



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 103673257 B

(45)授权公告日 2018.05.29

(21)申请号 201310432328.6

(22)申请日 2013.09.22

(65)同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 103673257 A

(43)申请公布日 2014.03.26

(30)优先权数据

102012108889.6 2012.09.20 DE

102013106209.1 2013.06.14 DE

(73)专利权人 翰昂系统有限公司

地址 韩国大田

(72)发明人 R·D·罗维尔 M·格拉夫

N·杜拉尼

(74)专利代理机构 永新专利商标代理有限公司

72002

代理人 韩长永

(51)Int.Cl.

F24F 13/30(2006.01)

F24F 5/00(2006.01)

F24F 11/65(2018.01)

F25B 41/00(2006.01)

F25B 39/04(2006.01)

(56)对比文件

JP H08238919 A,1996.09.17,

JP H08238919 A,1996.09.17,

JP 2008180503 A,2008.08.07,全文.

JP 2005207716 A,2005.08.04,全文.

CN 1513686 A,2004.07.21,全文.

CN 1620589 A,2005.05.25,全文.

DE 102007046663 A1,2008.05.21,全文.

US 2011036117 A1,2011.02.17,全文.

DE 102011051285 A1,2012.12.27,全文.

审查员 周丽萍

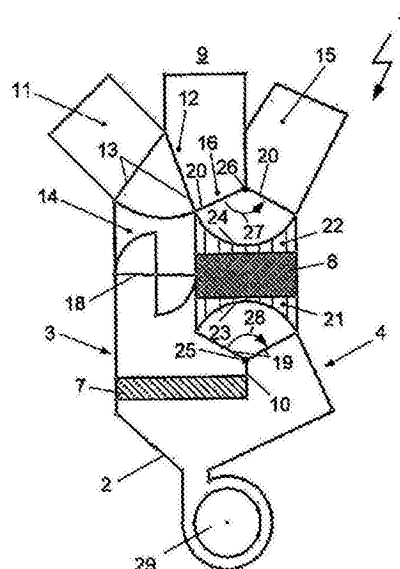
权利要求书2页 说明书11页 附图3页

(54)发明名称

汽车的用于吸热的换热器装置和空调系统

(57)摘要

本发明涉及一种用于冷却空气的换热器装置,其具有鼓风机、空气引导导流器和换热器,所述换热器集成在制冷剂回路中、可由制冷剂穿流且可加载空气,使得热量能从空气传递给制冷剂,此时制冷剂蒸发。鼓风机在空气的流动方向上这样设置在换热器之前,使得鼓风机的损失热量在抵达换热器之前加热空气,并且换热器构成为具有成列设置的管的管式换热器。管式换热器构成为至少两列。本发明还涉及一种空调系统,所述空调系统构造得用于制冷装置和热泵运行,用于冷却和加热,并且用于再热运行,所述再热运行用于对汽车的乘客室的空气进行调温。本发明还涉及一种用于识别和避免空调系统的蒸发器结冰的方法。



1. 一种空调系统(1),其借助用于冷却空气的换热器装置来对汽车的乘客室(9)的空气进行调温,空调系统(1)具有:

鼓风机(5)、空气导流器和蒸发器(7),所述蒸发器集成在制冷剂回路中、可由制冷剂穿流并且可被加载空气地如此构成,使得热量能从空气传递给制冷剂,其中,制冷剂蒸发,其中,

-鼓风机(5)在空气的流动方向上这样设置在蒸发器(7)之前,使得鼓风机(5)的损失热量在抵达蒸发器(7)之前加热空气,

-蒸发器(7)构成为具有成列设置的管的管式换热器,其中,所述管式换热器至少两列地构成,

-所述空调系统(1)具有壳体(2),所述壳体具有用于引导空气的第一流动通道(3)和第二流动通道(4),

-所述制冷剂回路具有蒸发器(7)、压缩机、冷凝器(8)和膨胀机构,其中,所述蒸发器(7)设置在所述第一流动通道(3)中并且所述冷凝器(8)设置在所述第二流动通道(4)中,以及

-所述空调系统(1)构造用于制冷装置运行和热泵运行,用于冷却和加热乘客室(9),并且构造用于再热运行,其中,所述蒸发器(7)能够作为蒸发器构成,其特征在于,

所述冷凝器(8)具有热量传递面,热量传递面具有第二区域和第一区域,第二区域整个地设置在第二流动通道(4)的横截面上,第一区域部分地设置在第一流动通道(3)的横截面上,使得冷凝器(8)的热量传递面能够可控地可变地划分。

2. 如权利要求1所述的空调系统(1),其特征在于,所述蒸发器(7)具有在 2dm^2 至 10dm^2 范围内的流动面。

3. 如权利要求1所述的空调系统(1),其特征在于,所述蒸发器(7)这样配置,使得这些管列被单流地穿流。

4. 如权利要求1所述的空调系统(1),其特征在于,所述蒸发器(7)这样配置,使得至少一个管列被多流地穿流。

5. 如权利要求1至4中任一项所述的空调系统(1),其特征在于,所述蒸发器(7)这样配置,使得所有管列在制冷剂侧依次地并且

-在空气侧的穿流方向上被穿流,从而使得所述蒸发器(7)构成为交叉顺流-换热器,或者

-逆着空气侧的穿流方向被穿流,从而使得所述蒸发器(7)构成为交叉逆流-换热器。

6. 一种用于运行如权利要求1至5中任一项所述的空调系统(1)的方法,所述空调系统用于组合的、用于冷却和加热的制冷装置和热泵运行并且用于再热运行,所述再热运行用于对汽车的乘客室(9)的空气进行调温,所述方法在再热运行中包括以下步骤:

-将第一局部空气质量流和第二局部空气质量流输送到空调系统(1)中,

-在蒸发器(7)溢流之后,冷却第一局部空气质量流,

-将经冷却的第一局部空气质量流划分为排放到周围环境中的局部空气质量流、用于再热的局部空气质量流和冷空气质量流,

-当冷凝器(8)的热量传递面溢流时,加热第二局部空气质量流和用于再热的局部空气质量流,

- 将再热的局部空气质量流与预调温的冷空气质量流进行混合,其中,
 - 通过蒸发器(7)之后的第一局部空气质量流的温度和蒸发器(7)中的制冷剂的压力水平来调节所用的制冷功率,
 - 混合的空气质量流的温度通过至少一个设置在空气质量流中的温度传感器来探测,并且通过用于再热的局部空气质量流与预调温的冷空气质量流之间的比例且通过空气导流装置(13、18、19、20)的位置来调节,以及
 - 将经混合的空气质量流引导到乘客室(9)中。
- 7.如权利要求6所述的方法,其特征在于,用于再热的局部空气质量流与预调温的冷空气质量流之间的比例在0%和100%之间调节。
- 8.如权利要求6或7所述的方法,其特征在于,通过把冷凝器(8)的热量传递面划分为第一和第二区域,并通过经冷凝器(8)的第二区域引导的第二局部空气质量流,以及通过用于再热的局部空气质量流和预调温的冷空气质量流之间的比例,通过空气导流装置(13、18、19、20)的位置来调节用于再热的加热功率。

汽车的用于吸热的换热器装置和空调系统

技术领域

[0001] 本发明涉及一种用于冷却空气的换热器装置,其具有鼓风机、空气导流器和换热器。所述换热器集成在制冷剂回路中并且可由制冷剂穿流,且可加载空气,使得热量能从空气传递给制冷剂,其中,制冷剂蒸发。

[0002] 此外,本发明还涉及一种用于对汽车的乘客室的空气进行调温的空调系统,它包括换热器装置。所述空调系统具有带第一和第二流动通道(它们用于引导空气)的壳体,并且具有带第一换热器、压缩机、第二换热器和膨胀机构的制冷剂回路,所述第一换热器相当于换热器装置的换热器。第一换热器设置在第一流动通道中且第二换热器设置在第二流动通道中。

[0003] 此外,本发明还涉及一种用于运行空调系统的方法,用于实现组合的制冷装置及加热运行并且用于实现再热运行,所述再热运行用于在再热运行中对乘客室的空气进行调温,还涉及一种用于识别和避免作为蒸发器运行的换热器的结冰。

背景技术

[0004] 早就属于现有技术的汽车空调装置包括具有不同零件的制冷剂回路,例如通常设置在车辆正面中的冷凝器、连接到车辆发动机上且通过它驱动的压缩机、设置在乘客室中的蒸发器以及软管及连接器。所述空调装置对空气进行调温,所述空气随后导入乘客室中。所述压缩机通常由汽车的发动机通过将机械能耦合到压缩机轴上来运行。冷却通风机和鼓风机由12V的整车电源供电。

[0005] 用于乘客室的送风通过鼓风机吸入空调设备中,并且为实现冷却和/或除湿通过制冷剂回路的蒸发器进行引导。当空调装置在制冷装置模式下运行时,热量从在压缩机中压缩的、蒸气状的制冷剂中在冷凝器中以较高的压力水平获取热量,并且排放到环境空气中。

[0006] 在汽车正面区域的安装位置中,冷凝器垂直于空气的流动方向,并且具有很大的润湿面,所述润湿面在小型汽车中具有在 14dm^2 至 18dm^2 范围内的数值,在紧凑型汽车中具有在 20dm^2 至 22dm^2 范围内的数值,在大型汽车中具有超过 24dm^2 的数值。

[0007] 润湿面是指在换热器的入口或排出口上基本上垂直于空气流动方向进行定向的表面,它也称为流动面。所述润湿面在此包括换热器的加有肋条或设置有助条区域,并相当于空气侧的流动横截面。

[0008] 为了通过换热器输送环境空气,应用构成为轴流式通风机的冷却通风机,它作为抽吸通风机设置在所谓的冷却模块的空气侧的排出口上。因为轴流式通风机设计得虽然压差较小但可输送较大的空气体积流,所以冷却模式的在空气侧成列依次设置和穿流的换热器(如发动机冷却回路的冷却剂-空气-换热器、增压空气冷却器或制冷剂回路的冷凝器)用于以尽可能小的深度来减少空气的流动阻力。此深度在此指在空气的流动方向上换热器的厚度,或指空气侧的流动长度。

[0009] 在现有技术中,在用于汽车的空调装置中(其在热泵模式下运行并把环境空气当

作热源)应用在制冷装置模式下作为冷凝器运行的换热器,作为蒸发器。

[0010] 在换热器运行时环境空气经由冷却通风机或冷却通风机组件通过换热器进行抽吸,在制冷装置模式下借助所述换热器热量从制冷剂排放到环境空气中,并在热泵模式下吸收来自环境空气的热量。在车辆的停车状态下,即没有额外的、以车辆速度为基础的空气速度,在冷却通风机的最大功率下只能达到较小的、空气的平均流动速度(达3.5m/s)。

[0011] 但是,空气的流动速度对可从环境空气中吸收的功率(换热器无结冰)产生重大影响,并因此对借助环境空气作为热源的热泵的加热功率产生重大影响。

[0012] 此外,通过从现有技术已知的冷却通风机的布局,其在空气的流动方向上设置在换热器的后面,不能利用在冷却通风机的运行时产生的损失热量。

[0013] 在制冷装置模式中作为蒸发器运行的换热器通常加载小于600kg/h的空气量。在制冷装置模式中作为冷凝器运行的且在热泵模式中作为蒸发器运行的换热器被明显更高的空气量(超过1800kg/h)穿流。

[0014] 从现有技术中还已知具有热泵功能的空调装置,其中蒸发器既在制冷装置模式下也在热泵模式下作为蒸发器和冷凝器来运行,同样既在制冷装置模式也在热泵模式下作为冷凝器来运行。在此完全通过空气侧的流动引导来实现热流的控制。

[0015] 从FR2743027A1得出一种具有常规的制冷剂回路的车辆空调装置,其只具有蒸发器、压缩机、冷凝器和膨胀机构。所述换热器在单独的、至少在流体技术方面相互分开构成的流动通道中。这些流动通道具有横向连接器或旁路。借助鼓风机吸入的空气质量流通过活门的关闭和开启并通过旁路的穿流根据需求和运行模式经换热器的表面进行引导。在此,对空气质量流进行冷却和/或除湿或加热,并随后排放在乘客室和/或周围环境中。

[0016] 在DE102011052752A1描述了一种用于加热和冷却空气的模块化的车辆空调装置。所述车辆空调装置具有壳体和制冷剂回路,所述壳体具有活门和用于调节流动通道的鼓风机,所述制冷剂回路具有冷凝器、蒸发器、压缩机、膨胀机构和所属的连接管路。在壳体中,蒸发器-空气流动路径设置有集成的蒸发器,并且冷凝器-空气流动路径设置有集成的冷凝器。每个空气流动路径能够用于自周围环境的新鲜空气、来自乘客室的循环空气或两者的混合体来加载。这两个空气流动路径通过可控制的活门这样相互连接,即只通过调节空气的流动通道来加热或冷却乘客室。

[0017] 此外,从现有技术中已知热风调节器,用于在热泵模式下运行避免蒸发器的结冰。在此,根据环境温度例如通过温度水平或通过制冷剂的蒸发压力来限定蒸发器中的功率消耗。

[0018] 在DE102011051285A1公开了一种方法和一种装置,用于为车辆空调装置的热泵的蒸发器进行防结冰调节。乘客室借助具有蒸发器的热泵进行加热,所述热泵为了蒸发液态的制冷剂利用环境空气作为热源。环境空气的表面速度根据环境空气的温度在蒸发器之前借助防结冰调节器来调节。为了调节,蒸发器的表面温度借助用于表示流入制冷剂管路中的制冷剂的压力和温度的信号来估算或计算,所述信号在制冷剂管路的位于蒸发器排出口和压缩机入口之间的部段中测出,获取位于车辆之前的环境空气的露点,借助膨胀阀的开启横截面、制冷剂管路中的制冷剂质量流、通风机的转速、压缩机的与压缩机类型有关的行程和转速来调节环境空气的流动速度以及蒸发器表面的温度水平。此外,在蒸发器上还设置有最小程度的过度加热,以避免蒸发器的局部结冰。

发明内容

[0019] 本发明的目的是,改进一种用于冷却空气的换热器装置,其中空气应该借助流经换热器的制冷剂来有效地提取热量,并且可把空气输送装置的废热当作热源来用。

[0020] 本发明的另一目的是,提供一种具有加热功能的空调系统,尤其应用在汽车中。空调系统的制冷剂回路应该只设置最少数量的部件,并因此成本低廉且维修成本低。所述空调系统应该设计得用于结合的制冷装置运行和热泵运行并且用于再热运行,用于对乘客室的待调温空气进行加热、冷却和除湿。在此,既使在热源较差的环境中,例如在能量效率高的内燃机中,或由内燃机和电动机构成的混合动力驱动器中,或没有来自驱动器的热源时,所述运行应该能够满足乘客室内舒适气候的所有要求。应该能借助所述用于将热量排放到空气中的换热器装置,来非常有效地运行所述空调系统。

[0021] 此外,基于本发明的目的是,提供一种用于运行空调系统的方法,借助尤其可在再热运行中实现有效的运行。

[0022] 本发明的另一目的是,当在热泵模式下运行时识别到作为蒸发器运行的换热器的添入的结冰,和/或避免结冰,以便持续地维持空调系统的热泵功能。所述方法在此应该能够简单且成本划算地实现。

[0023] 按本发明,此目的通过用于冷却空气的换热器装置得以实现,它具有鼓风机、空气导流器和集成地设置在制冷剂回路中的换热器。所述换热器一方面能被制冷剂穿流,另一方面能这样加载空气,即热量能从空气传递给制冷剂。所述制冷剂在热量消耗时蒸发。

[0024] 空气导流器例如指空调系统的流动通道,在所述流动通道中空气从进口一直导向排出口并且进行调温。

[0025] 根据本发明的概念,换热器装置的鼓风机在空气的流动方向上这样设置在换热器之前,即鼓风机的损失热量在抵达换热器之前加热空气。按本发明,换热器构成为具有成列设置的管的管式换热器。其中管式换热器构成为至少双列的。

[0026] 通过把鼓风机的损失热量传递到输入换热器中的空气中,能够有利地使空气质量流加热约1K至5K。

[0027] 根据本发明的改进方案,换热器具有在 2dm^2 至 10dm^2 范围内的流动面,所述流动面优选在 4dm^2 至 5dm^2 的范围内。换热器作为蒸发器借助此流动面既应用在汽车的空调系统的制冷装置运行中,也应用在热泵运行中,用于传递各自所需的功率,并且在此具有比从现有技术中已知的换热器更小的流动面,所述换热器在现有技术中在空调系统的制冷装置模式中作为冷凝器运行并在热泵模式下作为蒸发器运行。

[0028] 根据第一备选的构造方案,换热器的所有管列都分别被单流地(einflutig)穿流。这些管列在此有利地垂直于空气的流动方向进行定向。在制冷剂通过后继管列的管引导之前,所述制冷剂平行地流经一排管列的所有管。不同管列的管以这种方式在制冷剂侧依次(即成批地)被穿流。

[0029] 根据第二备选的构造方案,换热器这样构成,即多排管列中的至少一列被多流地穿流。在此,制冷剂通过一排管列中的几个管在第一方向上引导,此时制冷剂通过同一排管列中的其它管在与第一方向相反的第二方向上流动。制冷剂分别平行地通过这些管列的管进行流动。

[0030] 制冷剂顺着或者逆着空气侧的流动方向从一个管列流向后继的管列,因此换热器构成为交叉顺流-换热器或交叉逆流-换热器。

[0031] 换热器有利地由扁管构成,它垂直于空气的流动方向进行定向并且其扁平侧在空气的流动方向上对齐。所述扁管具有大于8mm的宽度。在此,扁管的宽度优选在11.5mm至18mm的范围内。有利的是,设置宽度为12.3mm或16mm的扁管。所述扁管的宽度在此是指管在空气流动方向上的伸展部位。

[0032] 换热器在空气侧优选设置有肋条。这些肋条在此有利地在厚度方面每dm设置小于100个肋条,并优选在厚度方面每dm设置为70至80个肋条。

[0033] 提供具有加热功能的系统这一目的通过空调系统得以实现,所述空调系统用于借助已描述的换热器装置来调节汽车的乘客室的空气。所述空调系统在此具有壳体和制冷剂回路,所述壳体具有用于引导空气的第一和第二流动通道,所述制冷剂回路具有构成为蒸发器的第一换热器、压缩机、构成为冷凝器的第二换热器和膨胀机构。第一换热器设置在第一流动通道中且第二换热器设置在第二流动通道中。第一换热器在此相当于按本发明的换热器装置的换热器。

[0034] 根据本发明的概念,空调系统设置得用于组合的制冷装置和热泵运行(用于冷却和加热乘客室),并且用于再热运行。在此,只通过控制设置于空调系统的壳体内部的空气导流装置来调节各自的运行模式,而不是通过调节制冷剂回路来调节。按本发明,第一换热器与运行模式无关地作为用于对空气质量流进行冷却和/或除湿的蒸发器这样构成和运行,即各在运行模式中所需的功率能够由通过热量传递面引导的空气质量流传递到制冷剂上。

[0035] 构成为蒸发器的第一换热器在制冷装置模式和热泵模式中运行时在制冷剂侧和空气侧分别在相同的方向上被穿流。

[0036] 第二换热器与运行模式无关地优选构成为蒸发器或气体冷却器,并且为了加热空气质量流而运行。

[0037] 借助换热器装置能够有利地

[0038] -在热泵运行时

[0039] -以超过3.5m/s(优选约5m/s)的空气速度将空气质量流输送至蒸发器,

[0040] -将超过600kg/h、优选约1.000kg/h的空气质量流输送至蒸发器,其例如在蒸发器中的空气进入温度小于+10℃(优选小于0℃),且功率高于1kW时(小于10K,优选小于5K)轻微地冷却,

[0041] -传递在0.3kW至6kW的范围内的功率,其中在环境温度为-10℃时可传递0.5kW至6kW范围内(优选在2kW至3kW范围内)的功率,以及

[0042] -在制冷装置运行时

[0043] -将小于600kg/h、优选约400kg/h的空气质量流输送至蒸发器,其中可传递大于2kW的功率,

[0044] -传递超过0.5kW的功率,其中例如当环境温度超过+30℃时可传递4kW至8kW范围内(优选约6kW)的功率。

[0045] 具有热泵功能的空调系统能够有利地在再热运行(其也称为再次加热)中运行,所述热泵功能是指对第一空气质量流进行冷却和/或除湿并且同时对第二空气质量流进行加

热。所述再热运行在此可以是纯粹的再热运行,即不混入未调温的空气。

[0046] 对空气的冷却和/或除湿以及对空气的加热或再热的过程只能在空气侧进行控制。与不同的运行模式无关地运行所述制冷剂回路,并且不可在运行模式之间转换。在此完全通过空气侧的流动导流器来实现热流的控制。换热器的运行一方面不必转换为冷凝器,另一方面不必转换为蒸发器。例如只有膨胀机构的横截面和/或压缩机的转速根据外部条件(如环境温度或空气质量流)来调节。

[0047] 按本发明的用于运行空调系统的方法在再热运行中包括以下步骤,所述空调系统用于组合的制冷装置和热泵运行(用于冷却和加热)并且用于再热运行(用于对汽车的乘客室的空气进行调温):

[0048] -将第一局部空气质量流和第二局部空气质量流输送到空调系统中,

[0049] -在蒸发器溢流时冷却第一局部空气质量流,

[0050] -将冷却的第一局部空气质量流划分为排放到周围环境中的局部空气质量流、用于再热的局部空气质量流以及冷空气质量流,

[0051] -当冷凝器热量传递面溢流时,加热第二局部空气质量流和用于再热的空气质量流,

[0052] -将再热的局部空气质量流与预调温的冷空气质量流进行混合,其中

[0053] -通过蒸发器之后的局部空气质量流的温度以及蒸发器中的制冷剂的压力水平来调节所用的制冷功率,

[0054] -混合的空气质量流的温度通过至少一个设置在空气质量流中的温度传感器来探测,并且通过用于再热的局部空气质量流与预调温的冷空气质量流之间的比例且通过空气导流装置的位置来调节,以及

[0055] -将混合的空气质量流引导到乘客室中。

[0056] 为了确定温度,优选既在冷却的第一局部空气质量流内,也在混合的空气质量流内设置温度传感器。

[0057] 制冷功率借助用来引导第一质量流的空气导流装置通过蒸发器来调节,并因此调节蒸发器中的制冷剂的压力水平。

[0058] 根据第一备选方案,第一和第二局部空气质量流作为共同的空气质量流引导到空调系统中并且在空调系统内部分配。

[0059] 根据第二备选方案,第一和第二局部空气质量流作为共同的空气质量流引导到空调系统中。这些局部空气质量流在此能够具有不同的温度和/或绝对空气湿度。

[0060] 根据待输入乘客室中的空气质量流的需要在空气量、温度和空气湿度方面将冷却的第一局部空气质量流划分为排放到周围环境中的局部空气质量流、用于再热的局部空气质量流以及冷空气质量流。

[0061] 根据本发明的改进方案,用于再热的局部空气质量流与预调温的冷空气质量流之间的比例在0%和100%之间调节。未排放到周围环境的、冷却的第一局部空气质量流的比例在此可划分为0%至100%的比例。在划分为0%或100%时,整个局部空气质量流作为用于再热的局部空气质量流或作为冷空气质量流继续传递。当所述划分不是0%或100%时,所述份额既作为用于再热的局部空气质量流也作为冷空气质量流进行引导。

[0062] 有利的是,当冷凝器的热量传递面溢流时,第一和第二局部空气质量流不会或只

以可忽略的方式混合。

[0063] 有利地,通过把冷凝器的热量传递面划分为第一和第二区域,并通过经冷凝器的第二区域引导的第二局部空气质量流,以及通过用于再热的局部空气质量流和预调温的冷空气质量流之间的比例,通过空气导流装置的位置来调节用于再热的加热功率。

[0064] 所述加热功率因此也通过冷凝器中的制冷剂的压力水平来调节。

[0065] 按本发明的方法包括以下步骤,用于识别和避免空调系统的蒸发器的结冰:

[0066] -测量配置给蒸发器的鼓风机的电流消耗,

[0067] -确定鼓风机的电功率消耗,所述鼓风机用于通过蒸发器来输送空气,

[0068] -将鼓风机的电功率消耗与额定值进行比较,其中,所述额定值作为来自鼓风机的特征曲线的比较值得出,

[0069] -采取措施来避免结冰或者在低于额定值时采取主动的除冰措施。

[0070] 鼓风机的电功率消耗主要取决于输入的空气量,其次只取决于换热器装置的空气侧的流动阻力。由于热量传递面开始结冰时流动阻力会增大,借助不变的鼓风机不能再输送相同的空气量。因此降低了空气量,并继而降低了电功率消耗。根据流动阻力来设定可达到空气输送量,作为鼓风机的特征曲线。因此通过测量配置给蒸发器的鼓风机的电流消耗,能够识别到开始的结冰,并且能够采取防冰措施或进行主动的除冰。

[0071] 按本发明的解决方案总的说来具有各种不同的优点:

[0072] -高效的空调系统,用于同时除湿和加热,

[0073] -在环境温度较低时,且在具有内燃机的汽车中发动机冷却水较冷时,快速地提供热空气,

[0074] -将制冷剂回路中的复杂度降至最低,即基本上省略了转换阀,并将膨胀阀、换热器和制冷剂管路的数量降至最少,

[0075] -通过循环空气运行和/或通过在流动通道内有针对性地空气引导,来降低加热乘客室所需的功率。

附图说明

[0076] 从实施例的以下描述并参照所属的附图得出了本发明的其它细节、特征和优点。示出了具有居中设置的冷凝器和四个活门的空调系统。

[0077] 图1具有两个鼓风机;

[0078] 图2a具有一个鼓风机;

[0079] 图2b示出了在制冷装置模式中的图2a的空调系统;

[0080] 图2c示出了在具有除湿功能的再热模式中的图2a的空调系统;

[0081] 图2d示出了在热泵模式下按图2a的空调系统;

[0082] 图2e示出了在混合运行中按图2a的空调系统。

具体实施方式

[0083] 图1示出了空调系统1,其具有居中设置的、构成为冷凝器的换热器8以及壳体2,所述空调系统具有第一流动通道3以及第二流动通道4,其中每个流动通道3、4都配备有鼓风机5、6并且可加载来自周围环境的新鲜空气、来自乘客室9的循环空气或者这两者的混合

物。

[0084] 所述居中设置在此指冷凝器8关于隔板10的定向,所述隔板将冷凝器8划分为两个相同大小的区域。第二区域设置在第二流动通道4的内部并且遮盖流动通道4的整个流动横截面。冷凝器8的第一区域设置在第一流动通道3的内部并且只遮盖流动通道3的局部横截面。

[0085] 在第二流动通道4中只设置有冷凝器8,而在第一流动通道3中还设置有构成为蒸发器7的换热器,其中这两个构成为空调系统1的制冷剂回路的部件且构成为加载空气的换热器7、8。蒸发器7在此占据流动通道3的整个流动横截面。冷凝器8设置得蔓延到流动通道上并且具有两个区域。第二区域设置在第二流动通道4的内部并且遮盖整个流动横截面,并且在它的范围内伸进第一流动通道3中,因此冷凝器8的第一区域设置在第一流动通道3内。第一和第二流动通道3、4通过隔板10并通过两个额外的、构成为活动活门的空气导流装置19、20并且通过构成为空气导流板的静态空气导流装置21、22相互隔开。通过冷凝器8引导的空气质量流根据鼓风机6的转速以及空气导流装置19、20的位置来决定。

[0086] 冷凝器8蔓延到流动通道的布局使热量传递面不可调节地划分为两个区域。冷凝器8在此可分布在整个热量传递面的0%至100%的范围内。当分布在0%或100%上时,冷凝器8完全设置在流动通道3、4中的一个中。在热量传递面的分布不是0%或100%的换热器装置中,这些区域是按比例设置在流动通道3内和流动通道4内。例如在分布了30%的热量传递面的换热器装置中,30%的表面设置在流动通道3的内部,70%的表面设置在流动通道4的内部。

[0087] 根据未示出的备选的实施例中,冷凝器8蔓延到流动通道的布局同样使热量传递面不可调节地划分为两个区域。冷凝器8在此又可分布在整个热量传递面的0%至100%(但优选是0%至30%)的范围内。

[0088] 分开的可调节的鼓风机5、6实现了空调系统1的有利的动力,因为第一流动通道3借助蒸发器7且第二流动通道4借助冷凝器8能够加载不同速度的空气质量流,并因此能够对变化的运行状态作出快速反应。

[0089] 第一流动通道3的鼓风机5将吸入的空气作为空气质量流引向蒸发器7。在溢出蒸发器7的热量传递面时,对空气质量流进行冷却和/或除湿。

[0090] 从蒸发器7中排出的、冷却的和/或除湿的冷空气质量流通过冷空气-流动路径11以所需的比例划分到周围空气中,并通过冷空气-流动路径12划分到乘客室9中,或者可完全分派到冷空气-流动路径11、12中的一个中。所述局部空气质量流借助构成为活门的空气导流装置13进行划分。

[0091] 通过冷空气-流动路径12引导的空气质量流又划分为冷空气质量流和用于再冷却的局部空气质量流。通过冷空气-流动路径12引导的冷空气质量流通过旁路通道14在冷凝器8的周围引导。用于再热的局部空气质量流通过冷凝器8的第一部分进行引导,并且加热到由气候调节器预先设定的温度。

[0092] 与鼓风机5相似,鼓风机6吸入空气并且将吸入的空气作为空气质量流引导至冷凝器8。在冷凝器8的热量传递面溢流时,加热空气质量流。

[0093] 从冷凝器8中排出的热空气质量流作为局部空气质量流通过热空气-流动路径15以所需的比例划分到周围空气中,并在局部空气质量流中通过热空气-流动路径16划分到乘客室9中,或者能够完全分派到热空气-流动路径15、16中的一个中。热空气质量流借助构

成为活门的空气导流装置17进行划分。

[0094] 备选地,构成为活门的空气导流装置13、17分别构成两个分开的活门,其中两个活门分别设置在冷空气-流动路径11、12内,并且两个活门设置在热空气-流动路径15、16内。两个活门分别在此能够通过运动学上的装置耦合,并且可借助唯一的驱动器来调节。

[0095] 具有彼此协调的形狀的空气导流装置(Luftleiteinrichtung) 19、20以及空气导流板21、22一起构成了用于换热器的空气导流设备(luftleitvorrichtung),并且用于阻止在第一流动通道3内在流经蒸发器7时冷却或调温的空气质量流与第二流动通道4的未调温的空气质量流的混合。

[0096] 构成为空气导流板的空气导流装置21、22设置得与隔板10平行地定向,因此沿着隔板10流动的空气质量流在流入空气导流板21、22时且在旁边流过时或穿流时不会在流动方向上偏转。

[0097] 朝两侧分别流入流动通道3、4并因此设置得更远离隔板10的空气导流板21、22具有增大的长度L。空气导流板21、22离隔板10越远,则空气导流板21、22的长度L越大,其中并排设置的空气导流板21、22的长度L这样增大,即空气导流板21、22的整个布局的端部形成两个凹下的表面23、24。这些表面23、24分别构成长方形并且分别围绕着轴线25、26(它们朝平面23、24平行地定向)均匀地弯曲,因此长方形表面23、24的第一两个相对而置的侧边缘分别构成直线,而第二两个相对而置的侧边缘形成圆弧。所述圆弧的中点分别是轴线25、26,长方形表面23、24围绕着这些轴线弯曲。这些轴线25、26在此相当于活动的空气导流装置19、20的旋转轴线25、26。圆弧状弯曲的表面23、24的半径相当于空气导流装置19、20的纵向伸展部位,即相当于活动的空气导流装置19、20在通过流动通道3、4的空气质量流的流动方向上的伸展部位。

[0098] 可摆动的空气导流装置19、20借助背向旋转轴线25、26的侧边缘朝凹下弯曲的、由空气导流板21、22的端部绷紧的表面23、24对齐。为了实现空气导流装置19、20的自由活动性,在空气导流装置19、20的表面23、24和侧边缘之间留出了宽度最小的间隙,它不会或只以微不足道的方式影响空气质量流的流动。

[0099] 通过使空气导流装置19、20同时围绕着各自的旋转轴线25、26逆着旋转方向27、28进行旋转,可调节冷凝器8在第一流动通道3和第二流动通道4中的区域份额。在此能够基本上无级地划分冷凝器8的区域。从空气导流板21、22的间距中垂直于空气质量流流经流动通道3、4的流动方向得出了空气导流装置19、20反转内部的可能的等级。空气导流装置19、20在反转之后这样定向,即平行于旋转轴线25、26且背向旋转轴线25、26的侧边缘与空气导流板21、22的端部相对而置,因此空气质量流能够沿着连续的流动表面流动。在空气导流装置19、20处于中间位置时关于空气导流板21、22出现的泄露流是可忽略的。中间位置指空气导流装置19、20的一个位置,在所述位置中空气导流装置19、20的侧边缘不是精确地与空气导流板21、22的边缘相对而置,而是设置在两个空气导流板21、22之间。

[0100] 当空气导流装置19、20在旋转方向27、28上一直转到空气导流板21、22的最大纵向伸展部位时,即抵达第二流动通道4的壳体外壁,整个冷凝器8设置在第一流动通道3内。空气导流装置19、20位于第一端部位置上。当空气导流装置19、20逆着旋转方向27、28一直转到空气导流板21、22的最大纵向伸展部位时,即在第一流动通道3的壳体外壁的方向上或在旁路通道14的方向上,整个冷凝器8设置在第二流动通道4内。空气导流装置19、20位于第二

端部位置上。除了这两个端部位置,空气导流装置19、20还可调节到中间位置。在图1中示出了所述中间位置。

[0101] 在制冷装置模式或热泵模式中运行时,空气导流装置19、20设置在第二端部位置中。冷凝器8借助热量传递面完全设置在第二流动通道4中。

[0102] 在制冷装置模式中运行时,空气导流装置13打开旁路通道14并且在周围环境中关闭冷空气-流动路径11,因此通过鼓风机5吸入的并通过第一流动通道3朝蒸发器7输送并且在蒸发器7溢流时冷却且除湿的空气质量流通过旁路通道14和冷空气-流动路径12导入乘客室9中。另一方面,通过鼓风机6输入并且在第二流动路径4中朝冷凝器8输送且在冷凝器8溢流时加热的空气质量流通过热空气-流动路径15(其由空气导流装置17打开)带到周围环境中。所述热空气-流动路径16是关闭的。空气导流装置19、20在此这样定向,即冷凝器8完全设置在第二流动通道4中。

[0103] 在热泵模式下运行时,即在加热输入乘客室9中的空气时,空气导流装置13打开冷空气-流动路径11并且关闭旁路通道14,因此通过鼓风机5吸入的并且通过第一流动通道3传输至蒸发器7以及在蒸发器7溢流时冷却的空气质量流通过冷空气-流动路径11带入周围环境中。另一方面,通过鼓风机6输入并且通过第一流动通道4传输至冷凝器8以及在冷凝器8溢流时加热的空气质量流通过热空气-流动路径16(其现在由空气导流装置17打开)输送到乘客室9中,此时所述热空气-流动路径15是关闭的。空气导流装置19、20在此这样定向,即冷凝器8完全设置在第二流动通道4中。

[0104] 鼓风机5、6在此在空气质量流的流经流动通道3、4的流动方向上分别设置在蒸发器7和冷凝器8之前。通过把鼓风机5、6的损失热量传递到空气上,空气质量流分别加热约1K至5K,并在加热状态下导向蒸发器7和冷凝器8。因此,鼓风机5、6的损失热量可用于加热输入乘客室中的空气。

[0105] 在再热模式下运行时,空气导流装置13、17根据需要设置在完全打开至完全关闭之间的不同位置上,并且空气导流装置19、20设置在它们的端部位置之间。通过空气导流装置13的位置以及鼓风机5的转速,来改变预调温的待加热的空气质量流。

[0106] 构成为蒸发器7的换热器与运行模式无关,即既能在制冷装置模式下运行也能在热泵模式下运行,总是一方面通过制冷剂来吸收热量,另一方面对空气质量流进行冷却和/或除湿。

[0107] 构成为冷凝器8的换热器同样与运行模式无关,总是用于把制冷剂的热量排放到空气质量流上。

[0108] 与按图1的空调装置1相比,按图2a至2e的实施例只具有鼓风机29,它既通过第一流动通道3来输送空气质量流,也通过第二流动通道4来输送空气质量流。空调系统1基本上包括三个构成为空气导流装置13、19、20的空气导流元件,它们足以实现控制。空气导流装置20在此承担了图1的空气导流装置17的功能,即关闭和打开热空气-流动路径15、16。第四构成为活门的空气导流装置18用于关闭和打开旁路通道14。此外,借助空气导流装置18还可通过蒸发器7或冷凝器8来调节空气质量流的比例。

[0109] 在按图2b的制冷装置模式下运行时,空气导流装置19、20设置在第二端部位置,因此冷凝器8完全设置在第二流动通道4内。空气导流装置13打开冷空气-流动路径12,并且在周围环境中关闭冷空气-流动路径11。在蒸发器7溢流时冷却和除湿的空气质量流通过冷空

气-流动路径12导入乘客室9中。在冷凝器8溢流时加热的空气质量流通过热空气-流动路径15导入周围环境中,所述热空气-流动路径由空气导流装置20打开。所述热空气-流动路径16是关闭的。

[0110] 在借助未调温的空气在热泵模式下运行时(按图2d),空气导流装置13打开冷空气-流动路径11并且关闭朝乘客室9的冷空气-流动路径12,因此在蒸发器7溢流时冷却的空气质量流通过冷空气-流动路径11带入周围环境中。另一方面,在冷凝器8溢流时加热的空气质量流通过热空气-流动路径16(其现在由空气导流装置20打开)输送到乘客室9中,此时所述热空气-流动路径15是关闭的。

[0111] 空气导流装置19、20相互设置在相反的方向上。空气导流装置19位于第一端部位置中,而空气导流装置20位于第二端部位置中,同时热空气-流动路径15关闭并且热空气-流动路径16打开。

[0112] 如果输入乘客室9中的空气不需要或不期望除湿时,则在热泵模式下运行或借助未调温的空气来加热运行。鼓风机29在吸入的空氣的流动方向上设置在蒸发器7和冷凝器8之前,在此通过把鼓风机29的损失热量传递到空气上,空气质量流加热约1K至5K,并在加热状态下导向蒸发器7和冷凝器8。因此,鼓风机29的损失热量可用于加热输入乘客室中的空气。

[0113] 当必须在全加热运行时加热并且同时对输入乘客室9中的空气进行除湿时,第二流动通道4借助空气导流装置19关闭,所述空气导流装置19在此与空气导流装置20一样位于第二端部位置,这从图2c可看到。所有通过鼓风机29输入的空气质量流通过蒸发器7引导。空气导流装置18可能关闭了旁路通道14。

[0114] 因为在包括蒸发器7、压缩机和冷凝器8的制冷剂回路关闭时,冷凝器8上的待输出的加热功率从在蒸发器7和压缩机上输入制冷剂中的功率的总和中得出,因此冷凝器8上的加热功率只比在蒸发器7上输入的功率大在压缩机上输入的功率,所以空气在冷凝器8的热量交换面溢流时只略微地加热。因此在空气质量流相同时,只有压缩机功率以及功率通过纯粹的除湿再次输入空气中,其中在此还考虑了系统的损失。

[0115] 为了在冷凝器8上实现更高的加热功率,并且强烈地加热输入乘客室9中的空气质量流,通过蒸发器7流动并且在此冷却和除湿的空气质量流的第一份额排放到周围环境中,而空气质量流的第二份额通过冷凝器8来引导且在此加热,随后输入到乘客室9中。空气质量流借助设置在旁路通道14中的空气导流装置18的控制来划分。

[0116] 因为输入乘客室9中的空气质量流减少了排放到周围环境中的份额,所以能够更强烈地加热输入乘客室9中的空气质量流。

[0117] 如图2e所示,除了在制冷装置模式下的运行和纯粹的加热运行以外,空调系统1还可在混合运行中运行。在此,调温的空气由已冷却和除湿的空氣的份额以及由已冷却、除湿和再热的空氣的份额组成。

[0118] 鼓风机29通过第一流动通道3输送空气质量流,其完全通过蒸发器7流动并在此冷却和除湿,所述鼓风机还通过第二流动通道4输送空气质量流,其通过冷凝器8的局部区域进行引导并再次排出在蒸发器7中吸收的热量。空气导流装置19、20在此这样定向,冷凝器8的第二区域设置在第二流动通道4中,冷凝器8的第一区域设置在第一流动通道3中。通过第二流动通道4输送的空气质量流通过热空气-流动路径15排放到周围环境中,所述热空气-

流动路径由空气导流装置20释放。

[0119] 通过打开空气导流装置18,在流动时经过蒸发器7调温的空气质量流的第一部分通过旁路通道14导向冷空气-流动路径12。这部分空气质量流不会继续调温。通过蒸发器7引导的局部空气质量流的第二部分与流动通道4中的局部空气质量流平行地通过冷凝器8的第一区域引至热空气-流动路径16并在此加热。通过旁路通道14引导的且未继续调温(即只冷却和除湿的)、来自冷空气-流动路径12的局部空气质量流与额外通过冷凝器8引导且在此加热的、来自热空气-流动路径16的局部空气质量流混合,随后导入乘客室9中。

[0120] 附图标记清单

- | | | |
|--------|-------|-----------------------------------|
| [0121] | 1 | 空调系统 |
| [0122] | 2 | 壳体 |
| [0123] | 3 | 第一流动通道 |
| [0124] | 4 | 第二流动通道 |
| [0125] | 5、6 | 鼓风机 |
| [0126] | 7 | 换热器、蒸发器 |
| [0127] | 8 | 换热器、冷凝器 |
| [0128] | 9 | 乘客室 |
| [0129] | 10 | 隔板 |
| [0130] | 11、12 | 冷空气-流动路径 |
| [0131] | 13 | 冷空气-流动路径11、12的空气导流装置/活门 |
| [0132] | 14 | 第一流动通道3中的旁路通道 |
| [0133] | 15、16 | 热空气-流动路径 |
| [0134] | 17 | 热空气-流动路径15、16的空气导流装置/活门 |
| [0135] | 18 | 用于旁路通道14的空气导流装置/活门 |
| [0136] | 19 | 第一和第二流动通道3、4之间的用于流入冷凝器8的空气导流装置/活门 |
| [0137] | 20 | 在流入冷凝器8时第一和第二流动通道3、4之间的空气导流装置/活门 |
| [0138] | 21、22 | 静止的空气导流装置/空气导流板 |
| [0139] | 23、24 | 静止的空气导流装置21、22的表面 |
| [0140] | 25、26 | 空气导流装置19、20的轴线、旋转轴线 |
| [0141] | 27、28 | 空气导流装置19、20的旋转方向 |
| [0142] | 29 | 鼓风机 |
| [0143] | L | 长度 |

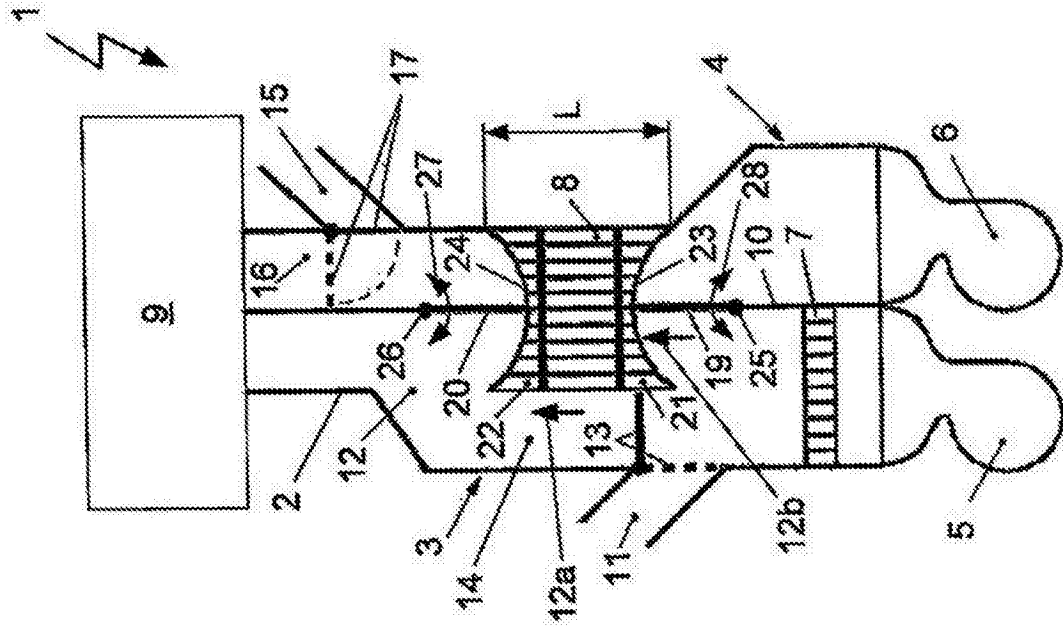


图1

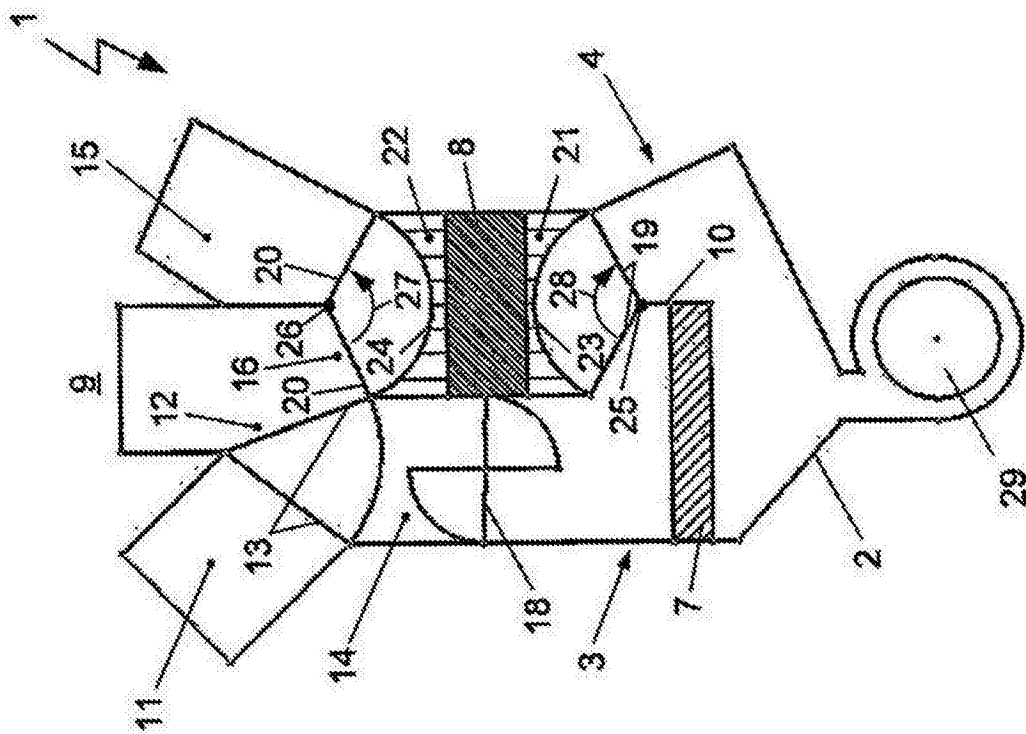


图2a

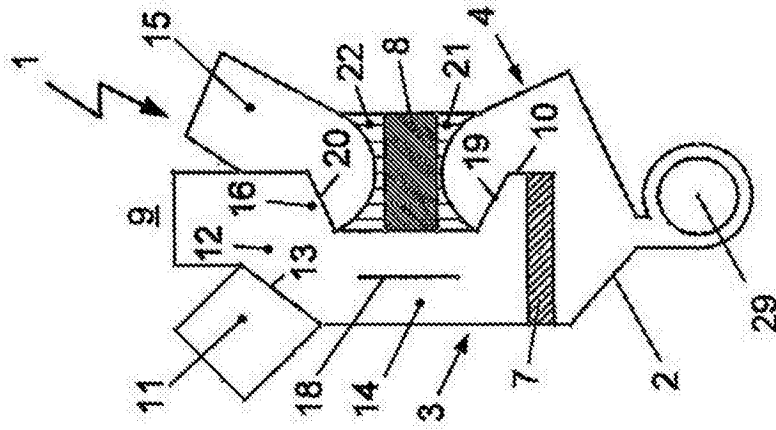


图2b

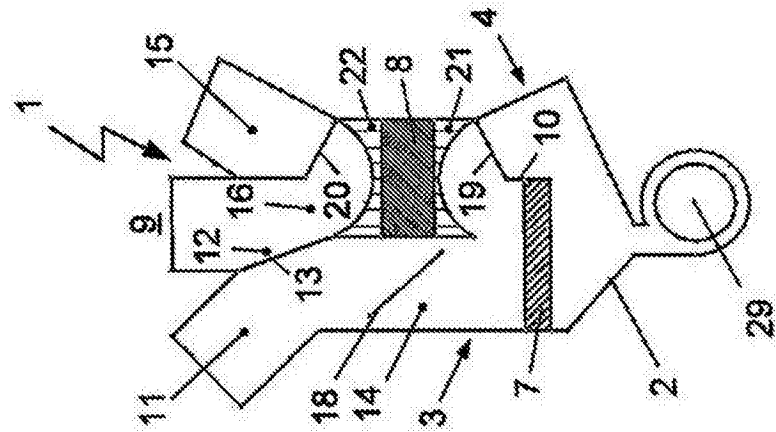


图2c

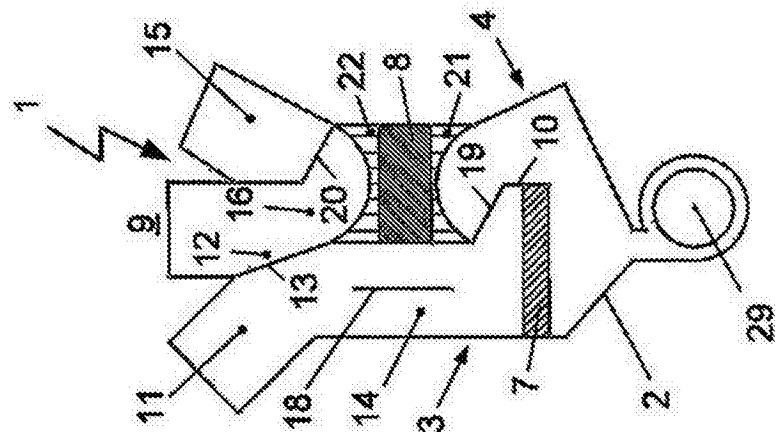


图2d

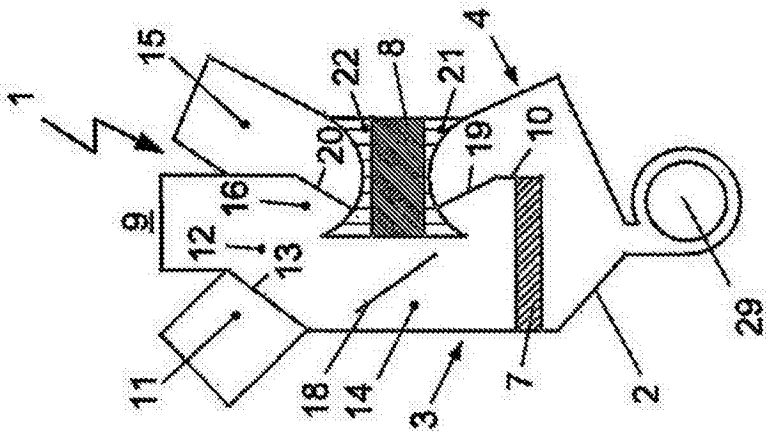


图2e