节本体 92 的叶片 100 定位在入口流动调节通道 74 内位置处的形状。多个叶片可另外地形状做成嵌入流动调节本体 92 内。

[0067] 如图 4-6 所示，多个入口引导叶片 100 的尺寸和形状做成完全封闭，以使相邻入口引导叶片 100 的前缘与后缘之间的间隙和壁表面 82 处护罩侧的间隙最小。入口引导叶片 100 的弦长 106 至少部分选择成进一步提供泄漏控制。多个入口引导叶片 100 的前缘与后缘之间的某些交叠是较佳的。应当显而易见，因为多个入口引导叶片 100 的壳、中部和护罩半径大于下游多个叶轮机轮叶 120 的壳、中部和护罩半径，所以需要多个入口引导叶片 100 的较小曲面来实现相同的目标径向涡旋。

[0068] 具体来说，引导叶片 100 的尺寸和形状做成用压缩机通过引导叶片 100 的最小总压力损失在叶轮机入口 108 处或其上游赋予以约 0 至约 20 度范围内的恒定径向涡旋。在较佳实施例中，可变翼展曲面在叶轮机入口 108 处产生约恒定径向 12 度的涡旋。于是入口引导叶片 100 不必这样封闭，这产生通过入口引导叶片 100 的较小压降。这使入口引导叶片 100 能够停留在其最小损失位置，并还提供目标涡旋。

[0069] 多个叶片 100 可定位在全打开位置，使多个轮叶 120 的前缘与流动方向对齐，且轮

叶 120 的后缘具有从毂侧到护罩侧径向变化的曲面。多个轮叶 120 的这种布置使得多个入口引导叶片 100 也可用流体穿过引导叶片 100 之后压缩机的最小总压力损失赋予叶轮机入口 108 上游以 0 至约 20 度的涡旋。叶片 100 的其它构造,包括对于给定应用从某些压缩机将它们省略,对于本领域的普通技术人员应当是易于得知的。

[0070] 将流体输送通过一体式入口流动调节组件 54 的优点至少从下文应当是显而易见的。入口流动调节组件 54 控制输送到叶轮机 56、58 的制冷剂气体的涡旋分布,从而可形成所要求的入口速度三角形,具有最少的径向和周向变形。通过例如形成进入叶轮机入口 108 的恒定角度涡旋分布来实现流动分布的变形和控制。该流动产生较低的损失,还实现对动态和热力学流动场分布的不同水平的控制。提供适当性能的任何其它受控涡旋分布都是可接受的,只要其整合在叶轮机 56、58 的设计中即可。沿流动调节通道 74 产生的涡旋使制冷剂蒸气能够在宽范围的压缩机制冷量范围内更高效地进入叶轮机 56、58。

[0071] 现转向叶轮机,图 4 还示出双端轴 66,该双端轴 66 具有安装在轴 66 一端上的非终级叶轮机 56 和在轴 66 另一端上的终级叶轮机 58。该实施例的双端轴构造允许进行两级或多级压缩。叶轮机轴 66 通常是动态平衡的,以用于减振运行,较佳地且主要地用于无振运行。

[0072] 叶轮机 56、58,轴 66 和电动机 36 的不同布置和定位对本领域的普通技术人员来说是显而易见的,且在本发明的范围内。还应当理解,在该实施例中,叶轮机 56、叶轮机 58 和增加到压缩机 24 的任何其它叶轮机的结构和功能即使不完全相同也基本上相同。但是,叶轮机 56、叶轮机 58 和任何其它叶轮机可能必须提供叶轮机之间不同的流动特性。例如,图 7A 所示的较佳非终级叶轮机 56 和图 7B 所示的较佳终级叶轮机 58 之间的区别是显而易见的。

[0073] 叶轮机 56、58 可以是完全罩住的并由高强度铝合金制成。叶轮机 56、58 具有叶轮机入口 108 和叶轮机出口 110,在叶轮机出口处流体流出而进入扩散器 112。叶轮机 56、58 的典型部件包括叶轮机护罩 114、具有叶轮机毂前端 118 的叶轮机毂 116 以及多个叶轮机轮叶 129。叶轮机 56、58 的尺寸和形状部分地取决于电动机 36 的目标速度和叶轮机上游累积的流动调节,这种调节如果有的话,是来自入口流动调节组件 54 和选配涡旋减少器 146 的使用。

[0074] 在现有系统中,第一级压缩机和其部件(例如叶轮机)通常这样来定尺寸:优化第一级运行,允许之后的级别欠佳运行并定尺寸成用于这种欠佳运行。相反,在本发明的各实施例中,较佳地通过设置每个冷吨制冷量的目标速度来选择可变速电动机 36 的目标速度,从而优化终级压缩机 28 以在对制冷量和压头的目标组合最佳的特定速度范围内运行。特定速度的一个表达式是: $N_s = \text{RPM} * \sqrt{\text{CFM}/60} / \Delta H_{is}^{3/4}$,其中 RPM 是每分钟转速,CFM 是以立方英尺/分钟为单位的流体流量,且 ΔH_{is} 是 BTU/lb 为单位的等熵压头升高变化。

[0075] 在较佳实施例中,终级压缩机 28 设计成用于接近最佳特定速度 (N_s) 范围(例如 95-130),其中非终级压缩机 26 速度可上浮,使其特定速度可高于终级压缩机 28 的最佳特定速度,例如 $N_s = 95-180$ 。使用选定的目标电动机速度使终级压缩机 28 以最佳特定速度运行允许常规地确定的叶轮机 56、58 的直径能够满足压头和流动要求。通过将非终级压缩机 26 定尺寸成在终级压缩机 28 的最佳特定速度范围以上运行,效率损失的变化率小于以最优特定速度或更小速度运行的压缩机,这可通过非终级压缩机 26 的压缩机绝热效率与

特定速度的关系来确认。

[0076] 由于特定速度的范围从较高值（例如约 180 以上）至接近最佳值（例如 95-130），所以从叶轮机 56、58 的转动轴线测得的叶轮机 56、58 的出口节距角各自变化。出口节距角可从约 20 度变化到 90 度（径向叶轮机），约 60 度至 90 度是较佳的出口节距角范围。

[0077] 叶轮机 56、58 较佳地各浇铸为混合流动叶轮机，浇铸成用于预定压缩机名义制冷量的最大直径。对于电动机 36 的运行速度范围内的给定应用制冷量，叶轮机 56、58 通过加工或其它方法根据最大直径（例如 D_{1max} , D_{2max} , D_{imax} 等）来设定形状，使得流出叶轮机 56、58 的流体流动在运行期间在用于给定压头和流动要求的径向或混合流动状态。为给定应用定尺寸的叶轮机 56、58 对于每级压缩可具有相同或不同的直径。或者叶轮机 56、58 可浇铸成应用尺寸而无需将叶轮机机加工成应用直径。

[0078] 因此，通过改变速度和叶轮机直径尺寸，对于叶轮机 56、58 的最大直径的单个浇铸可用于给定压缩机制冷量的宽运行范围内的多种流动要求。具体例如，代表性实例是 38.1/100.0 循环、300 冷吨标称制冷量压缩机 24,62 度的升角，具有约 6150RPM 的目标速度。终级压缩机 28 的尺寸设置成在用于这些负荷要求的最佳特定速度范围内运行，且非终级压缩机 26 的尺寸设置成以超过终级压缩机 28 的最佳特定速度范围的特定速度运行。

[0079] 具体地说，对于这种 300 冷吨制冷量的压缩机，终级混合流动叶轮机 58 浇铸成 D_{2max} 的最大直径，并加工成用于 300 冷吨终级叶轮机直径的 D_{2N} ，如图 4 和 8B 所示。产生的终级出口节距角约为 90 度（或径向出口节距角）。300 冷吨非终级混合流动叶轮机 56 则浇铸成 D_{1max} 的最大直径，并加工成用于 300 冷吨终级叶轮机直径的 D_{1N} ，如图 4 和 8A 所示。非终级出口节距角小于终级叶轮机 58 的出口节距角（即混合流动，具有径向和轴向流动分量），因为非终级特定速度高于用于终级压缩机 28 的最佳特定速度范围。

[0080] 该方法还使该 300 冷吨压缩机的尺寸设置成在制冷量增加的宽范围内运行。例如，说明性的 300 冷吨制冷量压缩机可在 250 冷吨至 350 冷吨制冷量之间高效地运行。

[0081] 具体地说，当说明性的 300 冷吨制冷量压缩机要输送用于 350 冷吨制冷量的应用压头和流率时，同一电动机 36 将以比 300 冷吨标称速度（例如约 6150RPM）高的速度（例如约 7175RPM）运行。终级叶轮机 58 将浇铸成与 300 冷吨叶轮机相同的最大直径 D_{2max} ，并加工成用于 350 冷吨终级叶轮机直径的 D_{23} ，如图 4 和 9B 所示。350 冷吨直径设置 D_{23} 比 300 冷吨叶轮机直径设置 D_{2N} 小。350 冷吨终级出口节距角则形成混合流出口。300 冷吨非终级混合流动叶轮机 56 则浇铸成与 300 冷吨叶轮机相同的最大直径 D_{1max} ，并加工成用于 350 冷吨非终级叶轮机直径 D_{13} ，如图 4 和 9A 所示。350 冷吨非终级出口节距角约等于 350 冷吨终级出口节距角（即都是混合流动），因为非终级特定速度仍比用于终级压缩机 28 的最佳特定速度范围高。

[0082] 类似地，当说明性的 300 冷吨制冷量压缩机要输送用于 250 冷吨制冷量的应用压头和流率时，同一电动机将以比 300 冷吨标称速度（例如约 6150RPM）低的速度（例如约 5125RPM）运行。终级叶轮机 58 将浇铸成与 300 冷吨叶轮机相同的最大直径 D_{2max} ，并加工成用于 250 冷吨终级叶轮机直径 D_{22} ，如图 4 和 7B 所示。250 冷吨直径设置 D_{22} 比 300 冷吨叶轮机直径设置 D_{2N} 大。250 冷吨终级出口节距角约为 90 度（或径向出口节距角）。250 冷吨非终级混合流动叶轮机则浇铸成与 300 冷吨叶轮机相同的最大直径 D_{1max} ，并加工成用于 250 冷吨非终级叶轮机直径 D_{12} ，如图 4 和 7A 所示。250 冷吨非终级出口节距角约等于 250

冷吨终级出口节距角（即都是径向流动），因为非终级特定速度仍比用于终级压缩机 28 的最佳特定速度范围低。对于这样定尺寸的任何压缩机，例如以上讨论的示例压缩机直径可改变约至少 $\pm 3\%$ 来实现从标准 ARI 到像中东的其它位置的条件的可能的压头应用范围。

[0083] 与上述对叶轮机 56、58 定尺寸一体的是在叶轮机 56、58 之后有无叶片扩散器 112，该扩散器 112 可以是径向流动或混合流动扩散器。用于每一级的扩散器 112 具有入口和出口。无叶片扩散器 112 提供稳定的流体流动场且是较佳的，但如果能够实现适当的性能，其它常规扩散器布置也是可以接受的。

[0084] 扩散器 112 具有在流体流动路径长度的至少约 50 至 100% 上与具有最大直径（例如设置成 D_{1max} 或 D_{2max} ）的叶轮机 56、58 的经向轮廓重合的扩散器壁轮廓。即，在叶轮机加工成应用目标压头和流率之后，将扩散器加工成其与具有最大直径的叶轮机的经向轮廓基本上相同（在加工公差内）。

[0085] 此外，通过任何两组多个叶轮机轮叶 120 的出口区域具有恒定的横截面面积。修整时，扩散器 112 的第一扩散器静止壁部分形成第一恒定横截面面积。扩散器 112 的第二扩散器静止壁部分形成局部毂和护罩壁坡度基本上与扩散器入口和出口匹配的过渡部分。扩散器 112 的第三扩散器静止壁部分具有恒定宽度的壁，面积朝向扩散器 112 出口快速增加。扩散器尺寸可变化并取决于冷却器 20 的目标运行制冷量。扩散器 112 具有从扩散器入口到扩散器出口稍微收缩的扩散器面积，这有助于流体流动稳定性。

[0086] 显然，本发明的各实施例有利地形成对于单尺寸压缩机具有至少约 100 冷吨或更多的宽运行范围的高效运行的压缩机。即，300 冷吨标称制冷量压缩机可通过选择不同的速度和直径组合而以 250 冷吨制冷量、300 冷吨制冷量和 350 冷吨制冷量压缩机（或其间的制冷量）高效运行，而无需改变 300 冷吨标称制冷量结构（例如电动机、壳体等），使得终级压缩机 28 在最佳特定速度范围内，且非终级压缩机 28 可浮动到终级的最佳特定速度以上。

[0087] 采用本发明实施例的实际效果在于尤其是对用于制冷系统的多级压缩机的制造商，无需提供对于每个吨位制冷量优化的二十个或更多的压缩机，而是可提供定尺寸成在比先前已知的吨位制冷量更宽范围内高效运行的一个压缩机。叶轮机 56、58 可廉价制造、具有更紧密的公差和统一性。这通过减少所要制造和库存中保留的部件的数量而对制造商产生显著的成本节省。

[0088] 现将讨论较佳叶轮机 56、58 的其它方面。由叶轮机毂 116 和护罩 114 的表面（由前端密封件和出口末端泄漏间隙界定）形成的封闭容积设置影响轴向和径向推力负荷的转动静态压力场。使压缩机 26、28 的静止结构与叶轮机 56、58 的运动部分之间的间隙最小，从而减小径向压力梯度，这有助于控制整体推力负荷。

[0089] 叶轮机毂前端 118 的形状做成与叶轮机入口 108 的流动调节本体 92 一致。使毂前端 118 符合流动调节本体 92 的轮廓还改进了流体通过叶轮机 56、58 的输送并可减少通过叶轮机 56、58 的流动损失。

[0090] 如图 4 所示，多个叶轮机轮叶 120 设置在叶轮机护罩 114 与叶轮机毂 116 之间以及叶轮机入口 108 与叶轮机出口 110 之间。如图 4、7-11 所示，多个叶轮机轮叶 120 中任何相邻的两个形成使流体通过其中并用叶轮机 56、58 的转动从叶轮机入口 108 被输送到叶轮机出口 110 的流体路径。多个轮叶 120 通常周向间隔开。多个叶轮机轮叶 120 是全入口轮叶类型。可使用分流轮叶，但通常会增加设计和制造成本，尤其是在转动马赫数大于 0.75

时更是如此。

[0091] 例如 300 冷吨制冷量机器中的多个轮叶的较佳实施例使用非终级叶轮机 56 的二十个轮叶,如图 7A、8A 和 9A 所示,和终级叶轮机 58 的十八个轮叶,如图 7B、8B 和 9B 所示。该布置可控制轮叶阻塞。也考虑其它轮叶数量,包括奇数轮叶数量。

[0092] 较佳实施例还通过包含作为半径的函数的可变后倾出口轮叶角来对每个压缩机级别的每个目标速度控制进入扩散器 112 的绝对流动角。为了实现叶轮机 56、58 的实施例中几乎恒定的相对扩散,例如可变叶轮机后倾出口轮叶角对非终级叶轮机 56 可在约 36 至 46 度之间,且对终级叶轮机 58 可在约 40 至 50 度之间。也可考虑其它后倾出口角。如图 10-11 所示,多个叶轮机轮叶 120 中相邻两个之间的末端宽度 W_e 可变化以控制叶轮机出口 110 的面积。

[0093] 叶轮机 56、58 具有外部叶轮机表面 124。外部表面 124 较佳地加工成或浇铸成小于约 125RMS。叶轮机 56、58 具有内部叶轮机表面 126。内部叶轮机表面 126 较佳地加工成或浇铸成小于 125RMS。另外地或替代地,叶轮机 56、58 的表面可涂有诸如特氟隆,和 / 或机械或化学抛光 (或其某些组合) 来实现对于应用来说理想的表面光洁度。

[0094] 在较佳实施例中,将流体从叶轮机 56、58 和扩散器 112 输送到分别用于每级的非终级外部蜗壳 60 和终级外部蜗壳 62。图 1-4 所示的蜗壳 60、62 是外部蜗壳。蜗壳 60、62 具有大于扩散器 112 出口处质心半径的质心半径。蜗壳 60、62 对每级分别具有弯曲漏斗形且面积向排放端口 64 增加。稍离开最大值扩散器中心线的蜗壳有时称为外悬。

[0095] 该实施例的外部蜗壳 60、62 代替常规返回通道设计并包括两个部分:涡卷部分和排放圆锥部分。在部分负荷时使用蜗壳 60、62 与返回通道相比降低损失,且在全负荷时具有大约相同或更少的损失。由于横截面面积增加,蜗壳 60、62 的涡卷部分内的流体处于大约恒定的静态压力,从而其在扩散器出口处产生无变形边界条件。该排放圆锥通过面积增加而增加交换动能时的压力。

[0096] 在该实施例的非终级压缩机 26 的情况下,将流体从外部蜗壳 60 输送到同轴节能器 40。在该实施例的终级压缩机 28 的情况下,将流体从外部蜗壳 62 输送到冷凝器 44 (可与节能器同轴布置)。

[0097] 现转向用在本发明中的各种节能器,还已知并考虑标准节能器布置。转让给本发明受让人的美国专利第 4, 232, 533 号揭示了现有节能器布置和功能,并以参见的方式纳入本文。

[0098] 本发明的某些实施例包含同轴节能器 40。在共同待审查申请第 12/034, 551 号中还揭示了对较佳同轴节能器 40 的讨论,该申请共同转让给本发明的受让人,并以参见的方式纳入本文。同轴用于表示其中一个结构 (例如节能器 42) 具有与至少一个另一结构 (例如冷凝器 44 或蒸发器 22) 重合的轴线的普通含义。对较佳同轴节能器 40 的讨论如下。

[0099] 通过使用同轴节能器 40,可对冷却器 20 内发生的压缩过程增加附加效率,并增加冷却器 20 的总体效率。同轴节能器 40 具有与冷凝器 44 同轴布置的节能器 42。申请人将该实施例中的该布置称为同轴节能器 40。同轴节能器 40 将多种功能组合成一个整体系统并进一步提高系统效率。

[0100] 尽管在较佳实施例中节能器 42 围绕冷凝器 44 并与其同轴,但本领域的技术人员应当理解,在某些情况下节能器 42 围绕蒸发器 22 可能是有利的。这种情况的一个实例是

其中由于特定应用或使用冷却器 20, 需要蒸发器 22 在由节能器 42 围绕时实际上用作散热装置来提供对流过节能器 40 的制冷剂气体的附加中间级冷却, 预期产生冷却器 20 内制冷循环的总体效率的增加。

[0101] 如图 2 和 15 所示, 节能器 40 具有由两个螺旋式挡板 154 隔离的腔室。挡板 154 的数量可变化。挡板 154 将节能器闪蒸室 158 与过热室 160 隔离。节能器闪蒸室 158 包含两相流体: 气体和液体。冷凝器 44 将液体供给到节能器闪蒸室 158。

[0102] 图 15 中所示的螺旋式挡板 154 形成由两个喷射狭槽限定的流动通路 156。流动通路 156 可采取其它形式, 诸如挡板 154 上的多个穿孔。在运行期间, 通过喷射狭槽 156 将节能器闪蒸室 158 内的气体抽出进入过热室 160。螺旋式挡板 154 定向成使流体通过螺旋式挡板 154 的两喷射狭槽流出。流体沿与从非终级压缩机 26 排出的流动大致相同的切线方向流出。流动通路 156 的表面面积的尺寸设置成在流动通路 156 内产生相对于相邻的局部混合过热室 160 (吸入管侧) 大致匹配的速度和流率。这需要流动通路 156 的基于切向排放圆锥流动的位置的不同喷射表面面积, 其中最靠近最短路径长度距离形成较小间隙, 在最远路径长度距离形成较大间隙。当例如使用两级以上压缩时可设置中间过热室 160 和闪蒸室。

[0103] 节能器闪蒸室 158 引入流过冷却器 20 的总流体的约 10% (可以更多或更少)。节能器闪蒸室 158 用来自非终级压缩机 26 的排放圆锥的过热气体引入较低温度的节能器闪蒸室气体。同轴节能器 42 布置将来自节能器闪蒸室 158 的固有局部涡旋与通过非终级压缩机 26 的切向排放 (通常在冷凝器 44 的外径顶部和同轴布置的节能器 42 的内径上的排放) 引起的总体涡流充分混合。

[0104] 将腔室 162 内的液体输送到蒸发器 22。节能器闪蒸室 158 底部内的液体与过热室 160 密封。液体室 162 的密封可通过将挡板 154 焊接到同轴布置的节能器 42 的外壳体来密封。将其它匹配表面之间的泄漏最小化至小于约 5%。

[0105] 除了将多个功能组合到一个整体系统中之外, 同轴节能器 40 还形成紧凑的冷却器 20 布置。该布置之所以有利还因为与现有节能器系统相比, 来自节能器闪蒸室 158 的闪蒸流体更好地与来自非终级压缩机 26 的流动混合, 在现有节能器系统中有闪蒸节能器气体在进入终级压缩机 28 之前不混合的倾向。此外, 当混合的流出过热气体沿周向行进到终级压缩机 28 并到达切向终级吸入入口 52 时, 同轴节能器 40 消散局部圆锥排放涡旋。尽管在终级吸入入口管 52 的入口处存在一定的总体涡旋, 但与非终级压缩机 26 圆锥排放涡旋速度相比同轴节能器 40 将流体涡旋减少约 80%。可以可选地通过在终级吸入管 52 内增加涡旋减少器或减涡器 146 来减少其余的总体涡旋。

[0106] 转向图 15, 可增加旋涡隔板 164 来控制共形吸出管 142 的四分之一部分内的强烈局部角涡系。旋涡隔板 164 的位置是在同轴布置的节能器 42 和共形吸出管 142 的最相切交叠点 (pick up point) 上的相对侧上。旋涡隔板 164 较佳地通过从共形吸出管 142 的内径突出的金属板裙部 (需要不超过一半的管或 180 度) 形成, 并界定冷凝器 44 的外径与同轴布置的节能器 42 的内径之间的表面。旋涡隔板 164 消除在吸出管 142 的入口区域内形成的角旋涡或使其最少。在供给入口流动调节组件 54 之前螺旋吸出管 142 围绕更大角距离缠绕的情况下, 可能不需要使用旋涡隔板 164。

[0107] 通过终级压缩机 28 的终级叶轮 58 从该实施例的同轴节能器 40 抽吸制冷剂蒸

气并将其输送到共形吸出管 142。参照图 12,共形吸出管 142 具有约 180 度的总管绕角度,该管绕角度示出为从吸出管 142 自恒定面积变化的位置开始到其具有零面积的位置。吸出管 142 的吸出管出口 144 具有与共轴布置的节能器 42 的冷凝器 44 的内径位于相同平面内的外径表面。共形吸出管 142 实现进入下一级压缩的改进的流体流动分布、变形控制和涡旋控制。

[0108] 共形吸出管 142 可具有多个腿部。使用多个腿部比图 12 所示的共形吸出管 142 生产成本更低。使用这种构造具有小于 90 度的总管绕角度,该管绕角度从突出的管自恒定面积变化的位置开始到减小得多的面积的位置。具有多个腿部的吸出管 142 实现对分布、变形和涡旋控制的约 80%的理想管结果。

[0109] 仍参照图 15,将流体从吸出管 142 输送到终级吸入管 52。终级吸入管 52 的构造与入口吸入管 50 如果不完全相同构造也与其类似。所述吸入管 50、52 可以是三件式肘管。例如,所示终级吸入管 52 具有第一腿部 52A、第二腿部 52B 和第三腿部 52C。

[0110] 可选的是,涡旋减少器或减涡器 146 可定位在终级吸入管 52 内。涡旋减少器 146 可定位在第一腿部 52A、第二腿部 52B 或第三腿部 52C 内。参照图 10 和 11,涡旋减少器 146 的实施例具有流动导管 148 和连接到流动导管 148 以及吸入管 50、52 的径向轮叶 150。流动导管 148 和径向轮叶 150 的数量可根据设计流动条件而变化。流动导管 148 和曲面或非曲面径向轮叶 150 形成多个流动室 152。涡旋减少器 146 定位成使流动室 152 具有与吸入管 50、52 重合的中心。涡旋减少器 146 将涡旋的上游流动变成涡旋减少器 146 下游的基本上轴向流动。流动导管 148 较佳地具有两个同心的流动导管 148 并选择成实现相同的面积并使阻塞最少。

[0111] 腔室 152 的数量通过所要求的涡旋控制的量来设置。越多的腔室和越多的轮叶以更大的阻塞为代价产生更好的减涡控制。在一实施例中,有四个径向轮叶 150,轮叶 150 的尺寸和形状无分别地做成将切向速度分量转换成轴向,并提供最少阻塞。

[0112] 涡旋减少器 146 的位置可根据设计流动条件而位于吸入管 52 内的其它位置。如上所述,涡旋减少器 146 可放置在非终级吸入管 50 内或终级吸入管 52 内,两所述管内或根本不使用。

[0113] 此外,涡旋减少器 146 的外壁可与吸入管 52 的外壁重合并如图 13 和 14 所示那样附连。或者,可将一个或多个流动导管 148 和一个或多个径向轮叶 150 附连到外壁并作为完整单元插入吸入管 50、52 内。

[0114] 如图 13 所示,径向轮叶 150 的一部分在上游伸出流动导管 148。在一实施例中,径向轮叶 150 的总弦长设置成为吸入管 50、52 的直径的大约一半。径向轮叶 150 具有曲面卷状物。径向轮叶 150 的曲面卷状物卷成径向轮叶 150 的最初约 40%。曲面卷状物可变化。径向轮叶 150 的脊线曲率半径设置成与流动入射角相匹配。人们可以通过将前缘圆卷过径向轮叶 150 的翼展来增加入射范围。

[0115] 图 14 示出涡旋减少器 146 排放侧的一实施例。径向轮叶 150 的径向非曲面部分(没有几何转弯)在径向轮叶 150 的弦长的约 60%处被同心流动导管 148 捕集。

[0116] 制冷剂流出定位在终级吸入管 52 内的涡旋减少器 146 并进一步被终级压缩机 28 抽吸到下游。流体通过终级压缩机 28 压缩(类似于非终级压缩机 26 的压缩)并通过外部蜗壳 62 排放出终级压缩机出口 34 而进入冷凝器 44。参照图 2,来自终级压缩机 28 的锥形

排放口大致与冷凝器管束 46 相切地进入冷凝器。

[0117] 现转向图 1-3 和 15 所示的冷凝器 44, 冷凝器 44 可以是壳管式的, 且通常通过液体冷却。通常为城市用水的液体通入并通出冷却塔, 并在与热的压缩系统制冷剂通过热交换被加热后流出冷凝器 44, 制冷剂被引导出压缩机组件 24 以气体状态进入冷凝器 44。冷凝器 44 可以是一个或多个分开的冷凝器单元。较佳的是, 冷凝器 44 可以是同轴节能器 40 的一部分。

[0118] 从制冷剂抽取的热或者通过空气冷却冷凝器直接排放到大气或通过另一水回路和冷却塔的热交换间接排放到大气。加压液体制冷剂从冷凝器 44 穿过, 通过诸如小孔 (未示出) 的膨胀装置来降低制冷剂液体的压力。

[0119] 发生在冷凝器 44 内的热交换过程使输送到此的相对热的压缩制冷剂气体冷凝并作为相对冷得多的液体积在冷凝器 44 底部内。然后将冷凝的制冷剂引导出冷凝器 44、穿过排放管、到达计量装置 (未示出), 该计量装置在较佳实施例中是固定小孔。制冷剂在穿过计量装置的其通路内压力减小, 并通过膨胀过程又进一步被冷却, 并接着主要以液体形式被输送通过管道返回例如蒸发器 22 或节能器 42

[0120] 诸如小孔系统的计量装置可以本领域公知的方式实施。这种计量装置可保持整个负荷范围的冷凝器 42、节能器 42 和蒸发器 22 之间的正确压力差。

[0121] 此外, 压缩机和冷却器系统的运行通常通过例如微机控制面板 182 控制, 该微机控制面板 182 与位于冷却器系统内的传感器连接, 这允许冷却器可靠运行, 包括冷却器运行状态的显示。可将其它控制器链接到微机控制面板, 诸如: 压缩机控制器; 可与其它控制器联接以改进效率的系统监管控制器; 软式电动机起动机控制器; 用于调节引导叶片 100 的控制器和 / 或避免系统流体冲击的控制器; 用于电动机或可变速驱动器的控制电路; 并如所应当理解的那样还可考虑其它传感器 / 控制器。应当显而易见的是, 可提供与例如可变速驱动器和冷却器系统 20 的其它部件的运行关联的软件。

[0122] 对本领域的普通技术人员显而易见的是, 所揭示的离心式冷却器可容易地在其它环境中以各种规格实施。各种电动机类型、驱动机构和构造用于本发明各实施例对本领域的普通技术人员来说是显而易见的。例如, 多级压缩机 24 的实施例可以是通常采用感应电动机的直接驱动或齿轮驱动型。

[0123] 冷却器系统也可串联或并联地连接和运行 (未示出)。例如, 可将四个冷却器连接成根据建筑负荷和其它典型运行参数以 25% 的制冷量运行。

[0124] 本发明所要求保护的范同如以上说明书所描述那样由权利要求书来限定。尽管已经示出和描述了本发明的特定结构、实施例和应用, 包括最佳模式, 但本领域的普通技术人员可能理解其它特征、实施例或应用也在本发明的范同为内。因此还考虑到权利要求书将覆盖这些其它特征、实施例或应用, 并包含落入本发明精神和范同内的这些特征。

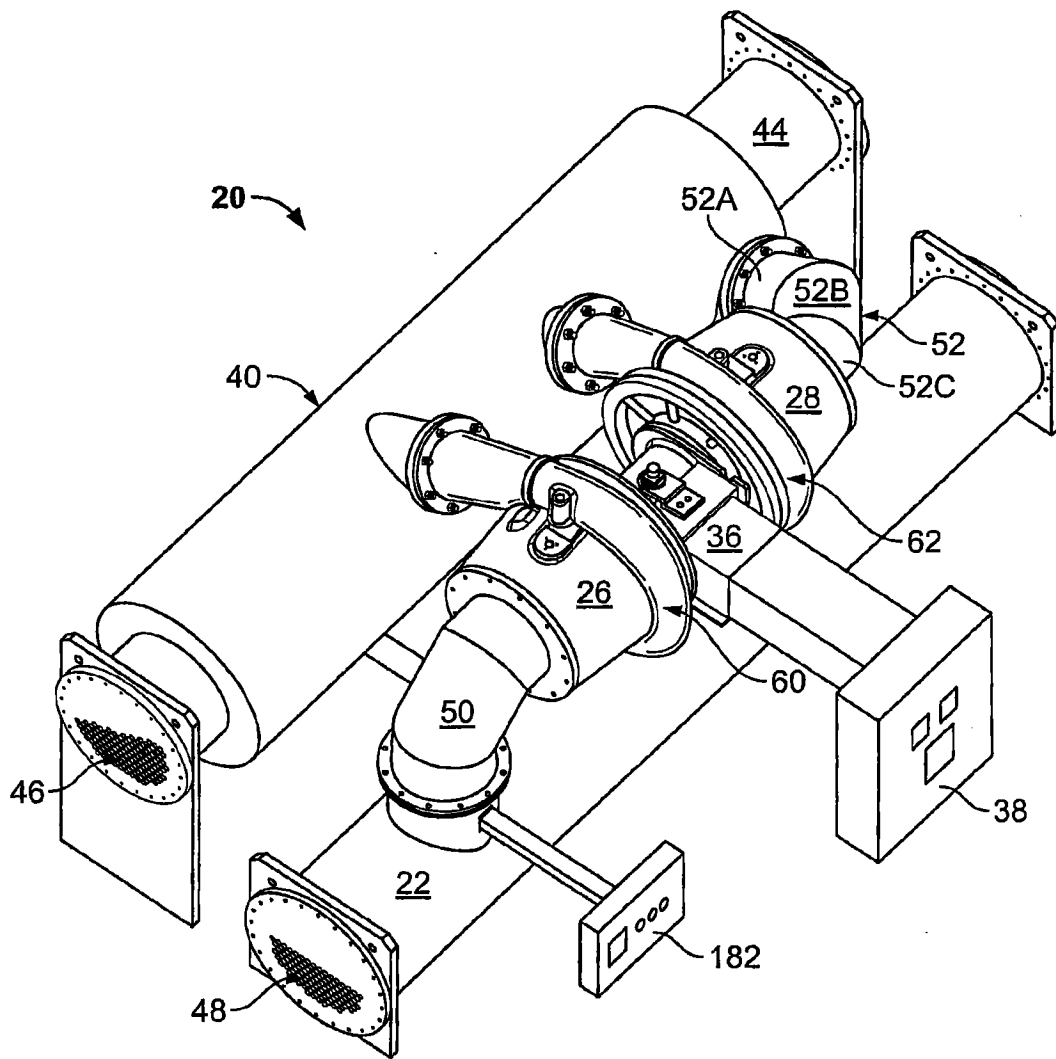


图 1

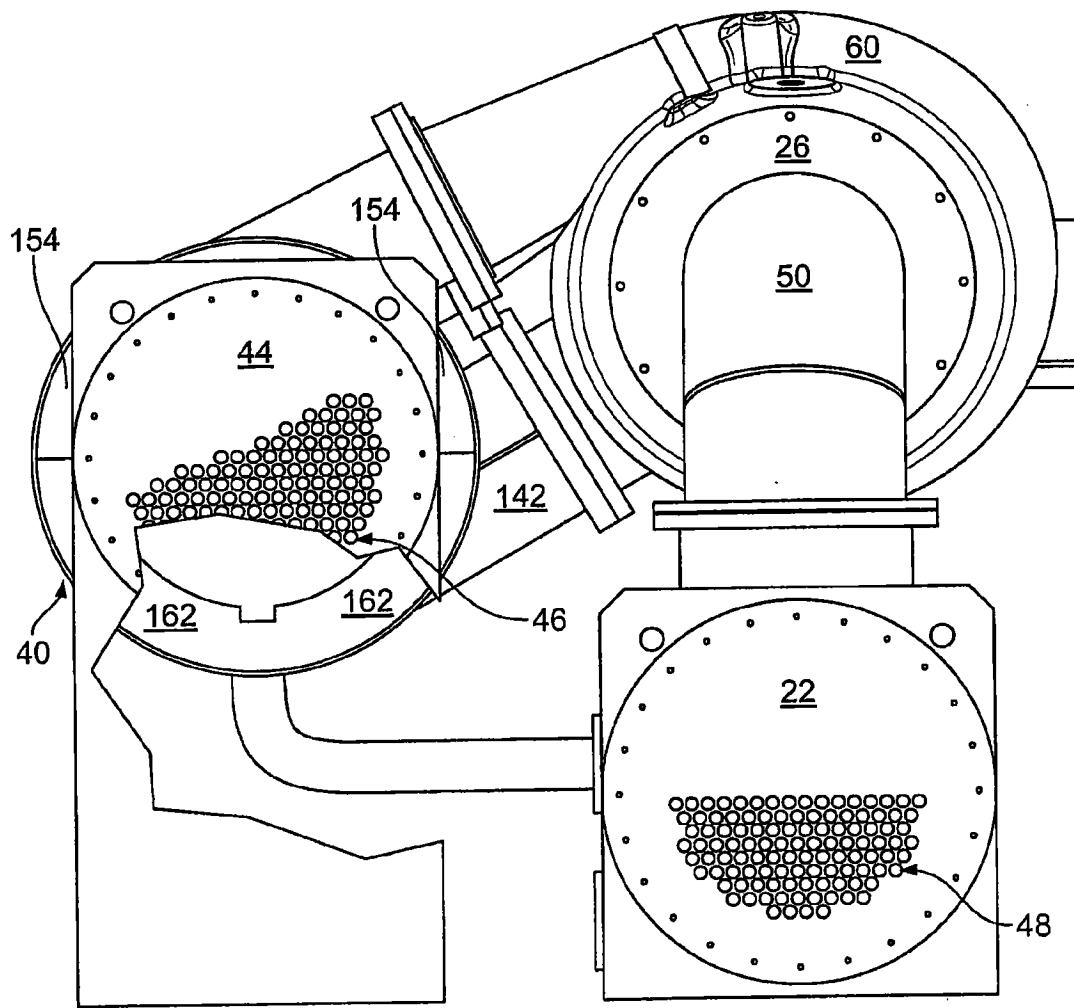


图 2

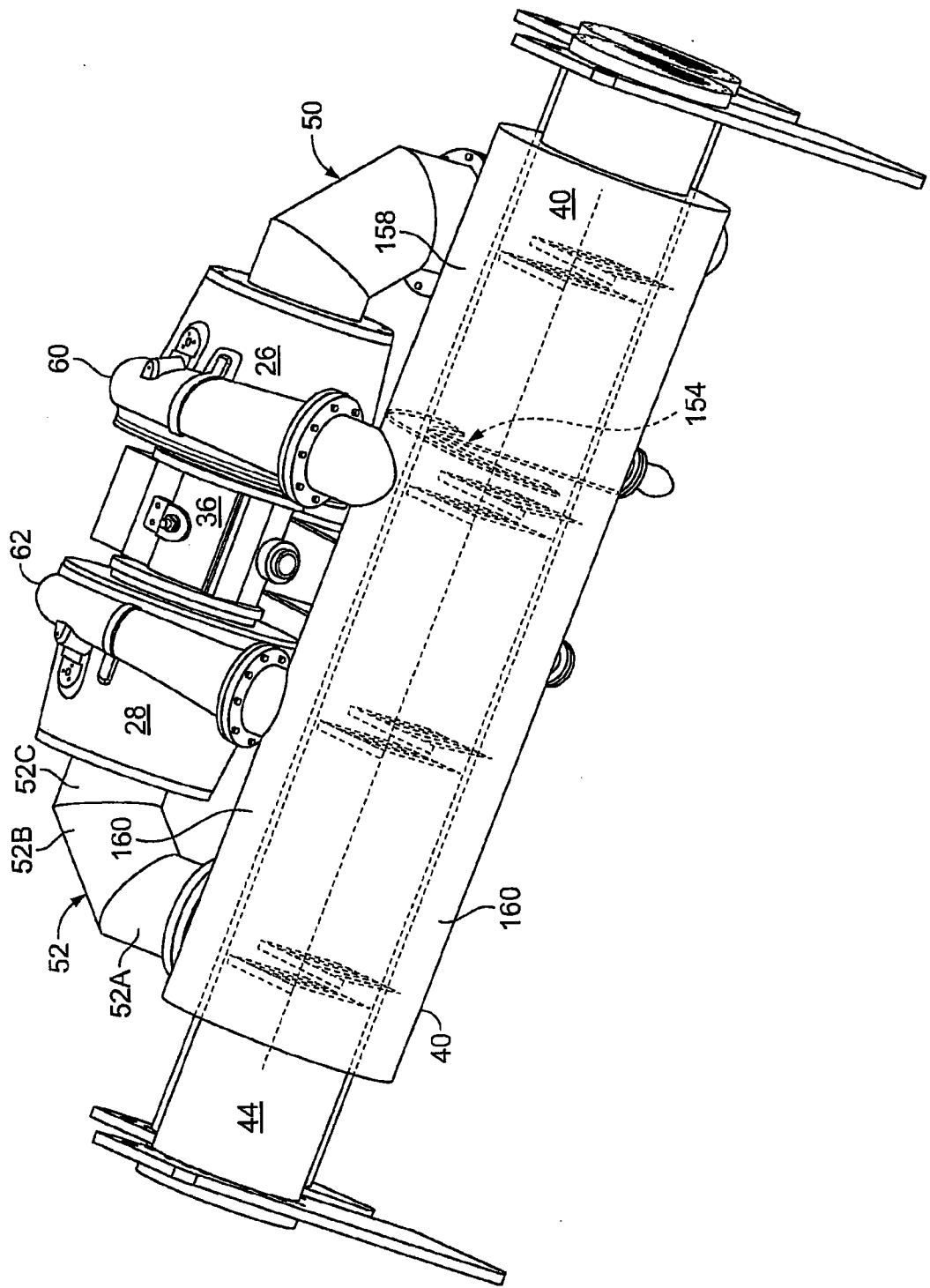


图 3

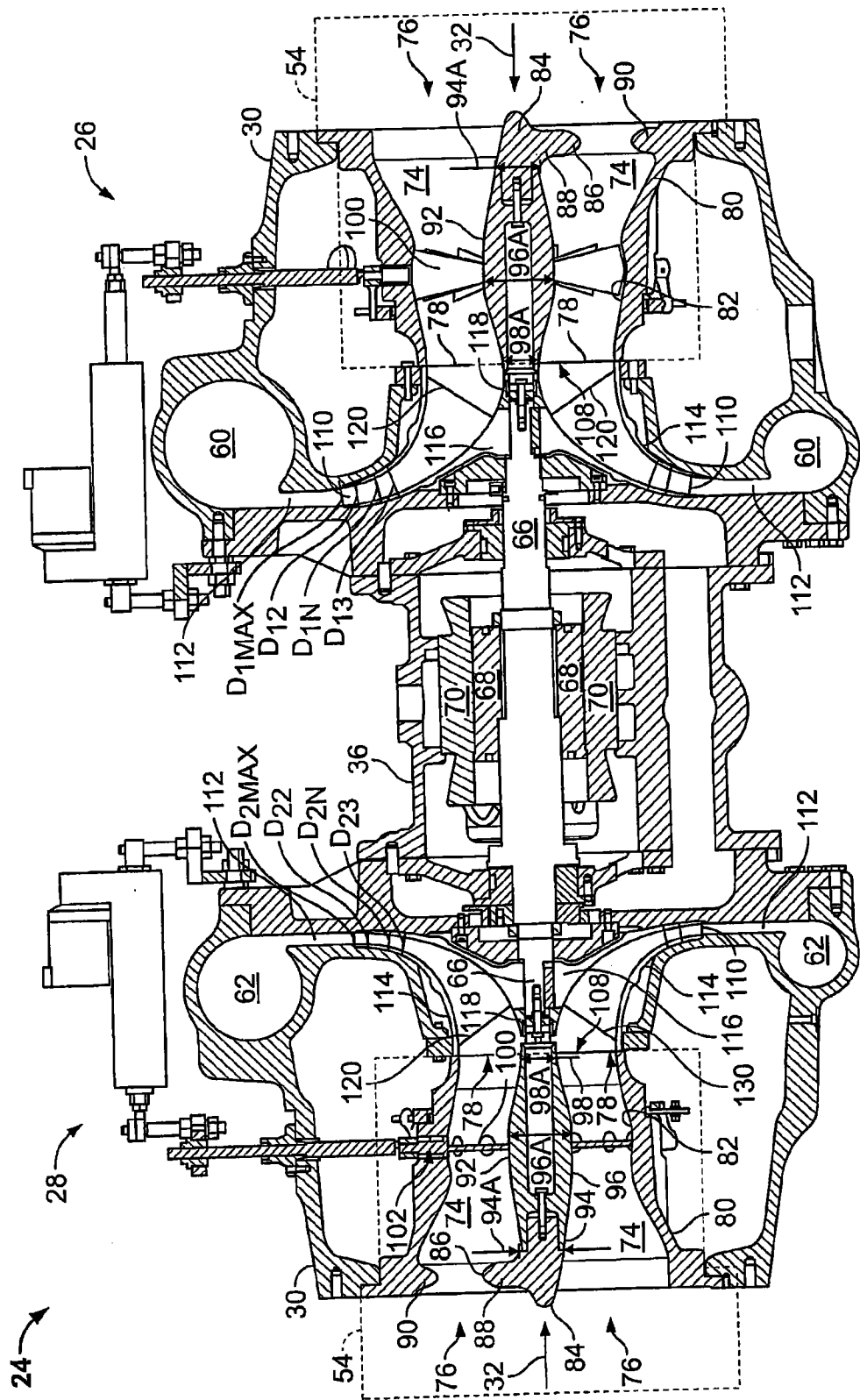


图 4

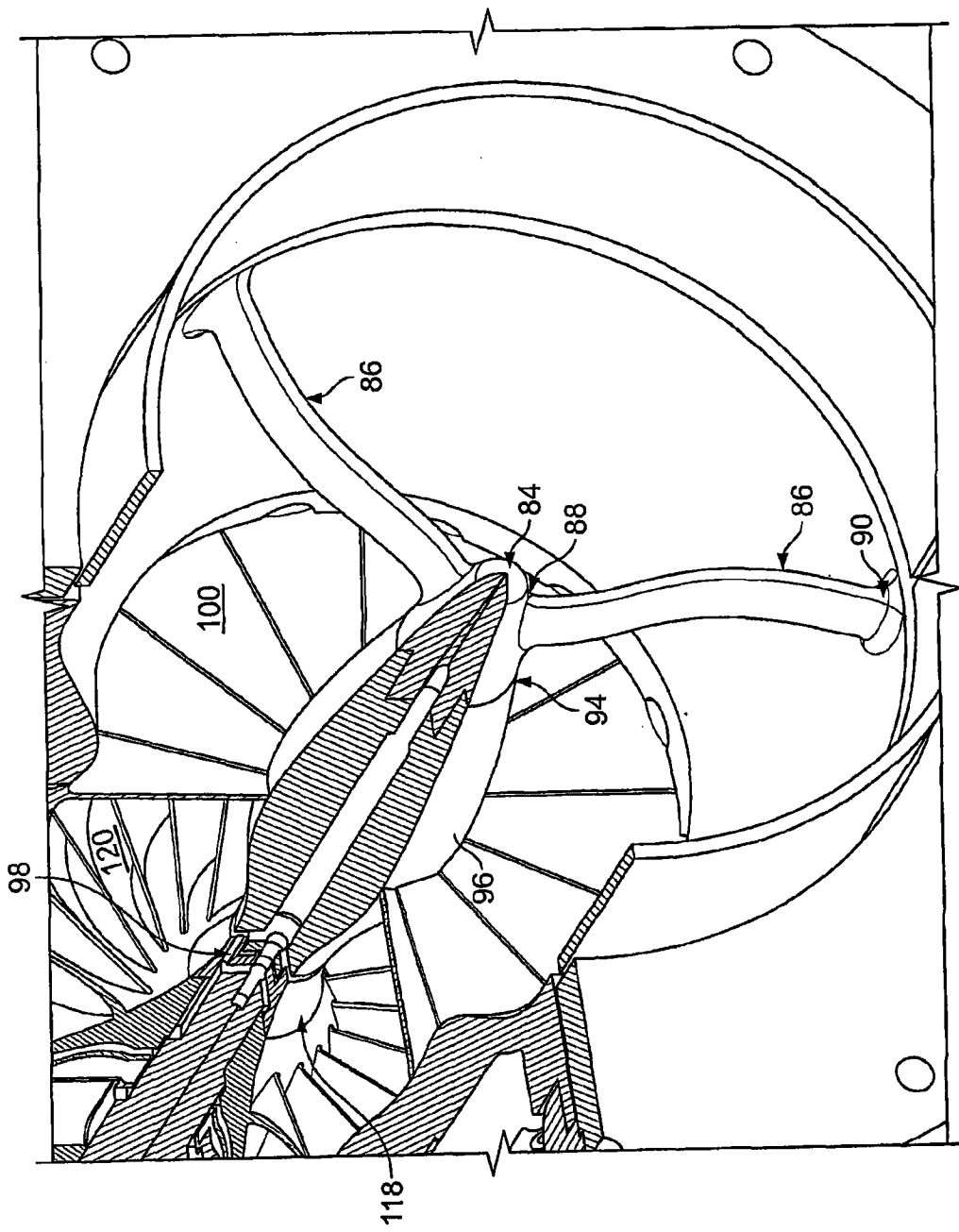


图 5

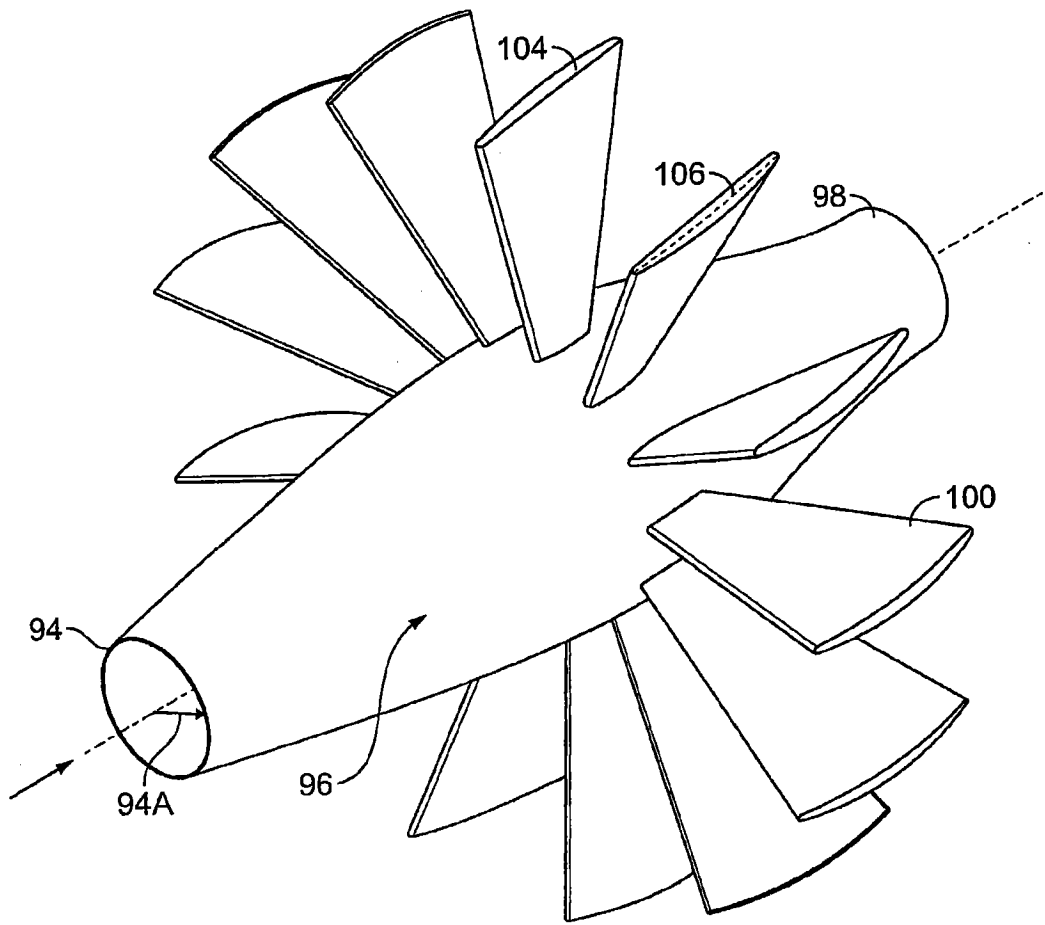


图 6

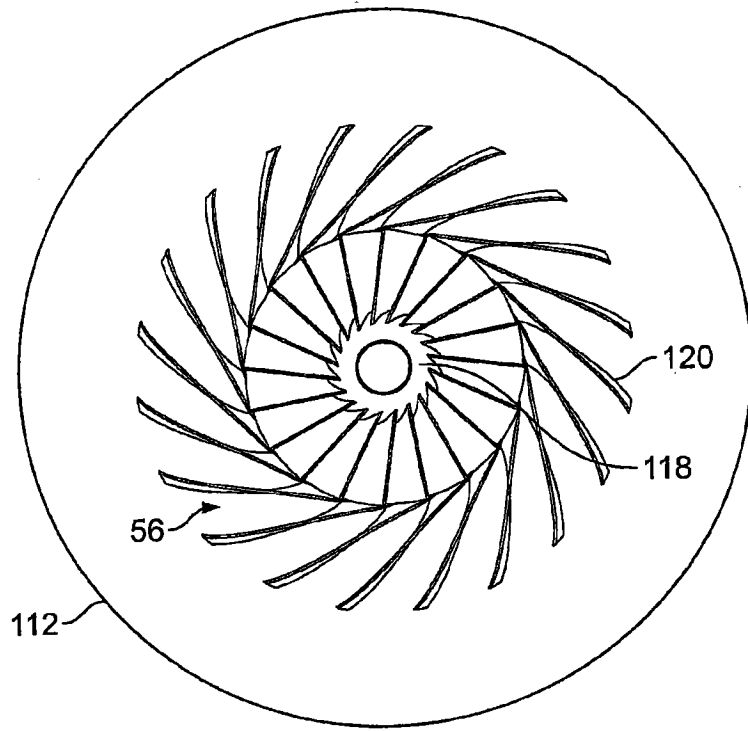


图 7A

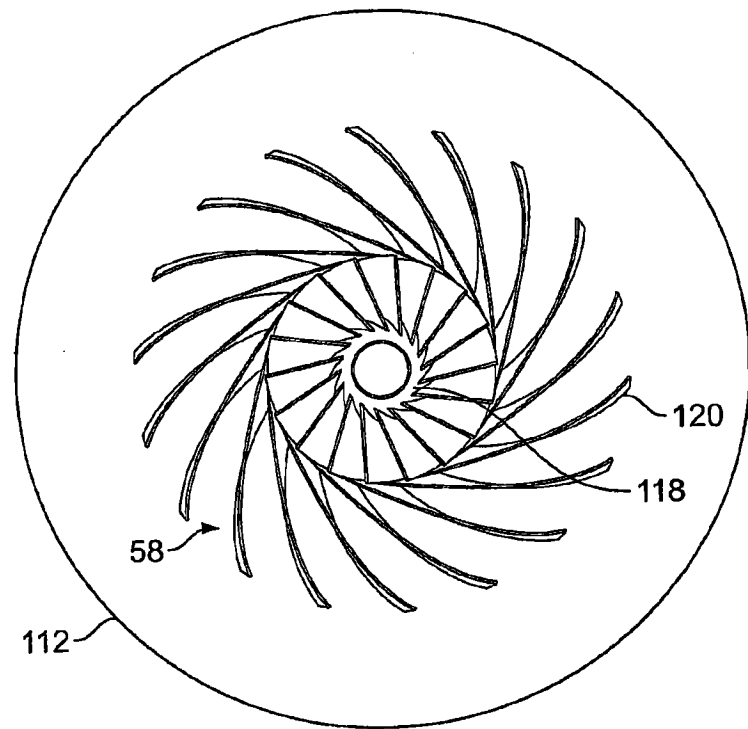


图 7B

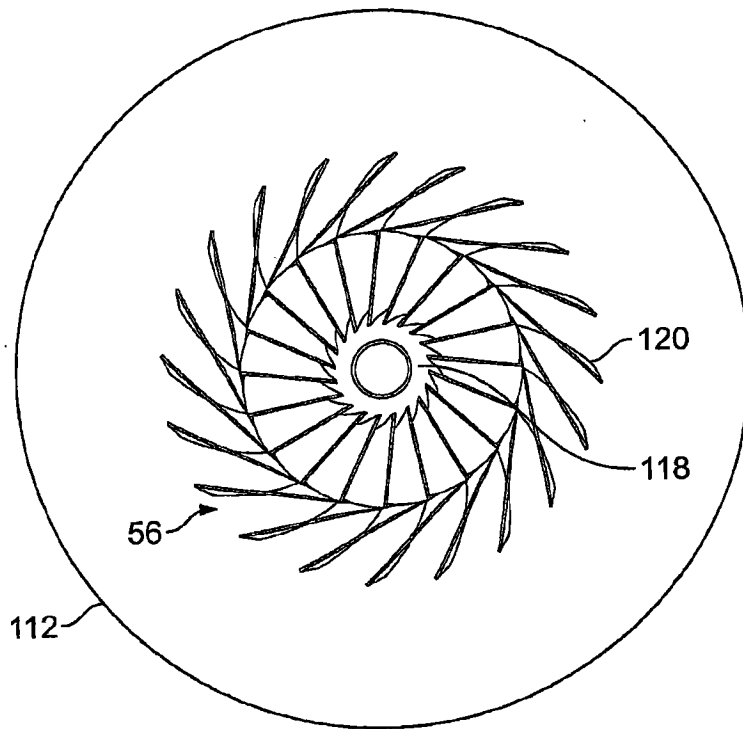


图 8A

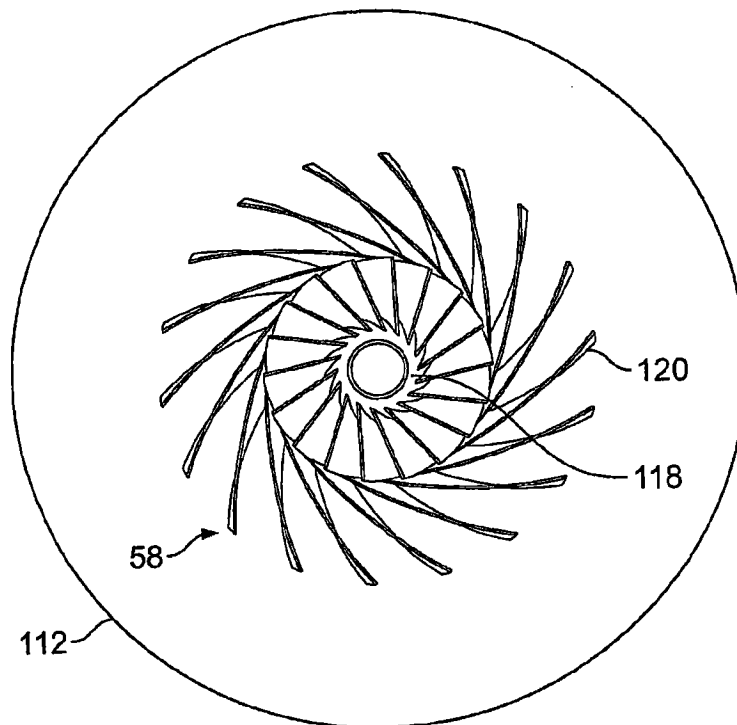


图 8B

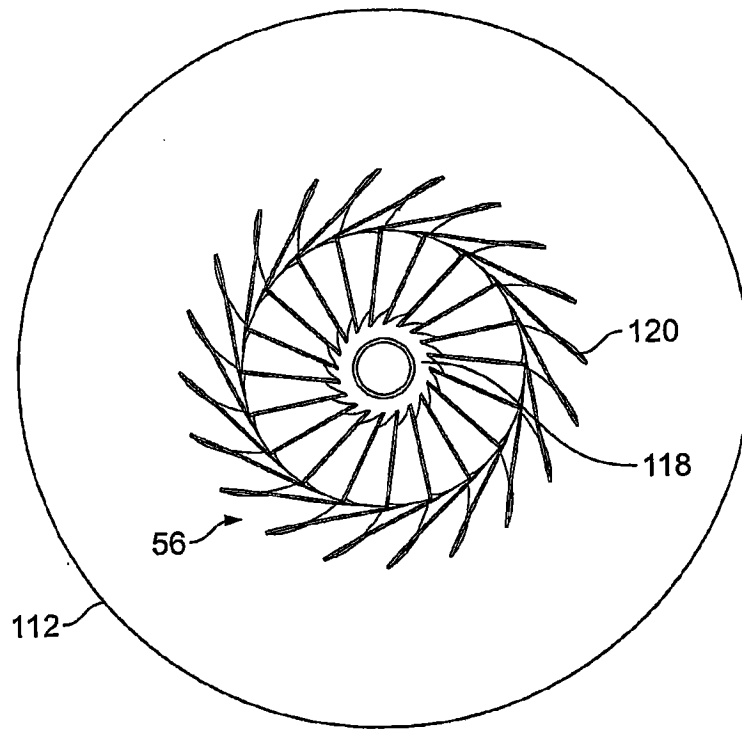


图 9A

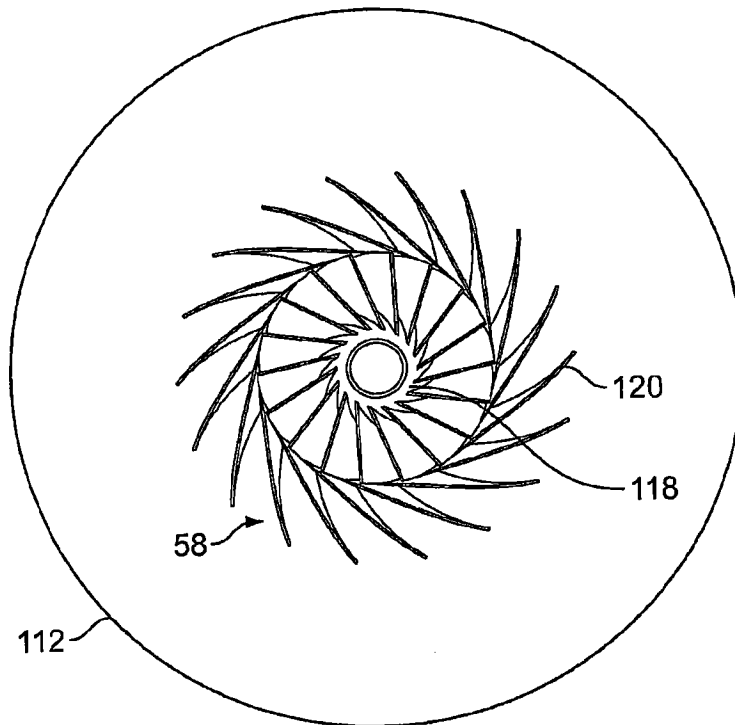


图 9B

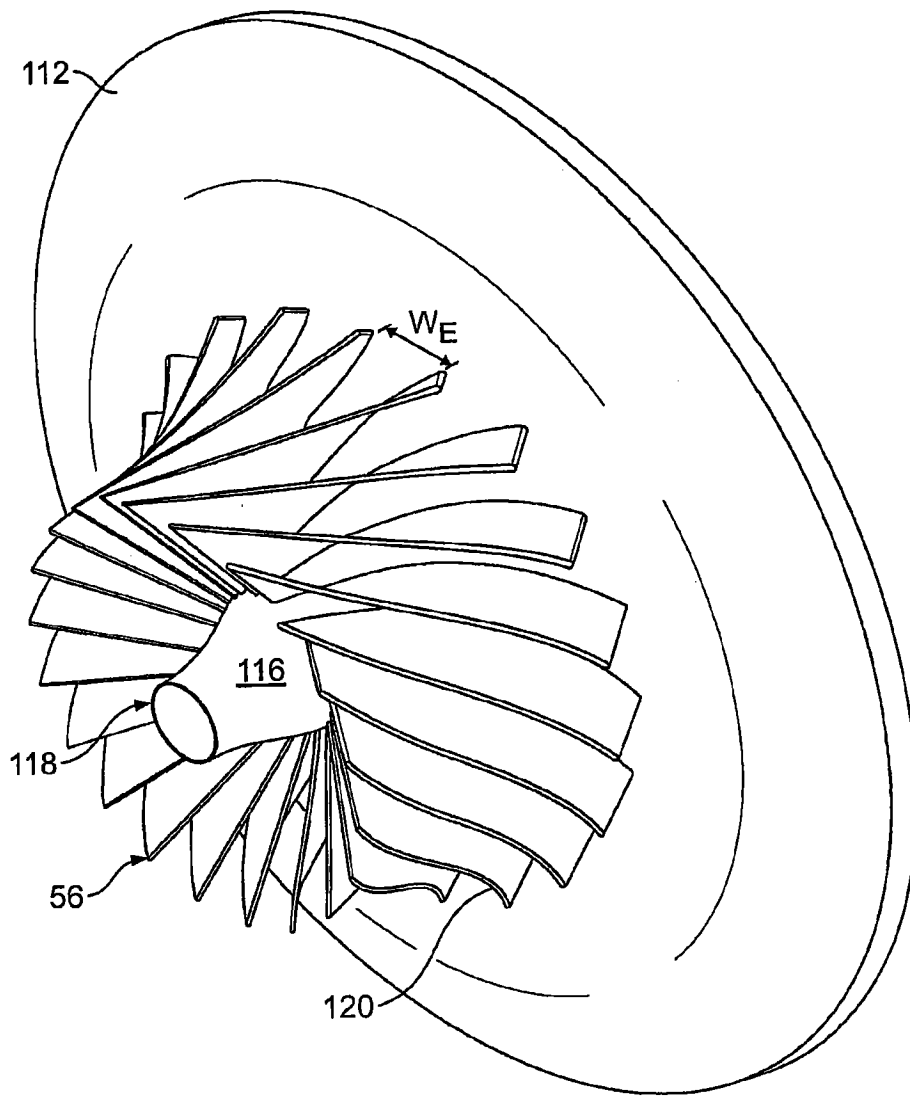


图 10

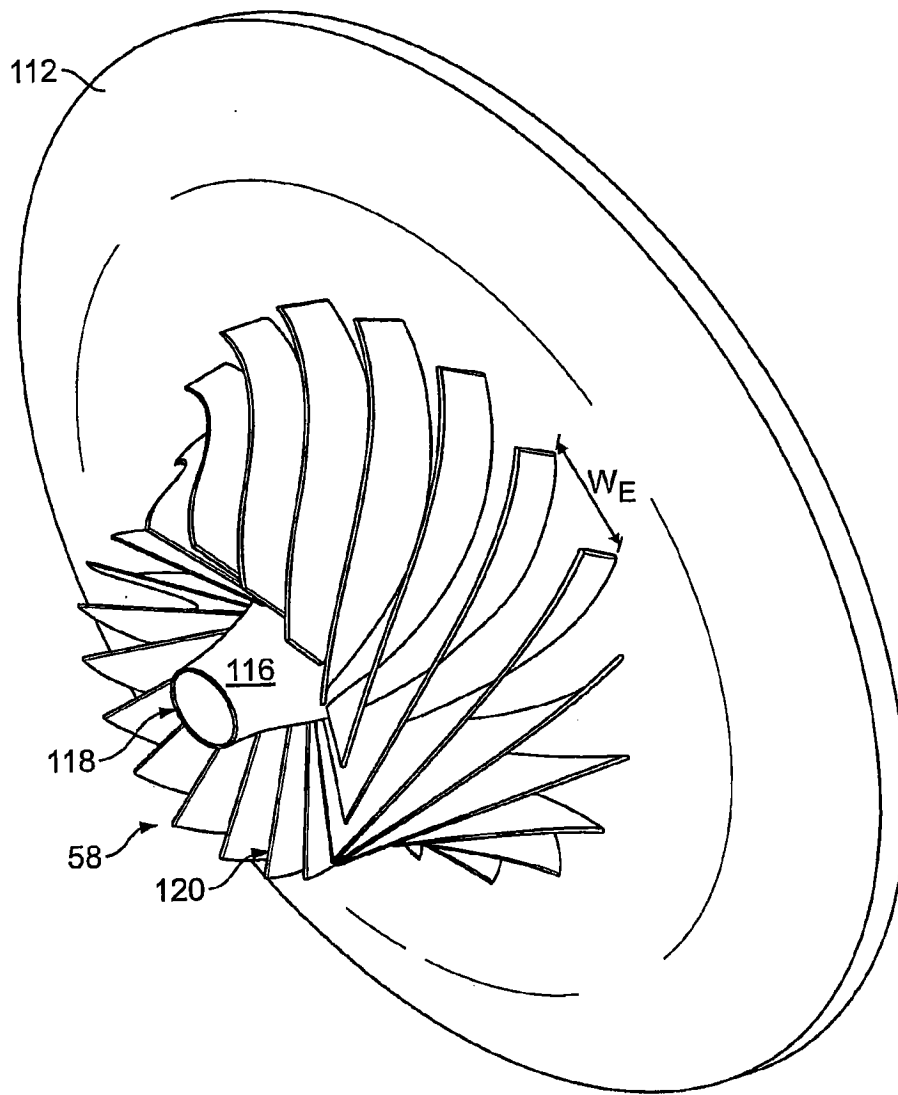


图 11

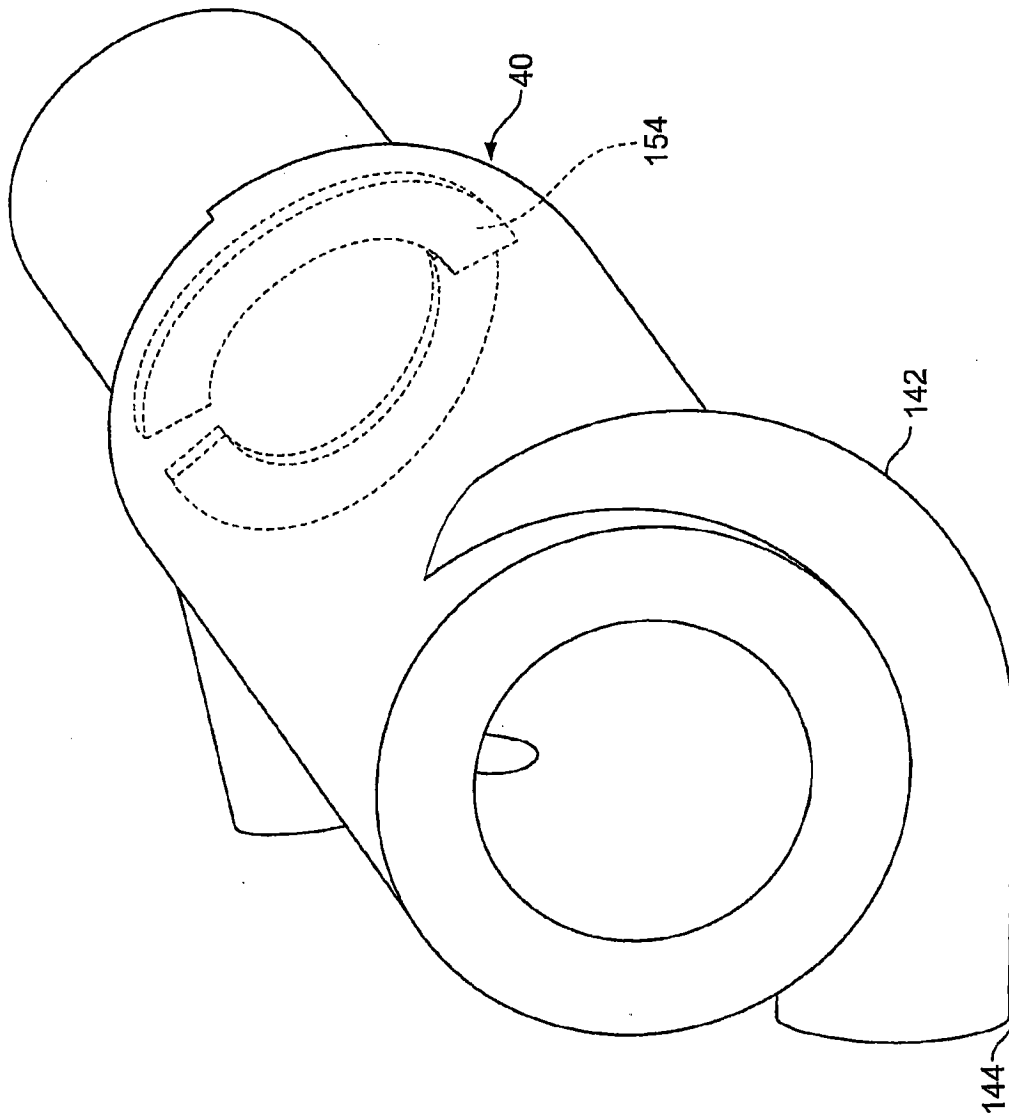


图 12

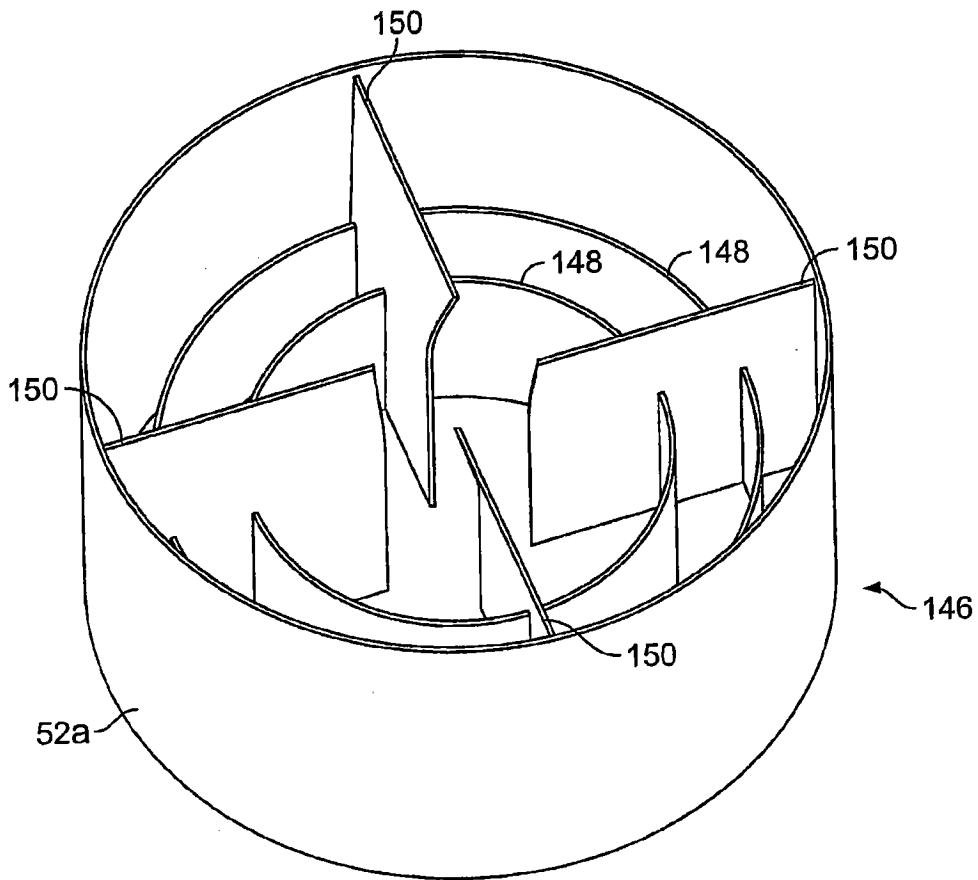


图 13

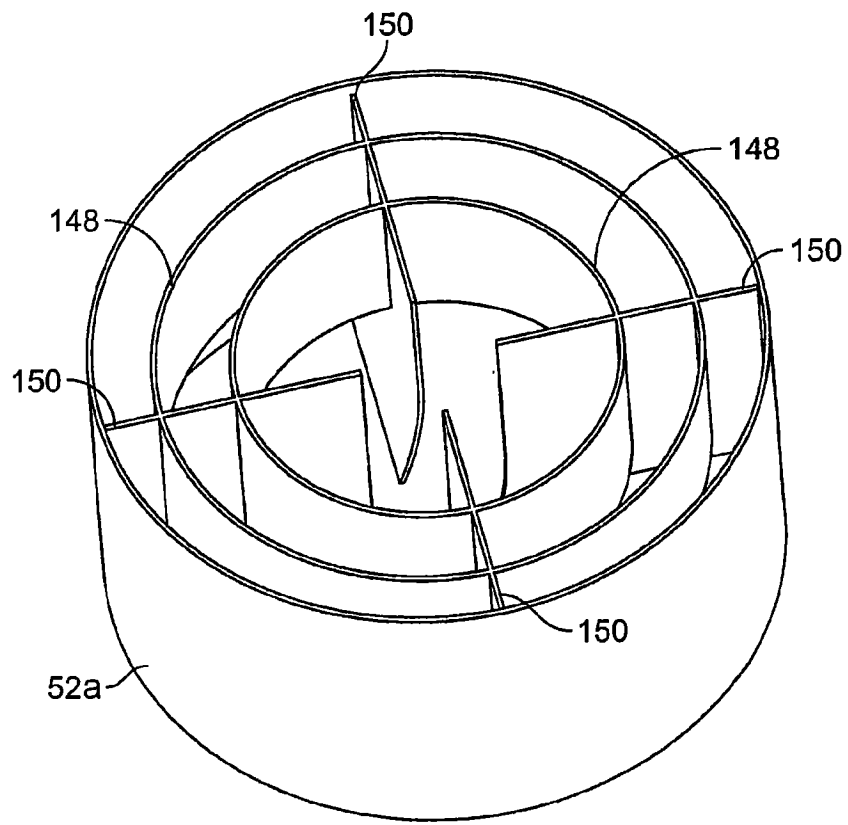


图 14

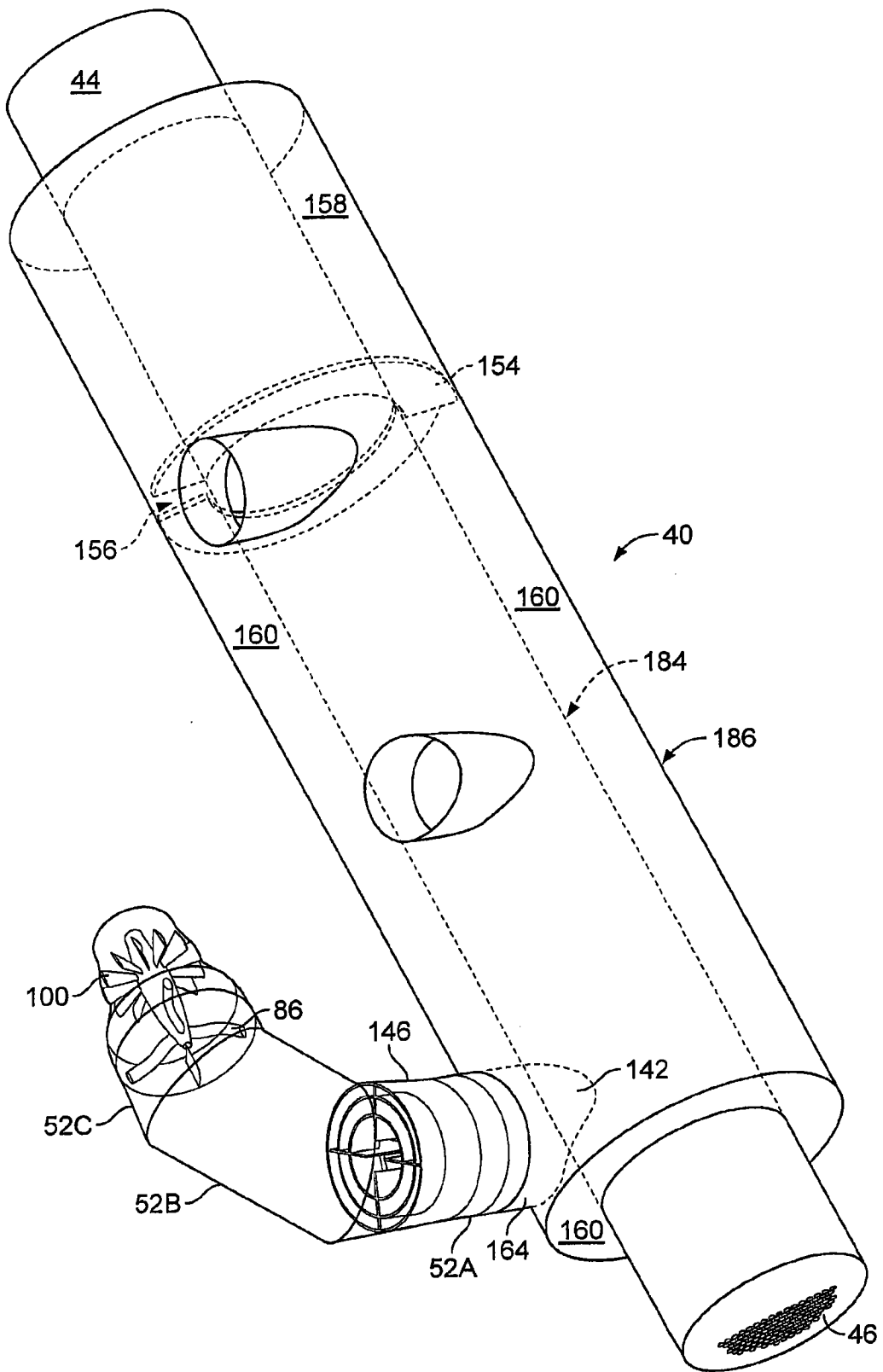


图 15