



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 120140227 A

(43) 申请公布日 2025. 06. 13

(21) 申请号 202411840375.9

F04C 18/16 (2006.01)

(22) 申请日 2024.12.13

F04C 23/00 (2006.01)

(30) 优先权数据

F04C 23/02 (2006.01)

102023135011.0 2023.12.13 DE

(71) 申请人 凯撒空压机欧洲股份公司

地址 德国

(72) 发明人 迪尔克·西姆罗斯

(74) 专利代理机构 北京集佳知识产权代理有限公司 11227

专利代理师 周涛 刘刚

(51) Int. Cl.

F04C 29/04 (2006.01)

F04C 29/02 (2006.01)

F16N 39/02 (2006.01)

F04C 28/00 (2006.01)

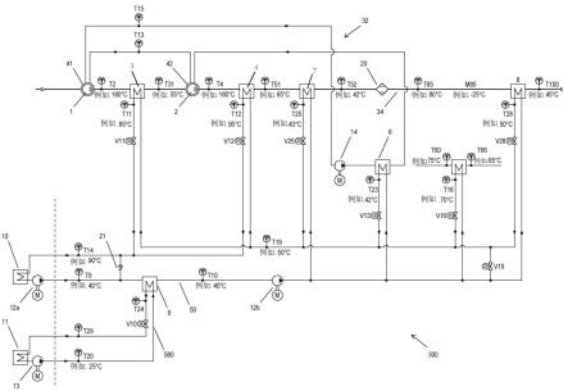
权利要求书4页 说明书17页 附图5页

(54) 发明名称

具有冷却的压缩机装置和用于运行压缩机装置的方法

(57) 摘要

本发明涉及一种压缩机装置,其具有压缩机,用于对气体进行压缩以产生压缩气体,冷却装置并且包括用于冷却通过压缩机加热的油的油冷却器,至少一个压缩气体冷却器,和至少一个壳体冷却器,用于冷却壳体或压缩机的壳体的一部分,油冷却器,至少一个压缩气体冷却器和至少一个壳体冷却器分别设置成通过由液态的冷却剂、尤其水构成的冷却剂流实现冷却并且其中对于至少一个壳体冷却器设有至少一个壳体冷却器控制机构,用于个体地控制穿过壳体冷却器的冷却流,并且压缩机装置具有冷却控制装置,其配置成用于操控至少一个壳体冷却器控制机构,使得与穿过油冷却器的冷却流无关地控制穿过至少一个壳体冷却器的至少一个冷却流。



1. 一种压缩机装置,所述压缩机装置具有:

- 压缩机,尤其干式压缩的螺杆压缩机,用于对气体进行压缩以产生压缩气体,尤其压缩空气,其中所述压缩机具有至少一个压气机级,和

- 冷却装置并且所述冷却装置包括:

- 油冷却器,用于冷却通过所述压缩机加热的油,

- 至少一个压缩气体冷却器,用于冷却被完全地或部分地压缩成压缩气体的气体,和

- 至少一个壳体冷却器,用于冷却所述压缩机的壳体或壳体的一部分,其中

- 所述油冷却器,所述至少一个压缩气体冷却器和所述至少一个壳体冷却器分别设置成通过由液态的冷却剂,尤其水构成的冷却剂流来实现冷却,并且其中

- 为所述至少一个壳体冷却器设有至少一个壳体冷却器控制机构,用于个体化地控制穿过所述壳体冷却器的冷却流,并且

- 所述压缩机装置具有冷却控制装置,并且所述冷却控制装置配置成用于操控所述至少一个壳体冷却器控制机构,使得与穿过所述油冷却器的冷却流无关地控制穿过所述至少一个壳体冷却器的至少一个冷却流。

2. 根据权利要求1所述的压缩机装置,

其特征在于,

- 所述冷却控制装置配置成用于操控所述至少一个壳体冷却器操控机构,使得与穿过所述至少一个压缩气体冷却器的至少一个冷却流无关地控制穿过所述至少一个壳体冷却器的至少一个冷却流。

3. 根据权利要求1或2所述的压缩机装置,

其特征在于,

- 所述冷却控制装置配置成用于,仅对于所述至少一个壳体冷却器个体化地,尤其借助于壳体冷却器控制机构来控制冷却流,而不控制或者仅经由总冷却剂流的共同的控制装置来控制用于所述油冷却器和所述至少一个压缩气体冷却器的冷却流。

4. 根据权利要求1至3中任一项所述的压缩机装置,

其特征在于,

- 所述压缩机具有用于压缩所述压缩气体的至少一个转子并且在所述壳体和所述至少一个转子之间或在两个转子之间构成至少一个压缩机间隙,所述压缩机间隙具有可变的间隙厚度,并且

- 所述冷却控制装置配置成用于操控所述至少一个壳体冷却器控制机构,使得所述间隙厚度保持在可预设的范围内,和/或使得所述间隙厚度跟随可预设的间隙期望厚度。

5. 根据权利要求1至4中任一项所述的压缩机装置,

其特征在于,

所述冷却控制装置配置成,

- 检测和/或估计所述压缩机的间隙厚度或所述间隙厚度,并且

- 根据检测到的或所估计的间隙厚度来控制所述至少一个壳体冷却器控制机构。

6. 根据权利要求1至5中任一项所述的压缩机装置,

其特征在于,

所述冷却控制装置配置成,

-检测完全地或部分地压缩成压缩气体的气体在从所述至少一个压气机级中排出时的至少一个排出温度;

-确定用于所述排出温度的预设温度值,在所述预设温度值下预期有最优的间隙厚度,其中尤其在进行的运行中确定所述预设温度值;并且

-控制所述至少一个壳体冷却器控制机构,使得所述排出温度跟随所述预设温度值,尤其使得所述排出温度调节到作为期望温度的预设温度值。

7. 根据权利要求1至6中任一项所述的压缩机装置,其特征在于,

所述冷却控制装置配置成,

-根据至少一个冷却剂温度控制所述至少一个壳体冷却器控制机构,尤其

-根据以下列表中的温度来控制

-在所述壳体冷却器的冷却剂输出端处检测到的冷却剂温度,和

-在所述壳体冷却器下游检测到的冷却剂温度。

8. 一种压缩机装置,尤其根据上述权利要求中任一项所述的压缩机装置,所述压缩机装置具有:

-压缩机,用于对气体进行压缩以产生压缩气体,尤其压缩空气,和

-冷却装置并且所述冷却装置包括:

-油冷却器,用于冷却通过所述压缩机加热的油,

-至少一个压缩气体冷却器,用于冷却完全地或部分地压缩成压缩气体的气体,和

-至少一个壳体冷却器,用于冷却所述压缩机的壳体或壳体的一部分,其中

-所述油冷却器,所述至少一个压缩气体冷却器和所述至少一个壳体冷却器分别设置成通过由液态冷却剂,尤其水构成的冷却剂流实现冷却,并且其中

-所述油冷却器和/或所述至少一个壳体冷却器中的至少一个壳体冷却器与所述至少一个压缩气体冷却器中的至少一个压缩气体冷却器串联连接,使得冷却剂流相继地穿流这些串联连接的冷却器。

9. 根据权利要求8所述的压缩机装置,

其特征在于,

所述压缩机装置构造为,使得

-穿流这些串联连接的冷却器的冷却剂流首先穿流所述油冷却器,并且

-接着穿流所述至少一个压缩气体冷却器,以至于所述油冷却器借助具有相较于所述至少一个压缩气体冷却器更低温度的冷却剂穿流。

10. 根据权利要求8或9所述的压缩机装置,

其特征在于,

-设有冷却循环回路,用于在冷却循环回路入口处提供所述冷却剂和用于在冷却循环回路出口处回收通过所述冷却器加热的冷却剂,以便将加热的冷却剂再冷却或输送给其他应用,尤其以便使用所述冷却剂的热量,并且

-所述压缩机装置具有冷却控制装置,所述冷却控制装置配置成用于控制所述压缩机装置,使得

-在所述冷却循环回路出口处的冷却剂具有85°C至95°C的温度,尤其具有90°C至95°C

的温度。

11. 根据权利要求8至10中任一项所述的压缩机装置，其特征在于，

- 设有多个压缩气体冷却器，并且

- 所述压缩机装置构造为，使得所述冷却剂在其穿流所述油冷却器之后穿流多个压缩气体冷却器，这些压缩气体冷却器尤其并联连接，以至于所述冷却剂并行地穿流这些压缩气体冷却器。

12. 根据权利要求8至11中任一项所述的压缩机装置，其特征在于，

- 多个压缩气体冷却器或所述多个压缩气体冷却器划分为多个压缩气体冷却器组，其中

- 在各一个压缩气体冷却器组中的压缩气体冷却器彼此并联连接，并且

- 所述压缩气体冷却器组彼此串联连接，其中尤其

- 第一压缩气体冷却器和第二压缩气体冷却器彼此并联连接，并且

- 与彼此并联连接的第三压缩气体冷却器和第四压缩气体冷却器串联连接。

13. 一种用于控制压缩机装置的方法，

- 所述压缩机装置具有压缩机，尤其螺杆压缩机，用于对气体进行压缩以产生压缩气体，尤其压缩空气，其中所述压缩机具有至少一个压气机级，和

- 具有冷却装置并且所述冷却装置包括：

- 油冷却器，用于冷却通过所述压缩机加热的油，

- 至少一个压缩气体冷却器，用于冷却完全地或部分地压缩成压缩气体的气体，和

- 至少一个壳体冷却器，用于冷却所述压缩机的壳体或壳体的一部分，其中

- 所述油冷却器、所述至少一个压缩气体冷却器和所述至少一个壳体冷却器分别设置成通过由液态的冷却剂，尤其水构成的冷却剂流实现冷却，并且其中

- 为所述至少一个壳体冷却器设有至少一个壳体冷却器控制机构，用于个体化地控制穿过所述壳体冷却器的冷却流，并且

- 所述压缩机装置具有冷却控制装置，并且所述冷却控制装置操控所述至少一个壳体冷却器控制机构，使得与穿过所述油冷却器的冷却流无关地控制穿过所述至少一个壳体冷却器的至少一个冷却流。

14. 根据权利要求13所述的方法，

其特征在于，

使用根据权利要求1至12中任一项所述的压缩机装置。

15. 根据权利要求13或14所述的方法，

其特征在于，

- 所述冷却控制装置仅对于所述至少一个壳体冷却器个体化地，尤其借助于所述壳体冷却器控制机构控制冷却流，而不控制或者仅经由总冷却剂流的共同的控制装置来控制用于所述油冷却器和所述至少一个压缩气体冷却器的冷却流。

16. 根据权利要求13至15中任一项所述的方法，

其特征在于，

-所述压缩机具有用于压缩所述压缩气体的至少一个转子和在所述壳体 and 所述至少一个转子之间构成至少一个压缩机间隙,所述至少一个压缩机间隙具有可变的间隙厚度,并且

-所述冷却控制装置操控所述至少一个壳体冷却器控制机构,使得所述间隙厚度保持在可预设的范围内,和/或所述间隙厚度跟随可预设的间隙期望厚度。

17. 根据权利要求13至16中任一项所述的方法,

其特征在于,

通过使用所述冷却控制装置

-检测和/或估计所述压缩机的间隙厚度或所述间隙厚度,并且

-根据检测到的或估计的间隙厚度控制所述至少一个壳体冷却器控制机构。

18. 根据权利要求13至17中任一项所述的方法,

其特征在于,

通过使用所述冷却控制装置

-检测完全地或部分地压缩成压缩气体的气体在从所述至少一个压气机级中排出时的至少一个排出温度;

-确定用于所述排出温度的预设温度值,在所述预设稳定值下预期有最优的间隙厚度,其中尤其在进行的运行中确定所述预设温度值;并且

-控制所述至少一个壳体冷却器控制机构,使得所述排出温度跟随所述预设温度值,尤其使得所述排出温度调节到作为期望温度的预设温度值。

具有冷却的压缩机装置和用于运行压缩机装置的方法

技术领域

[0001] 本发明涉及一种压缩机装置,用于对气体进行压缩以产生压缩气体,尤其压缩空气,其中压缩机装置具有冷却装置。此外,本发明涉及一种用于运行具有冷却装置的压缩机装置的方法。

背景技术

[0002] 用于对气体进行压缩以产生压缩气体的压缩机也可以称为压缩气体压缩机。因此,所述压缩机用于产生压缩气体,通常即是压缩空气。所述压缩空气或其他压缩气体特别用于后续工业应用。以下关于压缩空气的阐述也在意义下适用于其他压缩气体。

[0003] 受制于功能,在产生压缩空气时产生热量。压缩空气和压缩机,尤其其壳体,被加热,从而必须被冷却。为了冷却,可以设有壳体冷却器来冷却压缩机的壳体或其一部分,所述壳体冷却器通常也被称为或实施为夹套冷却器。在所述壳体冷却器的情况下,冷却介质(其也可以同义地称为冷却剂),尤其水可以流过壳体冷却器,从而冷却壳体。此外,可以设有压缩气体冷却器,所述压缩气体冷却器设置在管路系统的一部分中,该部分引导压缩气体,尤其压缩空气。在此,特别地可以设有换热器,冷却介质或冷却剂,尤其水同样流过所述换热器。通常,在产生压缩气体时也需要油,尤其用于润滑压缩机的部件。这种油同样被加热并且可以通过油冷却器冷却,所述油冷却器尤其可以具有换热器。冷却介质或冷却剂,尤其水流过所述换热器。

[0004] 由此可以实现高效的冷却,使得所有提到的冷却器(其中也可以分别设有提到的冷却器中的多个冷却器)连接于初级冷却循环回路。特别地,冷却可以完全地或部分地并联连接,使得尽可能没有冷却器获得前面的冷却器的已经被加热的水,这会在串联连接中进行。

[0005] 通过并联连接,各个冷却器根据其并联支路的流阻获得其冷却水份额。通过对应地设计所述并联支路或这种冷却器,冷却器分别获得适当量的冷却剂,即尤其水。

[0006] 然而已证实的是,冷却需求和从而对冷却剂的需求,即冷却水可能波动。为了解决这,可以相应地调整在初级循环回路中的冷却剂的流量。然而,如果在各个冷却器中冷却剂需求改变是不同的,则在冷却器中的最优冷却的情况下会造成在其他冷却器中的过强或过弱的冷却。

[0007] 为了匹配这种非最优的冷却,可以设有和调节对应的阀,借助所述阀可以手动地设定各个冷却的冷却剂入流。然而,这种调整会是耗时的,因为为此技工必须进行或改变对应的设定。结果也取决于技工的个体能力。

[0008] 作为进一步改进,可以设有个体化的冷却,其中每个冷却器获得自己的冷却循环回路。然而,这种解决方案是耗费的,从而不一定予以推荐。

[0009] 从文件W02022163079A1中已知用于压缩机的冷却,其中尤其可以匹配冷却液体的量。

发明内容

[0010] 本发明所基于的目的是,解决前述问题中的至少一个问题。尤其,要提出一种解决方案,其中以简单的方式和方法实现用于具有冷却装置的压缩机装置的匹配的冷却。针对迄今已知的解决方案至少要提出一种替选的方案。

[0011] 根据本发明,提出根据本发明的实施例的压缩机装置。

[0012] 因此,提出一种压缩机装置,其具有压缩机,用于对气体进行压缩以产生压缩气体,尤其压缩空气,其中压缩机具有至少一个压气机级,和冷却装置。冷却装置包括用于冷却通过压缩机加热的油的油冷却器,至少一个压缩气体冷却器,用于冷却完全地或部分地压缩成压缩气体的气体,和至少一个壳体冷却器,用于冷却压缩机的壳体或壳体的一部分。油冷却器,至少一个压缩气体冷却器和至少一个壳体冷却器分别设置成实现通过由液态冷却剂、尤其水构成的冷却剂流的冷却。

[0013] 对于至少一个壳体冷却器设有至少一个壳体冷却器控制机构,用于个体化地控制穿过壳体冷却器的冷却流。此外,压缩机装置具有冷却控制装置,所述冷却控制装置配置成用于操控至少一个壳体冷却器控制机构,使得至少一个冷却流与穿过油冷却器的冷却流无关地控制穿过至少一个壳体冷却器的至少一个冷却流。

[0014] 因此,设有压缩机装置,其具有压缩机和冷却装置。压缩机(其也可以同义地称为压缩气体压缩机)设计用于对气体进行压缩以产生压缩气体。尤其,提出一种压缩空气压缩机,用于产生压缩空气。所述压缩空气压缩机以大体已知的方式和方法产生压缩气体或压缩空气。

[0015] 此外,设有冷却装置,所述冷却装置具有至少一个油冷却器、压缩气体冷却器和壳体冷却器。油冷却器设计用于冷却通过压缩机加热的油。为此,油可以从压缩机流过换热器,其中所述油将其热量输出至液态冷却剂,尤其水,即冷却水。

[0016] 压缩气体冷却器(也可以设有多个压缩气体冷却器)设计用于冷却压缩气体。压缩气体为此流过所述压缩气体冷却器并且在此将热量输出至液态冷却剂。也考虑,压缩机具有多个压缩级,使得气体在第一压缩级之后置于第一压力级,这也已经可以被视为压缩气体。然而就此而言,压缩气体还未被压缩至最终的压力级,使得可以认定部分压缩的气体。然而,对于所述部分压缩的气体(其如所述简化地也已经可以称为压缩气体)也可以设有压缩气体冷却器,所述压缩气体冷却器在此情况下可以设置在两个压气机级之间。如果存在至少两个压气机级,则可以在第二压气机级之后至少重新地设置压缩气体冷却器,所述压缩气体冷却器将由提到的第二压气机级输出的压缩气体冷却。

[0017] 壳体冷却器(也可以设有多个壳体冷却器)设计用于冷却压缩机的壳体或壳体的一部分。在此,原则上可以将压缩机的或其部分的整个实体设计方案视为压缩机的壳体。因此,不仅涉及在压缩机的覆盖件的意义上的壳体,而是涉及作为实体物体的压缩机。壳体冷却器也可以包含或表示在压缩机的压气机级的壳体中的冷却剂通道。

[0018] 因此,针对所述冷却器提出,油冷却器、至少一个压缩气体冷却器和至少一个壳体冷却器分别设置成实现通过由液态冷却剂,尤其水构成的冷却剂流的冷却。所述冷却器中的每个冷却器因此具有冷却剂可以流过的至少一个流动通道。因此,提到的冷却器受制于原理是以下冷却器,其用于冷却由液态冷却剂构成的冷却剂流,即尤其是借助于水或冷却水冷却的冷却器。因此,在运行中冷却剂流流过每个冷却器。

[0019] 对于至少一个壳体冷却器设有至少一个壳体冷却器控制机构,用于个体化地控制穿过壳体冷却器的冷却流,使得其可以个体化地操控。所述壳体冷却器的控制和从而冷却作用可以由此与其余的冷却器无关地工作。

[0020] 为此,压缩机装置具有冷却控制装置,所述冷却控制装置配置成用于操控至少一个壳体冷却器控制机构,使得穿过至少一个壳体冷却器的至少一个冷却流与穿过油冷却器的冷却流无关地被控制。冷却控制装置由此可以配置成,使得所述冷却控制装置作为编程的控制器在对应的过程计算机中实现并且过程计算机在操作上与至少一个壳体冷却器控制机构连接。壳体冷却器控制机构可以构成为可控阀或具有这种阀。壳体冷却器控制机构也可以包括或是泵,尤其可调节的泵。所述壳体冷却器控制机构可以与可控阀组合。

[0021] 特别地提出,对于每个冷却剂流设有个体化的可操控的控制机构,以便个体化地控制每个冷却剂流,使得可分别针对油冷却器、至少一个压缩气体冷却器和至少一个壳体冷却器个体化地控制冷却功率。在此也考虑,冷却器中的例如一个冷却器,例如压缩气体冷却器具有两个或更多个子冷却器,或划分为两个或更多个子冷却器,例如划分为中间冷却器和二次冷却器,并且两个子冷却器可分别经由控制机构控制。因此,对于两个或多个子冷却器中的每个子冷却器可控制其相应的冷却剂流。子冷却器为此彼此串联连接。穿过每个所述子冷却器的各一个冷却剂流的个体化的控制可以设计为,使得附加地或仅仅控制总冷却剂流到子冷却器上的分配。

[0022] 两个壳体冷却器(其也可以称为夹套冷却器)也可以串联或并联连接。如果所述壳体冷却器并联连接,则这可以设计为,使得冷却剂流分配到所述两个壳体冷却器上,其中对于两个壳体冷却器可以共同地设有仅一个控制机构。然而,由此也可实现穿过壳体冷却器的冷却流的个体化的控制,因为在此情况下与其余的冷却器无关地,尤其与油冷却器无关地进行控制。

[0023] 优选地,设有用于所有冷却器的初级冷却循环回路,其中一个或多个壳体冷却器完全地或部分地以并联连接与其他冷却器,尤其油冷却器并联连接。然而这不排除,例如两个冷却器,例如两个壳体冷却器(即其可以设计为夹套冷却器)也串联连接。这两个串联连接的夹套冷却器也可以被视为共同的壳体冷却器。

[0024] 每个控制机构可以构成为可控阀,或构成为可控泵,或一些控制机构构成为可控阀而其他控制机构构成为可控泵。每个控制机构可以被视为个体化的控制机构,所述控制机构可以被个体化地操控。由此,每个冷却器的冷却剂流的持续的调整是可行的,从而每个冷却器可以在对其最优的运行点中运行。因此可以最优地运行每个冷却器。如果例如对于油冷却器存在提高的冷却需求,则可以提高其冷却剂流,而也不提高其余的冷却器的冷却剂流。

[0025] 在此特别是已认识到,迄今常见的油冷却器和夹套冷却器的耦联可能是不利的,因为对壳体的冷却和对油的冷却提出了不同要求,使得提出去耦装置。

[0026] 在此已认识到,最优的冷却不一定意味着,尽可能大幅地向下冷却。壳体可以根据温度膨胀或收缩,这可能对其机械功能具有影响,特别地对相对于彼此运动的元件的间隙的大小具有影响。特别重要的是,在压缩机壳体和转子之间和/或在转子彼此间的至少一个间隙保持在最优的范围内。壳体的过强的冷却造成缩小并从而造成在转子和壳体之间或在转子彼此间的接触,由此间隙会持久地增大。在壳体的冷却过低时,在转子和壳体之间或在

转子彼此间产生不必要地大的间隙,这会造成已经被压缩的气体的内部的回流。

[0027] 对于油冷却器重要的是,经由油温将油粘度保持在最优的范围内。在油过冷时功率消耗升高,在油过热时磨损升高。

[0028] 重要的是也将压缩空气在最后的压气机级之后冷却到最优值。在冷却过低时,可能造成构件的损伤或压缩空气干燥可能不充分地起作用。

[0029] 通过提出的解决方案,可以实现低的电功率消耗和最优的压缩空气排出温度。

[0030] 通常,在总冷却剂流或总和冷却剂流中的高温是期望的。于是由此应当将尽可能多的热量传递到加热水中,所述加热水可以与总冷却剂流或总和冷却剂流耦联或可以使用所述总冷却剂流或总和冷却剂流,以便例如节省用于加热的燃料成本。为此,必须对应地提升温度水平,使得冷却水可以用于加热目的,这对于压缩机的冷却更可能是不利的,然而在对应的热量需求的情况下可以是有意义的。通过对各个冷却器去耦地控制,两者都可以被考虑。

[0031] 根据一个方面提出,冷却控制装置配置成用于操控至少一个壳体冷却器控制机构,使得与穿过至少一个压缩气体冷却器的至少一个冷却流无关地控制穿过至少一个壳体冷却器的至少一个冷却流。

[0032] 因此,在此设有壳体冷却器的另外的去耦装置。由此,壳体冷却器可以更有针对性地配合于壳体的冷却并且尤其针对在转子和壳体之间的间隙的最优的间隙宽度。

[0033] 根据一个方面提出,冷却控制装置配置成,仅针对至少一个壳体冷却器个体化地,尤其借助于壳体冷却器控制机构控制冷却流,而用于油冷却器和至少一个压缩气体冷却器的冷却流不被控制或仅经由总冷却剂流的共同的控制来控制。

[0034] 在此特别是已认识到,壳体冷却器的有针对性的操控和从而壳体的精确冷是重要的,而其余的冷却器或其余的要冷却的元件对于温度波动是不敏感,从而仅需要具有简单控制的冷却,或甚至不受控制地就足够地工作。其于是仅经由一般的冷却循环回路的控制来控制。因此,整个冷却系统的构造可以保持为小的,同时地壳体的冷却质量高。故障源同样通过这样简化的冷却循环回路被避免。

[0035] 特别地,壳体冷却或夹套冷却比油冷却相比利用更低的温度运行。壳体冷却或夹套冷却在此可以与油冷却器无关地运行。

[0036] 根据一个方面提出,压缩机具有用于压缩所述压缩气体的至少一个转子并且在壳体和至少一个转子之间或在两个转子之间构成至少一个压缩机间隙,所述压缩机间隙具有可变的间隙厚度,并且冷却控制装置配置成用于操控至少一个壳体冷却器控制机构,使得间隙厚度保持在可预设的范围内,和/或使得间隙厚度跟随可预设的间隙期望厚度。

[0037] 因此,有针对性地控制壳体冷却,使得上文也已经简化仅称为间隙的压缩机间隙是尽可能最优的。在此已认识到,经由壳体冷却器的去耦的操控可以将间隙厚度保持在对于压缩机运行良好的范围内。

[0038] 间隙厚度可以被检测,或控制基于经验值进行,所述经验值可以在初步试验中记录。

[0039] 然而,因为在进行的运行中间隙厚度的测量会是耗费的,所以会需要至少一个附加的传感器,间隙厚度也可以经由其他值控制。特别地,从可更容易测量的温度中和基于经验值可以推断出间隙厚度。

[0040] 针对间隙厚度的冷却,特别是对于干式压缩的压缩机和/或螺杆压缩机是重要的。因此提出,压缩机是干式压缩的压缩机和/或螺杆压缩机。螺杆压缩机是以下构成用于通过两个彼此接合的螺杆的运动来压缩气体,尤其要压缩的空气中的螺杆压缩机。由此,也可以特别地执行连续的压缩过程。作为压缩机也可以使用涡轮压缩机。

[0041] 根据一个方面提出,冷却控制配置成,使得检测和/或估计压缩机的间隙厚度并且根据检测到的或估计的间隙厚度控制至少一个壳体冷却器控制机构。

[0042] 因此,根据该方面,为了控制压缩机间隙的间隙厚度提出,检测,尤其测量并且返回所述间隙厚度。控制装置是闭环控制回路的部分并且本身也可以称为闭环控制。

[0043] 为了检测可以使用对应的传感器。这更确切地说与对应的成本相联系,为此可以以高精度检测间隙厚度。

[0044] 为了检测间隙厚度也考虑,借助于状态观察器确定间隙厚度。状态观察器可以为此使用流入压气机级中的要压缩的气体的输入温度及其体积流用作为输入变量,并且使用在压气机级中至少部分被压缩的气体的排出温度作为输出变量。间隙厚度于是是状态观察器的状态和在状态观察器的排出温度和检测到的相对应的排出温度之间的比较可以用于匹配状态观察器或其模型的状态。也考虑,借助模型计算仿真相互关系和将这样计算出的温度与测量到的温度比较,从而推断出间隙厚度。

[0045] 根据一个方面提出,检测完全地或部分地压缩成压缩气体的气体在从至少一个压气机级中排出时的至少一个排出温度,确定用于排出温度的预设温度值,在所述预设温度值下预期有最优的间隙厚度,其中预设温度值尤其在进行的运行中被确定,并且至少一个壳体冷却器控制机构被控制,使得排出温度跟随预设温度值,尤其将排出温度调节到作为期望温度的预设温度值。

[0046] 在此特别是已认识到,完全地或部分地压缩成压缩气体的气体在从至少一个压气机级中排出时的温度(其在此称为排出温度)允许关于间隙厚度的相当准确的结论。在排出温度和间隙厚度之间的相互关系可以在初步试验中被记录。预设值原则上可以选择为以下值,其中预期有最优的间隙厚度。因此,如果排出温度被调节到预设值,则预期间隙厚度大致具有其最优值。

[0047] 因此也提出,检查壳体大小,或这样冷却,使得壳体大小保持恒定。这特别对于间隙厚度是重要的并且可以根据对间隙厚度的观察来减小。已认识到,也可行的是,间接地经由排出温度检测壳体大小或间隙厚度。在控制冷却的控制装置中,在转子之间和在转子和壳体之间的间隙正确的情况下将理论排出温度与检测到的温度比较,并且与其相关地控制冷却。在转子之间和在转子和壳体之间的正确的即最优的间隙厚度的情况下,理论排出温度可以被考虑作为预设温度。特别是对于螺杆压缩机,特别在干式运行的螺杆压缩机中,间隙厚度应当被特别准确遵守。尽可能地,间隙厚度应当趋于 $0\mu\text{m}$,尤其持久地趋于 $0\mu\text{m}$ 。

[0048] 然而也已认识到,在最优的间隙厚度和排出温度之间的相互关系可以与其他变量相关,特别与外部温度和压缩的压缩气体的通过量相关。因此,根据一个方面提出,在进行的运行中确定预设值。尤其提出,根据在一年中可用的冷却剂温度和/或空气抽吸温度确定预设值。优选地提出,根据外部温度和/或根据压缩的压缩气体的通过量确定预设值。

[0049] 根据一个方面,提出一种压缩机装置,其特征在于,冷却控制装置配置成,根据至少一个冷却剂温度控制至少一个壳体冷却器控制机构。由此可以有针对性地控制壳体冷

却,因为特别地冷却剂温度可以与通过壳体冷却的冷却结果相关。因此,也可以从闭环控制出发。优选地,对于冷却剂温度预设期望值。由此可以将冷却剂调节到期望的温度。

[0050] 特别地提出,冷却控制装置根据来自如下列表中的温度控制至少一个壳体冷却器控制机构:

[0051] -在壳体冷却器的冷却剂输出端处检测到的冷却剂温度,和

[0052] -在壳体冷却器下游检测到的冷却剂温度。

[0053] 所述温度最好地反映壳体冷却器的冷却功率并且壳体冷却器可以最好地影响这些温度。

[0054] 根据一个方面提出一种压缩机装置,其具有压缩机,用于对气体进行压缩以产生压缩气体,尤其压缩空气,和冷却装置。冷却装置包括油冷却器,用于冷却通过压缩机加热的油,至少一个压缩气体冷却器,用于冷却完全地或部分地压缩成压缩气体的气体,和至少一个壳体冷却器,用于冷却压缩机的壳体或壳体的一部分。

[0055] 此外,油冷却器,至少一个压缩气体冷却器和至少一个壳体冷却器分别设置成通过由液态冷却剂,尤其水构成的冷却剂流实现冷却。此外,油冷却器和/或壳体冷却器中的至少一个壳体冷却器与压缩气体冷却器中的至少一个压缩气体冷却器串联连接,使得冷却剂流相继地穿流这些串联连接的冷却器。

[0056] 因此,设有多个不同冷却器的至少一个部分的串联连接。特别地,提出油冷却器和压缩气体冷却器的串联连接。通过串联连接可以实现,冷却剂获得高的回流温度,使得可以实现在总冷却剂流中的较高的水排出温度。由此可以更好地利用积累的废热。同时,夹套冷却和油冷却器也可以在高水进入温度的情况下被充分冷却。

[0057] 在提出的串联连接中,仍然可以将油冷却器和壳体冷却器彼此并联连接,使得还仍然保证可以与油冷却器无关地控制壳体冷却器。

[0058] 根据一个方面提出,穿流所述串联连接的冷却器的冷却剂流首先穿流油冷却器,并且接着穿流至少一个压缩气体冷却器,使得油冷却器用温度比至少一个压缩气体冷却器更低的冷却剂穿流。

[0059] 特别地通过所述顺序由此可以实现高的排出温度,因为在压缩气体冷却器中的冷却剂还升高至通过油冷却器不可实现的温度。

[0060] 根据一个方面提出,设有冷却循环回路,用于在冷却循环回路入口提供冷却剂并且用于在冷却循环回路出口处收回通过冷却器加热的冷却剂,以便将加热的冷却剂回流冷却或输送给其他应用,尤其以便使用冷却剂的热量,并且压缩机装置具有冷却控制装置。冷却控制装置配置成用于控制压缩机装置,使得在冷却循环回路出口处的冷却剂具有85°C至95°C,尤其90°C至95°C的温度。

[0061] 为此,在冷却控制装置中实现对应的控制程序,所述控制程序实施对应的方法步骤。此外,这种冷却控制装置与冷却器的对应的控制机构,尤其阀连接,从而可以由冷却控制装置操控控制机构。与至少一个泵的连接也可以设计用于驱动总冷却流。

[0062] 为了控制在冷却循环回路出口处的冷却剂的温度,可以测量和返回所述温度,使得冷却控制装置可以整合到闭环控制回路或形成闭环控制。

[0063] 85°C至95°C,尤其90°C至95°C的温度可以视为高温并且关于高温的其他参考(也关于其他方面)可以通过温度值详细说明。特别已认识到,95°C的温度是高的,然而仍低于

在大气压力下沸水的温度。同样地,可以遵守110°C的极限,所述极限可能是更重要的,因为在压缩机装置中冷却水通常处于压力下,使得所述冷却水在更高的温度下才蒸发。还要注意的,从110°C起可以适用其他规定。因此,提到的温度特别地设计用于作为冷却剂的冷却水。

[0064] 根据一个方面提出,压缩机装置构造为,使得冷却剂首先流过油冷却器,并且接着流过至少一个壳体冷却器中的至少一个壳体冷却器。

[0065] 因此,冷却剂可以首先在油冷却器中加热并且接着在壳体冷却器中再继续加热,以便由此实现冷却剂在冷却循环回路出口处的高温。

[0066] 壳体冷却器可以由多个壳体冷却器构成,所述多个壳体冷却器可以彼此并联或串联连接。冷却剂在壳体冷却器中的继续加热可以在两个变型形式中进行并且实现所描述的效果。

[0067] 根据一个方面提出,设有多个压缩气体冷却器并且压缩器装置构成为,使得冷却剂在其穿流油冷却器之后穿流多个压缩气体冷却器,所述压缩气体冷却器尤其并联连接,使得冷却剂将所述多个压缩气体冷却器并联地穿流。

[0068] 因此,在冷却剂在油冷却器中已经加热之后,压缩气体冷却器将冷却剂继续加热。通过压缩气体冷却器(其可以分别构成为换热器或可以包含换热器)的并联连接,可以实现,两个换热器获得相同的冷的水进入温度并且在对流中,即在压缩气体流中(其穿流相应的换热器)可以将压缩空气冷却至接近水进入温度。

[0069] 因为压缩空气进入温度典型地明显高于100°C,特别地在大约120°C至250°C的范围内,所以可以借助两个压缩气体冷却器将水,即冷却水,在需要时加热至期望的温度。

[0070] 根据一个方面,压缩机装置的特征在于,多个压缩气体冷却器或所述多个压缩气体冷却器划分为多个压缩气体冷却器组,其中在各一个压缩气体冷却器组中的压缩气体冷却器彼此并联连接,并且压缩气体冷却器组彼此串联连接。为此,可以特别提出,第一和第二压缩气体冷却器彼此并联连接并且与彼此并联连接的第三和第四压缩气体冷却器串联连接。

[0071] 因此,可以实现,尤其构成为换热器的压缩气体冷却器(这也可以设计用于所有方面的所有压缩气体冷却器)在并联连接中获得具有相同的水进入温度的冷却剂。在对流中,所述压缩气体冷却器可以将压缩空气冷却至接近水进入温度。

[0072] 在此,在冷却剂在第一压缩气体冷却器组的压缩气体冷却器中已经被加热之后,随后的或第二压缩气体冷却器组的压缩气体冷却器继续加热冷却剂。

[0073] 根据本发明,还提出一种用于控制压缩机装置的方法,其中压缩机装置具有压缩机,尤其螺杆压缩机,用于对气体进行压缩以产生压缩气体,尤其压缩空气,其中压缩机具有至少一个压气机级。压缩机装置也具有冷却装置。冷却装置包括:油冷却器,用于冷却由压缩机加热的油,至少一个压缩气体冷却器,用于冷却完全地或部分地压缩成压缩气体的气体,和至少一个壳体冷却器,用于冷却压缩机的壳体或壳体的一部分。

[0074] 油冷却器、至少一个压缩气体冷却器和至少一个壳体冷却器分别设置成通过由液态冷却剂,尤其水构成的冷却剂流实现冷却。对于至少一个壳体冷却器设有至少一个壳体冷却器控制机构,用于个体化地控制穿过壳体冷却器的冷却流,并且压缩机装置具有冷却控制装置。冷却控制装置操控至少一个壳体冷却器控制机构,使得与穿过油冷却器的冷却

流无关地控制穿过至少一个壳体冷却器的至少一个冷却流。

[0075] 尤其提出,所述方法如结合压缩机装置已描述那样工作。特别地,所述方法如对于压缩机装置或对应的控制器已描述那样工作,所述压缩机装置或控制器分别配置成用于实施对应的方法或方法步骤。特别地,提出以下方法或方法部分,其实施和有利的的作用也已在上文中结合关于压缩机装置的方面所描述。

[0076] 根据一个方面提出一种方法,其中冷却控制装置,仅对于至少一个壳体冷却器,个体化地,尤其借助于壳体冷却器控制机构控制冷却流,而不控制或仅经由总冷却剂流的共同的控制来控制用于油冷却器和至少一个压缩气体冷却器的冷却流。

[0077] 根据一个方面提出,压缩机具有用于对压缩气体进行压缩的至少一个转子并且在壳体和至少一个转子之间构成至少一个压缩机间隙,所述压缩机间隙具有可变的间隙厚度,并且冷却控制装置操控至少一个壳体冷却器控制机构,使得间隙厚度保持在可预设的范围内,和/或使得间隙厚度跟随可预设的间隙期望厚度。

[0078] 根据一个方面提出,通过使用冷却控制装置检测和/或估计压缩机的间隙厚度,并且根据检测的或估计的间隙厚度控制至少一个壳体冷却器控制机构。

[0079] 根据一个方面提出,通过使用冷却控制装置检测完全地或部分地压缩成压缩气体的气体在从至少一个压气机级中排出时的至少一个排出温度;确定用于排出温度的预设温度值,在预设温度值下预期有最优的间隙厚度,其中尤其在进行的运行中确定预设温度值;并且控制至少一个壳体冷却器控制机构,使得排出温度跟随预设温度值,尤其使得排出温度调节到作为期望温度的预设温度值。

附图说明

[0080] 下面,根据实施方式参照附图示例性地详细阐述本发明。

[0081] 图1示出根据现有技术的压缩机装置的示意图。

[0082] 图2和图3分别示出分别根据本发明的一个实施方式的压缩机装置的示意图。

[0083] 图4示出具有两个压气机级的压缩机的示意的部分剖面图。

[0084] 图5示出图4的压缩机的第一压气机级的放大图。

具体实施方式

[0085] 图1示出具有第一和第二压气机级131或132的压缩机130的压缩机装置100。示意地示出压缩机130以及其余的元件。

[0086] 此外,设有中间冷却器133和二次冷却器134,所述中间冷却器和二次冷却器也可以称作为压缩空气中间冷却器或压缩空气二次冷却器。中间冷却器在此示作为压缩机130的部分,因为所述中间冷却器设置在第一和第二压气机级之间,但所述中间冷却器也可以构成为单独的元件。对应地,在另一设计方案中,不是作为压缩机130的部分的二次冷却器134可以是压缩机的部分。

[0087] 为了冷却第一和第二压气机级131、132,设有第一或第二夹套冷却装置141或142。夹套冷却装置141和142分别集成到压气机级131或132中。

[0088] 此外,设有油冷却器135。油冷却器135与压缩机130的油循环回路145连接。出于更好的概览性,在油循环回路145和压缩机130之间的连接在该图中未示出和此外也在大多数

其他附图中未示出。

[0089] 为了总体上冷却压缩机装置100,设有初级冷却循环回路150,其具有冷却剂入流部151和冷却剂回流部152。提到的冷却器,即中间冷却器133、二次冷却器134、第一和第二夹套冷却器141、142和油冷却器135经由所述初级冷却循环回路被供应冷的冷却剂(在图解说明的示例中即是水),即经由冷却剂入流部151供应。这样通过冷却器加热的水流经冷却剂回流部152返回到热沉154中,所述热沉仅抽象地表明。热沉154可以但不再必须是压缩机装置100的组成部分。在热沉中或作为热沉设有初级换热器156并且可以通过初级冷却剂泵158实现在初级冷却循环回路150中的共同的冷却剂流。

[0090] 提到的冷却器,即中间冷却器133、二次冷却器134、第一和第二夹套冷却器141、142和油冷却器135在初级冷却循环回路中并联连接。由此,所有提到的冷却器由初级冷却循环回路150通过冷却剂供应。相应的冷却器为此经由中间冷却器线路163、二次冷却器支路164、夹套冷却器支路166或油冷却器支路165并联连接于初级冷却循环回路。

[0091] 因此,夹套冷却器线路166首先供应第一和第二夹套冷却器141、142。在根据图1的示例中,在此第一和第二夹套冷却器141、142并联连接。

[0092] 为了设定冷却剂流或其彼此间的比例,设有可手动设定的阀,即手动的中间冷却器阀173、手动的夹套冷却器阀176和手动的油冷却器阀175。为了可以使中间冷却器133和二次冷却器134更好地彼此协调,设有二次冷却器阀174。

[0093] 此外,设有初级调整阀159,所述初级调整阀可以控制在冷却剂回流部中的总冷却剂的回流。

[0094] 此外,设有油旁路阀185,借助所述油旁路阀可以控制通过油冷却器135的油的流。

[0095] 因此,图1示出起作用的冷却设计方案,但已认识到对其还有改进。特别已证实的是,各个冷却器至少部分地并不良好地相互协调并且相对于彼此受到不同强度地冷却。已认识到,在此存在改进的需求,以便实现对于压缩机装置100的良好的、均匀的和从而高效的冷却。同样已认识到,存在对于每个冷却器匹配的冷却的需求,所述需求也可以与压缩机装置、尤其是其冷却装置的运行状态相关。特别地,匹配的冷却的需求可以与最终压力相关,与转速相关,与抽吸温度相关,与冷却水进入温度T10相关,与在温度测量部位处的期望的冷却水排出温度T14相关。尤其是,所述需求可以与压缩空气排出温度T100相关,和与期望的油温T60或T66相关。

[0096] 要注意的是,压缩机装置100因此由压缩机130和多个提到的冷却器也连带初级冷却循环回路构成,其中提到的冷却器包含提到的初级冷却循环回路(必要时另外的次级冷却循环回路)在内可以理解为压缩机装置的冷却装置。

[0097] 尤其得出以下缺点:

[0098] 必须手动地设定水体积流到并联的冷却器上的分配,然而热功率和从而水温的分配可以与运行点相关地明显地波动。

[0099] 在温度测量部位处的期望的排出温度较高的情况下,油冷却器和夹套冷却装置必须单独地借助冷却水来冷却,这可以经由次级的冷却系统进行。

[0100] 由于有各种不同的干扰变量,在各个排出温度T11、T12、T13、T16之间可能存在明显偏差。

[0101] 在大多数情况下造成冷却水的无效使用。因过冷的冷却水造成的级损坏是可能

的。

[0102] 同样,以下情况已被确定为不利的。

[0103] 水排出温度已经由共同的阀V14调节。

[0104] 油温已经由到油冷却器的旁路调节。油冷却器在大多数情况下获得不必要多的水,从而所述油冷却器即使在最不利的情况下也仍可以被充分地冷却。

[0105] 二次冷却器在大多数情况下获得不必要多的水,从而所述二次冷却器即使在最不利的情况下也仍可以充分冷却。经由阀V12仅调节温度 $T_{11}=T_{12}$,以便可以补偿在二次冷却器中的不同的热功率。

[0106] 夹套冷却装置在大多数情况下获得过少的水,以便能够达到期望的排出温度 T_{14} ——然而有时也获得过多和过冷的水,这可能造成对级的损坏。

[0107] 中间冷却装置仅获得足以能够达到期望的混合的排出温度 T_{14} 的水。

[0108] 如果部件暂时地需要更好的冷却,则V14又打开,使得所有换热器获得更多水,然而不再达到期望的水排出温度 T_{14} 。

[0109] 在图1中特别是也可以看到,油冷却器135、夹套冷却器141和142(其也可以称为壳体冷却器)以及压缩气体冷却器,即中间冷却器133和二次冷却器134都彼此并联连接。为了冷却,所述构造已经受考验,然而提到的冷却器通过并联连接始终获得冷的冷却剂,所述冷却剂在相应的冷却器中不会提高到非常高的温度,由此在到初级冷却循环回路150的换热器的出口处的温度不会变得非常高。所述温度可以作为典型值例如达到大约 65°C 。由此,无法良好地利用废热。

[0110] 图2示出根据一个设计方案的压缩机装置300。所述压缩机装置300与图1的压缩机装置100完全类似地具有压缩机30,其具有带有第一和第二夹套冷却器41、42的第一和第二压气机级1、2。第一和第二夹套冷却器41、42在示出的实施方式中彼此串联连接。

[0111] 此外,设有中间冷却器3和二次冷却器4,其分别冷却压缩气体。中间冷却器3在此冷却部分压缩的压缩气体,而二次冷却器4冷却完全压缩的压缩气体。

[0112] 同样设有油冷却器5,所述油冷却器冷却穿流压缩机30的油。

[0113] 所有提到的冷却器3、4、5、41和42连接于初级冷却循环回路50,因此所述初级冷却循环回路为所述提到的冷却器供应冷却剂。为了运行初级冷却循环回路——与也在图1中所示出类似地——设有初级换热器10和初级冷却剂泵12。初级换热器10和/或初级冷却剂泵12分别可以形成压缩机装置的一部分,或也不形成压缩机装置的一部分。

[0114] 连接于初级冷却循环回路50的冷却元件中的每个冷却元件可以经由自己的、即个体化的控制机构非手动地,尤其经由可操控的控制机构来控制。为此,分别设有调整阀V11、V12、V13和V16,所述调整阀分别设置在与初级冷却循环回路并联连接的冷却剂支路中,以便控制穿过相应的冷却元件的冷却剂流。在这些实施方式和所有其他实施方式中,调整阀可以简化地称为阀。第一和第二夹套冷却器41和42可以经由调整阀V13操控。替选地,当第一和第二夹套冷却器41和42彼此并联连接时,单独的阀也是可行的。

[0115] 因此,提到的冷却元件,即中间冷却器3、二次冷却器4、油冷却器5和第一和第二夹套冷却器41和42可以被个体化地操控。特别地,可以经由阀V13与油冷却器无关地控制夹套冷却器41和42。

[0116] 特别地提出,为了控制相应的冷却元件或还为了控制调整阀V11至V13和V16也检

测和考虑冷却剂、即冷却水的温度。为此,设有对应的温度测量部位T2、T31、T4和T9至T16、T19、T20、T29和T60。由此可以根据这些温度来控制冷却。

[0117] 特别地,可以根据压缩气体在从第一和/或第二压气机级1或2中排出时的排出温度,即根据在温度测量部位T2或T4处检测的压缩气体的温度,控制第一和/或第二夹套冷却装置。夹套冷却装置41或42可以共同地经由阀V13控制,或当所述夹套冷却装置彼此并联时个体化地控制。阀V13,或在并联连接时两个对应的阀,可以称作为壳体冷却器控制机构。此外,壳体冷却可以与油冷却器无关地被控制。由此,夹套冷却装置的有针对性的温度相关的控制是可行的。这可实现,将夹套冷却装置的控制有针对性地指向控制在转子之间或在转子和壳体之间的间隙厚度。

[0118] 油冷却器就其而言可以通过阀V16控制,与壳体冷却装置无关。

[0119] 借助温度测量部位T60检测油温。也可以检测其他温度,如排出温度T100作为离开压缩机装置的排出温度。

[0120] 优选地,所有这些温度可以纳入到冷却的控制中,并从而纳入到调整阀V10至V13、V16和V19的控制中。然而也不需要考虑所有温度。优选地,考虑至少一个温度。

[0121] 因此,根据图2的压缩机装置具有压缩空气中间冷却器3、压缩空气二次冷却器4、油冷却器5以及压气机级1、2连同夹套冷却装置41、42。

[0122] 在本实施例中,存在冷却水循环回路50,其具有换热器10,例如用于热回收。换热器10可以用于废热利用,然而也可以使用冷却系统,所述冷却系统不用于废热利用。然而,以与废热利用组合的方式,所述利用是特别大的。

[0123] 补充地,设有次级冷却循环回路580,其设计用于冷却初级冷却循环回路50的总冷却剂流。为此,设有经由初级-次级-换热器9的联接。

[0124] 次级冷却循环回路580可以经由次级换热器11又输出热量并且其冷却剂流可以经由次级冷却剂泵13驱动。

[0125] 次级冷却循环回路580可以将初级冷却循环回路的冷却剂流,尤其总冷却剂流冷却,并且为此设有初级-次级-换热器9。为了操控还设有调整阀V10,因此所述调整阀设置在初级-次级-换热器9的冷却剂支路中。调整阀V10的操控可以根据离开初级-次级-换热器9的冷却剂的跟踪温度(Nachlauftemperatur)进行。为此设有温度测量部位T10。流过调整阀V10的冷却剂的温度可以在温度测量部位T24处检测。

[0126] 当到压缩机中的水进入温度T9过高使得换热器无法充分地冷却压缩机,例如油时,使用换热器9。于是,流入的水可以经由换热器9被冷却到期望的、足够低的温度T10。

[0127] 类似的情况在初级换热器10中需要较少热量或不需要热量时得出,于是可以达到近似温度T14的温度T9。因为温度T31越低,压缩机的消耗功率降低和当温度T13(参见图2)是足够的或甚至最优地低时,造成在热量需求低的情况下将温度T10保持得尽可能低。

[0128] 换热器9特别针对以下情况提出,在压缩机中在温度测量部位处的水进入温度T9过高,使得换热器无法充分地冷却压缩机,例如油。于是,流入的水可以经由换热器9被冷却到期望的、足够低的温度T10。

[0129] 类似的情况得出,当在换热器10中需要较少热量或不需要热量时,在T9处的温度近似达到在T14处的温度。因为在T31处的温度越低,压缩机的消耗功率降低和当在T13处的温度是足够的/最优地低时,造成,在热量需求低的情况下将在T10处的温度保持得尽可能

低。

[0130] 经由四个调节阀V11、V12、V13和V16,可以个体化地和最优地设定穿过部件3、4、5、1、2或41、42的水-体积流。

[0131] 压缩机的(混合的)水排出温度T14的闭环控制经由上述阀V11、V12、V13、V16是可行的。

[0132] 特别地提出,将在第一和第二压气机级之后的温度,根据附图在测量部位T11和T12处的温度包含在内,以便排除汽泡形成,从而排除与之关联的风险。

[0133] 在此提出,例如在测量部位T60处的至少一个油温纳入到控制中,以便通过油冷却器调节水体积流。替选地,可以使用构件温度,例如轴承外环温度。

[0134] 特别优选地提出,将压缩气体到第二压气机级中的进入温度,因此特别地在测量部位T31处的温度一起纳入到控制中,以便保护第二压气机级以免超温,并且尤其提高效率。

[0135] 借助图2的构造还可以实现在冷却循环回路出口处,即在到换热器10的排出部处和从而在温度测量部位T14处的冷却剂的高温。可实现85°C至95°C,尤其90°C至95°C的温度。这可以通过第一和第二压缩气体冷却器3和4与夹套冷却器41、42和油冷却器5的串联连接实现。第一和第二压缩气体冷却器3和4由此获得具有相对于温度T10提高的温度的冷却剂,使得所述第一和第二压缩气体冷却器可以进一步加热这样已经预热的冷却剂。

[0136] 由此可以总体上实现冷却剂的更高的温度。由此,可以更好地利用在冷却剂中的废热。

[0137] 图2的实施方式提出一种初级-旁路-调整阀V19,所述初级-旁路-调整阀也可以简化地称作为旁路阀V19,并且经由初级冷却循环回路50的总冷却剂流的一部分可以在截取处之前——根据一个实施方案也在截取处之后——通过第一和第二夹套冷却器1、2和油冷却器5输送给中间冷却器3和二次冷却器4。在此,即特别地设有油冷却器5和第一和第二夹套冷却器41、42与这两个压缩气体冷却器,即中间冷却器3和二次冷却器4的串联连接。因此,这两个压缩气体冷却器获得由油冷却器5和第一和第二夹套冷却器41、42加热的冷却剂。通过阀V19,然而可以将仍较冷的冷却剂,即还未经过油冷却器5和第一和第二夹套冷却器41、42的冷却剂输送给这两个压缩气体冷却器,由此至油冷却器的体积流可以被减少。这可以特别地在冷启动时使用,如下文还将阐述那样。

[0138] 油冷却器5和第一和第二夹套冷却器41、42与这两个压缩气体冷却器,即中间冷却器3和二次冷却器4的串联连接作为用于在高温水平上的废热利用的优化的布线提出。油冷却器5和夹套冷却41、42在此获得具有还未预热的初级水的最大体积流,初级水仍具有温度T10。

[0139] 初级-旁路-调整阀V19特别地在冷启动时使用。当油尚未达到运行温度时,打开初级-旁路-调整阀V19。在冷却剂仍是冷的情况下,即在温度测量部位T10、T13、T15处特别具有低温的冷水的情况下,调整阀V13也可以闭合。然而已认识到,阀V11和V12应当已经非常快地在冷启动之后控制足够的水流量。因此提出,在冷启动时打开阀V19。在运行中,当冷启动过程结束时,提出,旁路阀V19又略微闭合,从而油冷却器和夹套冷却可以获得相对高的冷却水体积流。

[0140] 在测量部位T14处的预设的水排出温度,即期望温度可以仅从具有温度T11和T12

的子冷却剂流的混合中得出。在这两个冷却器中,可以实现更高的排出温度。特别是由此可以实现高排出温度T14。

[0141] 已认识到,得出以下优点。

[0142] 可以提供油冷却器和夹套冷却的废热以废热利用,即使在迄今不可能的水温,即冷却剂温度下也如此。

[0143] 可以实现对于排出温度T14的更高的期望温度,因为仅混合具有温度T11和T12或在测量部位T11和T12处的子冷却剂,由此得出混合温度,所述混合温度不通过具有温度T16和T15的冷却剂向下混合。85°C至95°C,尤其90°C至95°C的温度可实现为初级冷却循环回路的冷却剂的排出温度T14。

[0144] 因此,可以借助水系统实现高的温度并且同时实现高的功率,否则对于其需要热水系统。

[0145] 下面,概括了根据图2的实施方案的一些主要方面。

[0146] 存在两个冷却水循环回路50、5800。

[0147] 冷却器3、4、5和级1、2的夹套冷却位于初级循环回路50中。在此,这里首先存在油冷却器5和级1、2的夹套冷却装置的并联连接。随后,中间冷却器3和二次冷却器4串联连接。所述中间冷却器和二次冷却器同样彼此并联连接。

[0148] 次级循环回路580在此根据需要冷却初级循环回路50。

[0149] 布线变型形式提供在经由换热器10的热量回收方面特别的优点,所述换热器也可以称作为废热利用。

[0150] 得出以下优点。

[0151] 更高的热量回收功率是可行的,并且必要时较少冷却水需求/没有冷却水需求。

[0152] 到更高的水排出温度T14的闭环控制是可能的,即预设更高的对于所述水排出温度T14的期望值的可能性,即为所述水排出温度T14预设更高的、即高于迄今的期望值的可能性(例如90°C、……、95°C,替代如迄今的~80°C或85°C)。

[0153] 得出以下其他优点。

[0154] 利用对每个热源的单独体积流闭环控制来对混合的水排出温度T14进行最优闭环控制是可能的。

[0155] 用户可以预设水排出温度T14。

[0156] 油冷却器始终仅获得如需要的那样多的水,以便达到最优的油温。下面的图3描述另一实施方式,然而出于特别的概览性,部分相同的附图标记用于图2的实施方式,以便更好地示出关联关系。然而,为此不需要这些元件实际是相同的。

[0157] 图3示出压缩机装置300的一个实施方式,所述压缩机装置对于第一和第二夹套冷却器41、42设有夹套冷却器换热器6。夹套冷却器41、42也可以在此串联连接。穿过夹套冷却器41、42的冷却剂流通过夹套冷却器泵14驱动,从而驱动自己的冷却循环回路,所述冷却循环回路可以称作为压缩机冷却循环回路32,因为冷却剂流过在第一或第二压缩机1、2中的对应的夹套区域。因此,夹套冷却器泵14是用于压缩机冷却循环回路32的冷却水泵。压缩机冷却循环回路32或其中的冷却剂穿流第一和第二夹套冷却器41、42并且引导穿过换热器6,即穿过夹套冷却器换热器6的初级侧。通过夹套冷却器换热器6的次级侧,冷却剂从初级冷却循环回路50中流出。通过调整阀V13控制从初级冷却循环回路50穿过夹套冷却器换热器6

的对应的冷却剂流。

[0158] 作为相关温度,记录在温度测量部位T9、T10、T11、T12、T14、T16、T19、T20、T23、T24、T28、T29、T31、T51、T52、T85、T100处的温度。附加地,也可以记录在吸附式干燥器20之后的压力露点M85。

[0159] 优选地,根据离开第一和/或第二夹套冷却器41、42的冷却剂的温度操控阀V13。

[0160] 在具有“xx”作为用于温度或测量部位的相应的号码的占位符的测量部位Txx处的温度,在下文和上文中也可以简化地和同义地称作为温度Txx。

[0161] 在冷启动时,V13保持闭合,使得随后在T23处不存在冷却剂流。因此,在温度测量部位T23处,也没有得出升高的温度。当离开第一和/或第二夹套冷却器41、42的冷却剂的温度升高时,通过控制器打开阀V13,这也可以称作为“调节至打开”。在测量部位T23处的温度才可以用于闭环控制。

[0162] 调整阀V13可以称作为夹套冷却器调整阀并且所述调整阀控制穿过夹套冷却器换热器6的冷却剂流。在其他设计方案中,也可以控制用于夹套冷却器41、42的冷却剂体积流。所述阀V13控制离开第一和/或第二夹套冷却器41、42的冷却剂的温度。

[0163] 图3还具有第二和第三二次冷却器7、8,所述第二和第三二次冷却器也可以称作为第二和第三压缩空气二次冷却器并且在此特别地构成为换热器。所述第二和第三二次冷却器设置在压缩气体管路34中,即在压缩气体下游设置在二次冷却器4或压缩气体二次冷却器4之后。由此,可以实现压缩气体的附加的冷却。第三压缩空气二次冷却器或压缩气体二次冷却器也可以同义地称作为干燥器二次冷却器。

[0164] 特别优选的是,这也示出图3的实施方式,将干燥器用于对气体进行压缩,尤其使用吸附式干燥器20,其整合到压缩气体管路34中。在冷冻式干燥器中,附加的二次冷却器7同样有意义,以便经由此调节露点和排出温度。然而,第三压缩空气二次冷却器8在冷冻式干燥器8中如所示的那样有较少意义。在冷冻式干燥器中,第三压缩空气二次冷却器8更可能用于加热压缩空气。因此,在此特别地提出吸附式干燥器的使用。在吸附式干燥器中,第三压缩空气二次冷却器8特别地用于冷却压缩空气。

[0165] 在此特别地提出,压缩空气干燥器20沿压缩气体的流动方向设置在第二二次冷却器7之后和第三二次冷却器8之前。

[0166] 为了通过第二二次冷却器7以及第三二次冷却器8控制冷却剂流,分别设有调整阀V25或V28。因此,甚至第二和第三二次冷却器7、8可以彼此独立地被控制。

[0167] 附加地,分别设有温度测量部位T25或T28并且与第二或第三二次冷却器7、8和从而与对应的调整阀V25或V28相关联。

[0168] 在此特别是已认识到,借助第二二次冷却器7可以支持干燥器,从而可以影响在干燥器之后的压力露点。然而,由此离开干燥器的排出温度也降低,这有时是期望的,然而有时也是不期望的。

[0169] 借助换热器,即在干燥器之后的二次冷却器可以使压缩空气置于用于下游应用的最优温度。在吸附式干燥器中,在出口处的空气可以比在入口处的空气明显更热,使得在此可能需要再次冷却。

[0170] 控制穿过第二二次冷却器7的冷却剂流的调整阀V25可以根据通过温度测量部位T25检测的温度控制所述冷却剂流。然而,优选地,借助阀V25调节空气排出温度T52。用于所

述温度T52的期望值,在具有干燥器的设施中通过调节级联从在干燥器之后的期望的压力露点中得出。在不具有干燥器的设施中,用于温度T52的期望值可以从用于可以由外部预设的温度T100的期望值中得出。

[0171] 根据另一设计方案,根据温度T25或根据温差T25至T20的闭环控制也是可行的。

[0172] 因此,调整阀V25根据温度测量部位T52处的压缩空气离开第二二次冷却器7的排出温度控制冷却剂流。

[0173] 同样提出,通过第三二次冷却器8控制冷却剂流的调整阀V28调节压缩空气排出温度T100。根据一个替选的设计方案,提出根据温度T28或温差T28至T20的闭环控制。

[0174] 因此,这可以根据温度测量部位T28的温度进行,即可行的是,根据在第三二次冷却器8的输出端处的冷却剂温度控制冷却剂流。

[0175] 在示出的实施方式中附加地提出,次级冷却循环回路580冷却初级冷却循环回路50的冷却剂流,尤其总冷却剂流,并且为此设有对应的初级-次级-换热器9。为了操控,还设置调整阀V10,其因此设置在冷却剂支路中,从而也设置在冷却剂流中,即设置在初级-次级-换热器9的次级的冷却循环回路中。调整阀V10的操控可以根据离开初级-次级-换热器9的冷却剂的跟踪温度进行。为此,设有温度测量部位T10。可以在温度测量部位T24处检测流过调整阀V10的冷却剂的温度。

[0176] 在此提出,在图3中示出的实施方式中将根据图2的初级冷却剂泵12分拆,即替代于此设置两个初级冷却剂泵12a和12b,即一个初级冷却剂泵在初级-次级-换热器9之前并且另一个初级冷却剂泵在初级-次级-换热器9之后。此外,可以设有初级循环回路旁路21,初级冷却循环回路50的总冷却剂流的一部分经由所述初级循环回路旁路从初级换热器10旁流过。通过内部的泵12b可以与旁路21和换热器9相互作用地保持压缩机和从而压缩空气供应的运行,即使不提供外部的热沉10和/或泵12a也如此。例如在维护工作或改装措施的情况下或也在季节性热量需求的情况下可能是这种情况。

[0177] 外部的泵12a尤其针对外部的压力损失,即在换热器10中和在管道中和必要时在其他元件中的压力损而设计。内部的泵12b可以一起运转用于辅助或也仅为需要情况准备好。当初级冷却剂泵12a不提供水或提供过少水和要不然压缩机会变得过热和会造成切断时,所述内部的泵才接通。

[0178] 此外,在干燥装置20之后设置压力露点温度-测量部位M85。因此,在该部位处确定压力露点温度并且可以据此控制冷却。尤其提出,根据压力露点温度控制第二二次冷却器7和/或阀V25。

[0179] 当存在附加的二次冷却器7时,阀V25在此情况下具有大的效果。

[0180] 此外,可以通过阀V11(打开较少以便提高温度T31)和阀V12(打开较多以便降低温度T51)改善露点M85。

[0181] 通过较高的温度T31得出用于干燥器的较高的再生温度,使得可以实现较低的露点M85。

[0182] 已认识到,只要存在附加的二次冷却器7,阀V25就具有最大的效果。此外,通过阀V11(其方式是打开阀V11较少以便提高温度T31)和阀12(其方式是打开更宽以便降低温度T51)可以改善露点M85。

[0183] 也已认识到,通过较高的温度T31能够实现用于干燥器,尤其吸附式干燥器20的较

高的再生温度,使得可以实现较低的露点M85。

[0184] 特别地,在干燥器之后的压力露点是重要的。在干燥器的进入部处,在大多数情况下压缩空气饱和至100%。因此,在此温度和压力露点近乎一致,前提是,降落的凝结物在干燥器之前尽可能完全地分离和导出。

[0185] 对于干燥结果而言,特别是压缩气体在进入干燥器中的进入部处的温度是重要的。

[0186] 如果凝结物在干燥器之前未被分离,干燥结果会变得略微更差。然而,压缩机应设计成,使得已经降落的凝结物事先已经被分离。

[0187] 凝结物分离器和凝结物导出器在示图中部分出于简化原因而没有示出。

[0188] 根据图3的实施方式设计为,使得第二二次冷却器7和第三二次冷却器8在并联连接中连接于初级冷却循环回路50。同样设有次级冷却循环回路580,其如在图2中所设计并且与初级冷却循环回路50耦联。

[0189] 中间冷却器3和二次冷却器4(其同义地在本实施方式和其余的实施方式中也可以称为第一二次冷却器4)类似于在图2的实施方式不是以并联连接连接于初级冷却循环回路50,而是以串联连接连接,在该串联连接中来自初级冷却循环回路50的冷却剂在其流过其余的冷却器之后被输送给所述中间冷却器和二次冷却器。初级-旁路-调整阀V19,如在图2中所示出,在此是可有可无的,因为总是有足够的水体积流流过尤其第二二次冷却器7连带调整阀V25,使得串联连接在下游的中间冷却器3和二次冷却器4总是可以获得足够的体积流。然而,这预防性地标记为可能的备选方案。所述初级-旁路-调整阀V19可以在如下情况下使用:阀V28闭合,因为温度T100足够低,和阀V25闭合,因为压力露点M85足够低。随后,阀19必须打开,使得尤其换热器3在压缩机或压气机级1之后获得更多且更冷的水,因为由此改善压缩的效率。

[0190] 仍然可以实现具有初级-旁路-调整阀V19和换热器控制阀V25的所述实施方案。所述实施方案可以在特殊情况下当在冬天需要较热的压缩空气时是有意义的。于是,阀V28和V25对于二次冷却器必须闭合使得在不必打开初级-旁路-调整阀V19的情况下,没有足够的水可以为中间冷却器或二次冷却器输送。

[0191] 通过初级-旁路-调整阀V19可以实现,为中间冷却器3和二次冷却器4输送冷却剂的一部分,所述部分不穿流第三二次冷却器8。因此也提出,中间冷却器3和二次冷却器4以串联连接设置或连接在初级冷却循环回路中,然而彼此并联连接。通过所述串联连接,可以通过中间冷却器3和二次冷却器4实现更高的冷却水温度,尤其在初级冷却循环回路50的输出端处,冷却水在T14处的排出温度可能会特别高。

[0192] 对于图2和图3的实施方案要注意以下内容。在这两个实施方式中,中间冷却器3和二次冷却器4与初级冷却循环回路串联连接,其中出于简单性对于下面的阐述忽略初级-旁路-调整阀V19。因此,中间冷却器3和二次冷却器4共同获得初级冷却循环回路50的完整的冷却剂流,即总冷却剂流,所述冷却剂流已经穿流冷却器,从而相对于温度T10升温,因为这受串联连接影响。由此,中间冷却器3和二次冷却器4可以输出具有相对高的温度的冷却剂。

[0193] 对于图3的实施方式和其他实施方式得出以下优点:

[0194] 最大的热量回收在足够的热量损失和无冷却水的运行中是可行的。因此,考虑不必使用次级冷却系统11,然而对于需要较少热量或压缩机需要更好冷却的情况下所述次级

冷却系统可以准备好。

[0195] 作为应用,为此提出连接的建筑物供暖系统。该建筑物供暖系统可以具有以下作用。在冬天,所有热量可以经由换热器10利用。而在夏天,需要较少热量,然而尽管如此热量仍必须被导出。这于是经由初级-次级-换热器9、次级冷却系统11和阀10进行。

[0196] 根据温度要求和替选方案,大约10%、……、30%更多的废热利用可以是可行的。最大废热利用在水进入温度高大约5K、……、10K的情况下是可行的。

[0197] 非常高的水排出温度T14是可行的,特别是直至大约~95℃。

[0198] 在高体积流的情况下可以借助加热水进行足够的夹套冷却和油冷却,特别是经由具有流入或流出温度T10或T14的初级的水系统。

[0199] 足够的露点可以被实现,因为二次冷却器7获得大体积流的冷加热水。

[0200] 在需要时,低的压缩空气排出温度是可行的,因为二次冷却器8获得冷的加热水。

[0201] 为了控制压缩机冷却循环回路32(其也可以称为夹套冷却循环回路)设有控制阀V13和夹套冷却器泵14。控制阀和夹套冷却器泵形成用于夹套冷却循环回路的一个可能的变型形式。

[0202] 此外,在图3中标记了温度T2和T4。两者例如可以采用180℃。这要说明,由此可以容易地实现例如90℃的高水排出温度T11、T12和T14,这借助在图1中示出的温度T16和T23是不可行的。

[0203] 图4示出具有第一和第二压气机级901或907的压缩机900的示意部分剖面图。为此,图5示出第一压气机级901的放大图。下面,参照图4,只要解释第一压气机级则附加地参照图5。

[0204] 因此,图4示出干式运行的螺杆压缩机,其基本上形成压缩机900。因此,第一压气机级901在运行中执行第一级的压缩。为此,第一压气机级901具有壳体902,以及夹套冷却的冷却剂通道903,其特别地在图5中更清楚地示出。

[0205] 为了将压缩气体,特别是压缩空气压缩,设有压缩机螺杆904,所述压缩机螺杆为了压缩而彼此接合。所述压缩机螺杆经由对应的压气机级的驱动轴905驱动。将在第一压气机级中压缩的气体,尤其压缩的空气继续压缩的第二压气机级907具有带有冷却剂通道908和压缩机螺杆910的壳体909,所述压缩机螺杆经由驱动轴911驱动。

[0206] 两个驱动轴905和911经由共同的驱动马达906驱动,并且为此设有传动装置912,所述传动装置将驱动功率从驱动马达分配到这两个驱动轴905和911上,以便由此驱动压缩机螺杆904和910。

[0207] 经由借助于冷却剂通道903和908实现的夹套冷却可以冷却这两个压气机级901和907。为此,冷却介质,尤其冷却水流过冷却剂通道903和908,并且所述冷却介质可以被共同地或个体化地控制。

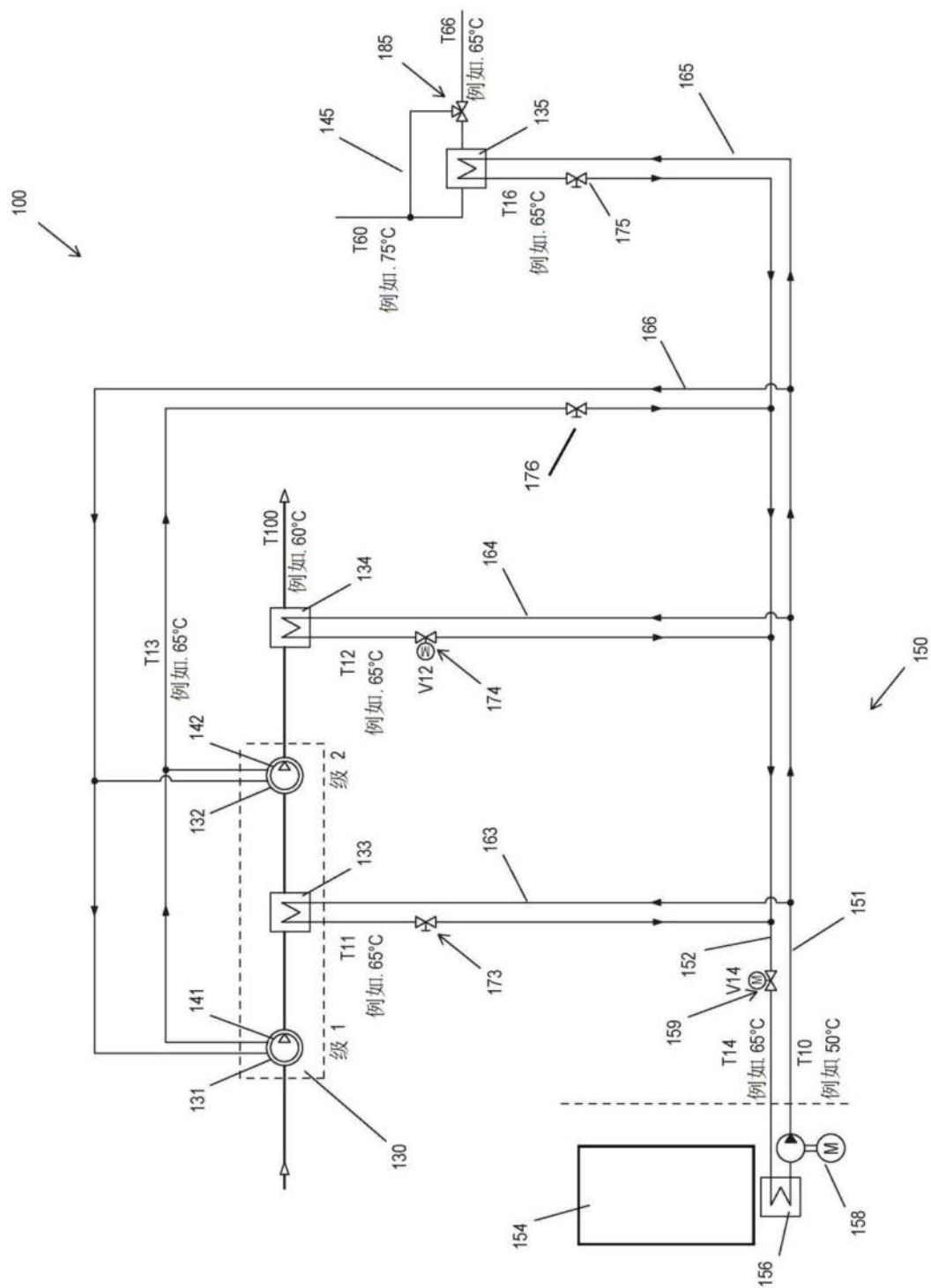


图1

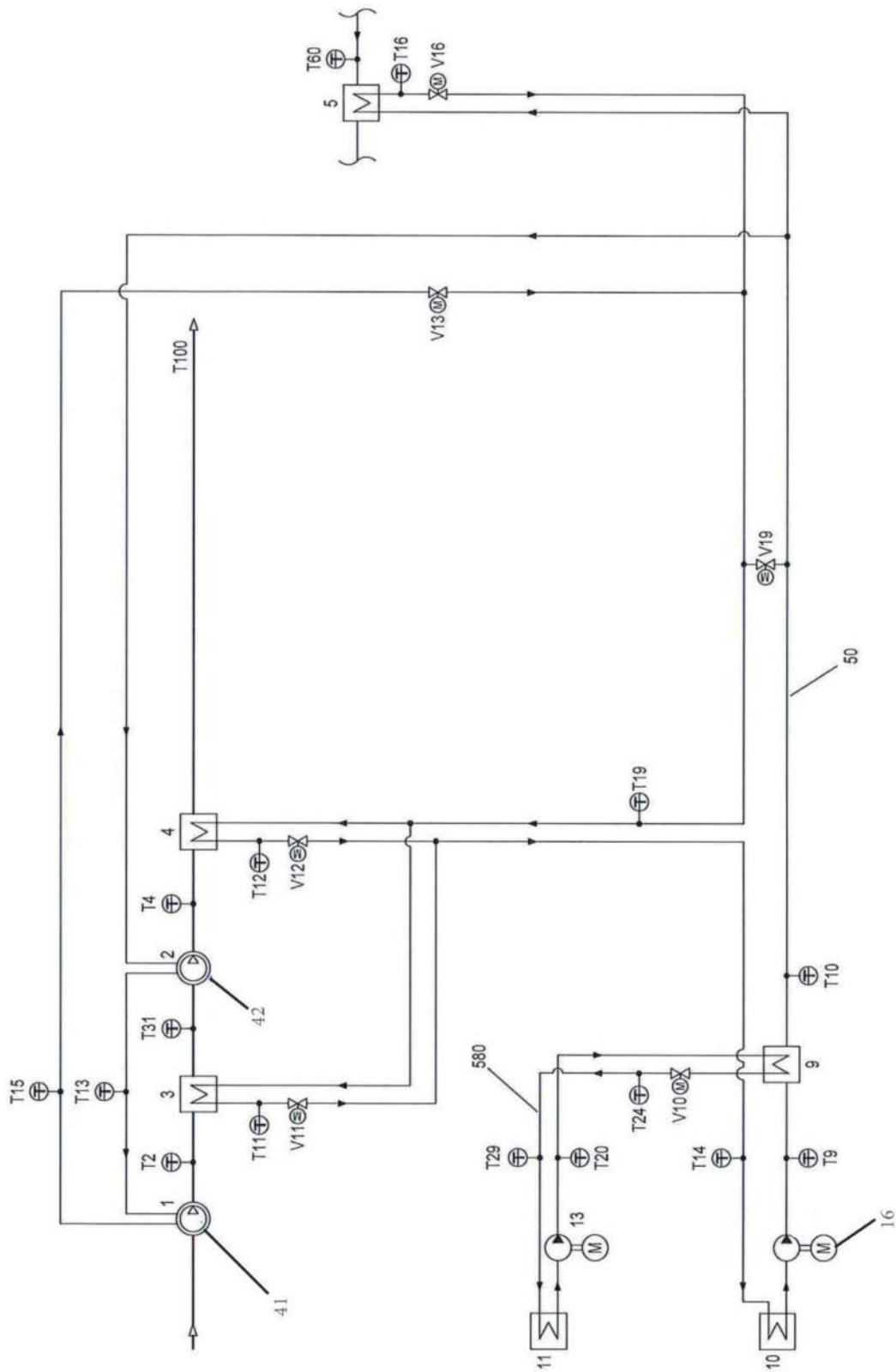


图2

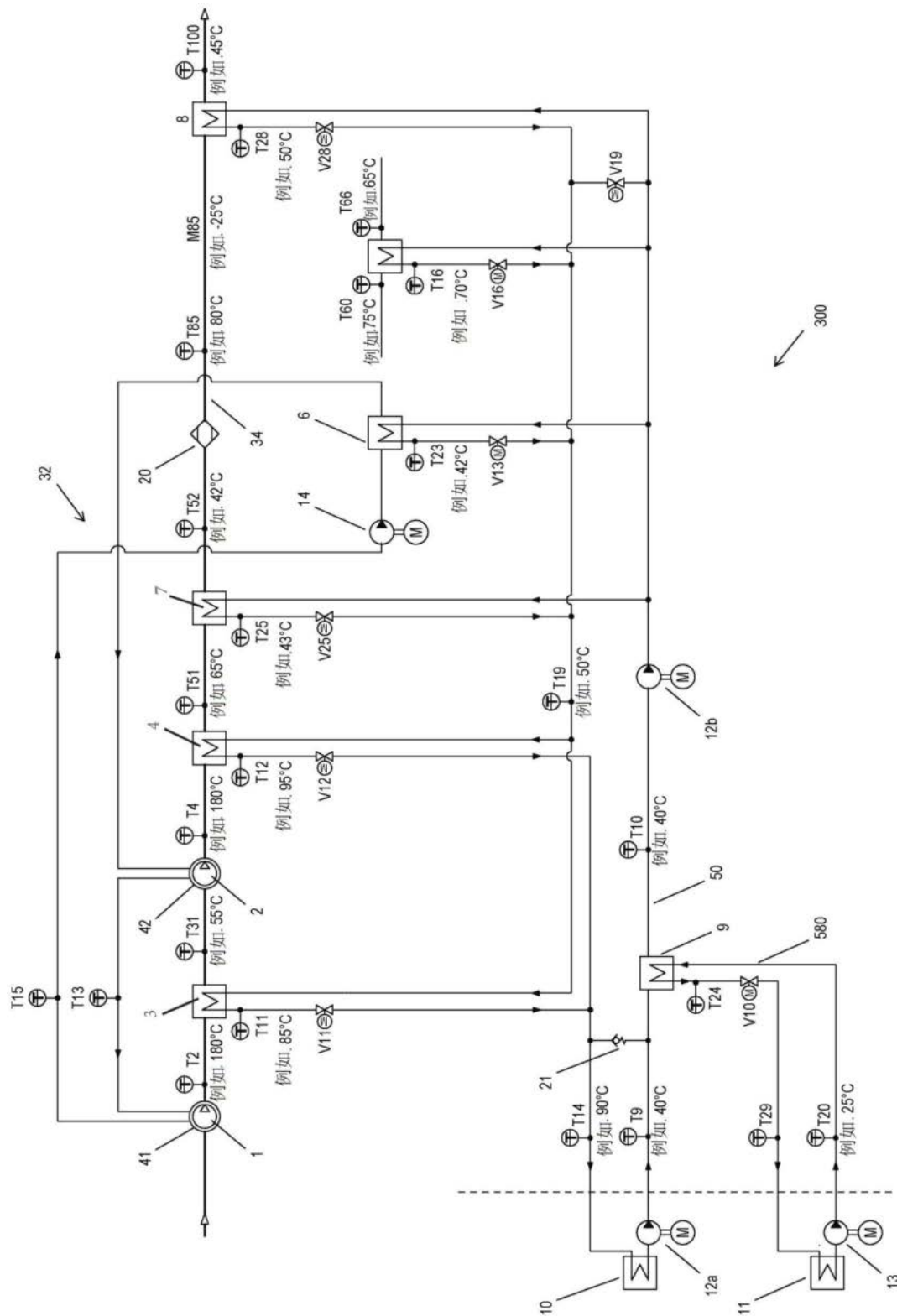


图3

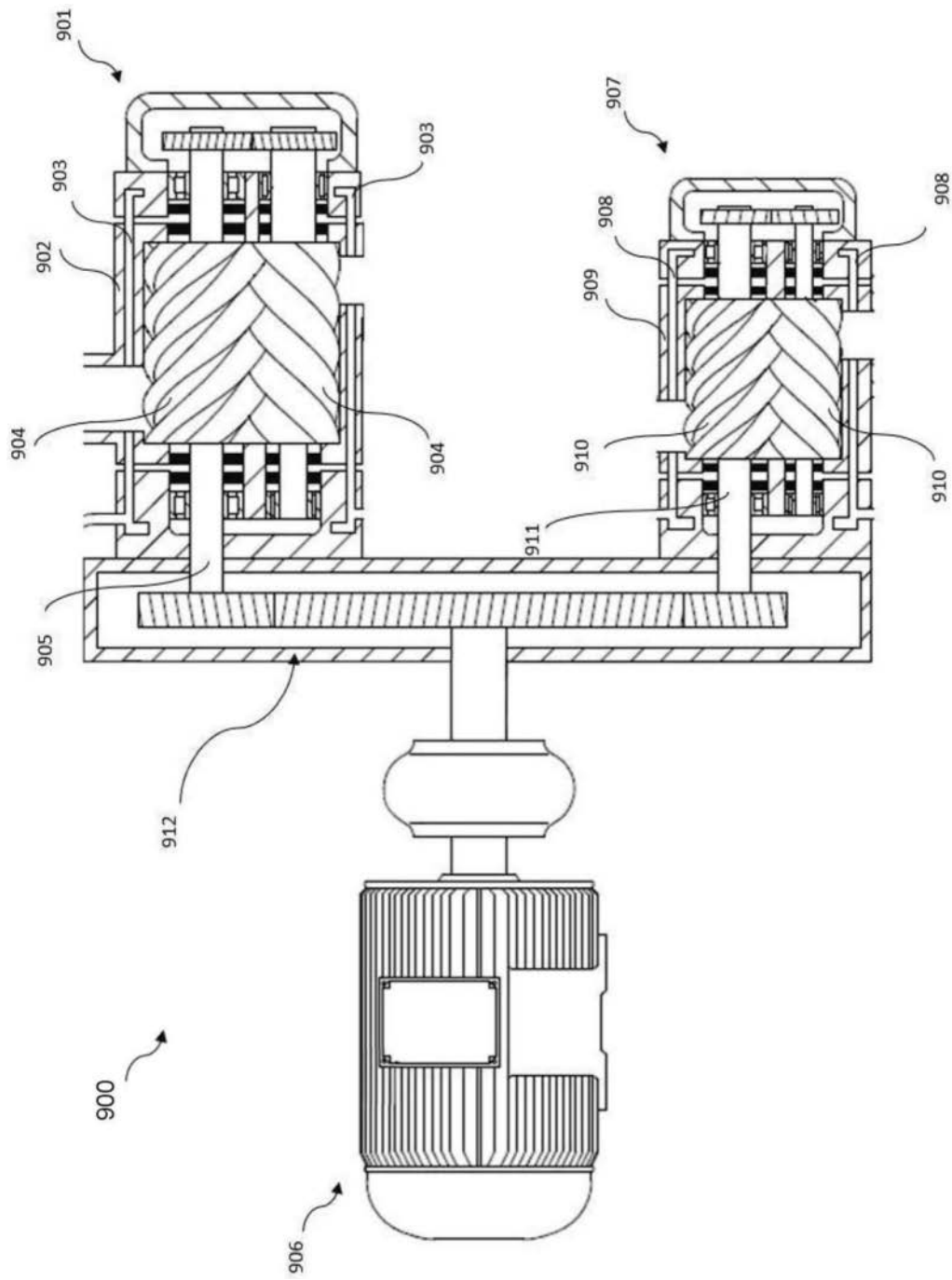


图4

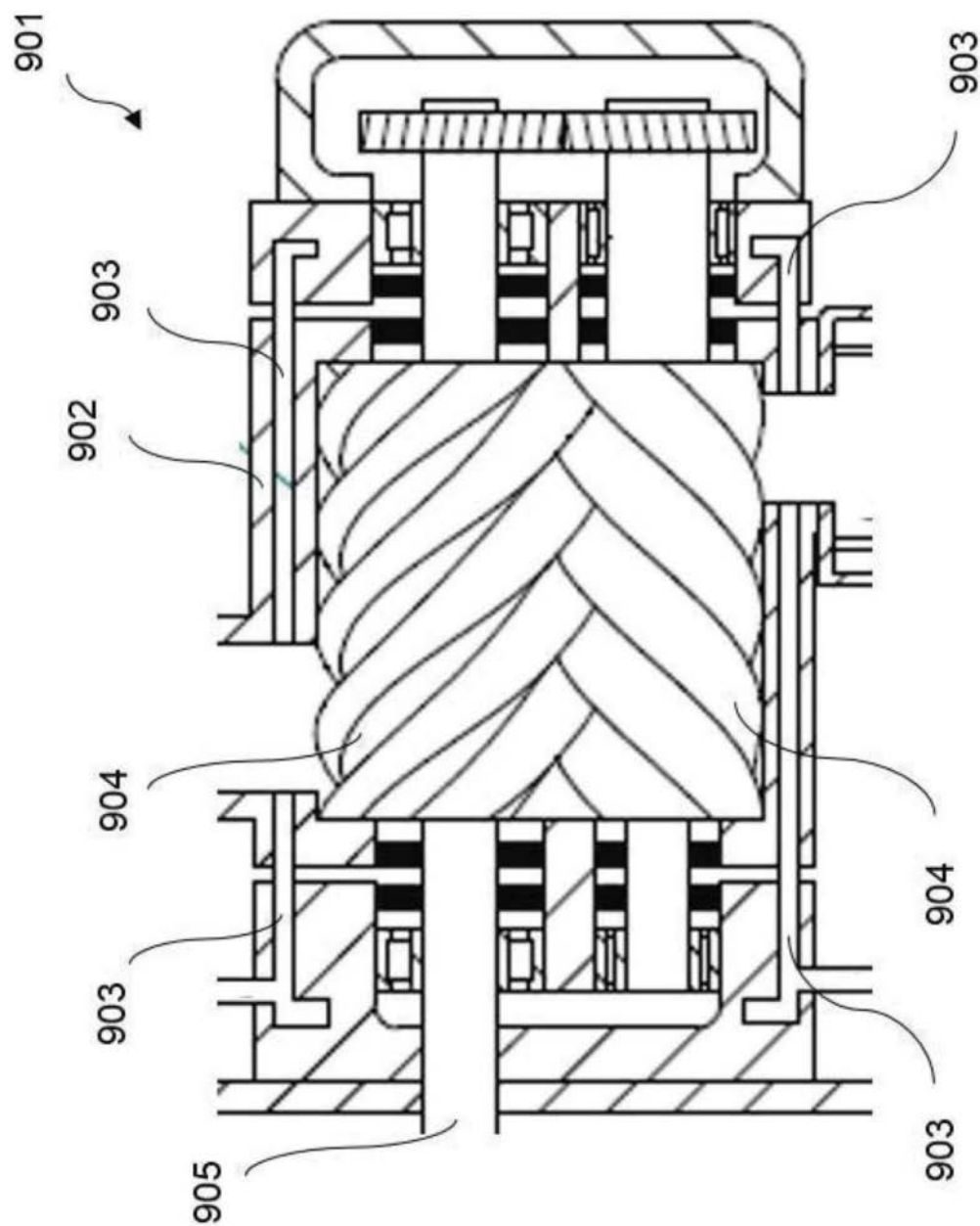


图5