(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)实用新型专利

(10)授权公告号 CN 212299531 U
(45)授权公告日 2021.01.05

(21)申请号 202020278776.0

(22)申请日 2020.03.09

(73)专利权人 中国轻工业武汉设计工程有限责任公司
地址 430060 湖北省武汉市武昌区首义路176号

(72)发明人 段超龙 陈志寿 杨能生 刘国栋 方习锋 颜洁 邹佳乐

(74)专利代理机构 武汉宇晨专利事务所 42001
代理人 李鹏

(51)Int.Cl.
F25B 13/00(2006.01)
F25B 49/02(2006.01)

(ESM)同样的发明创造已同日申请发明专利

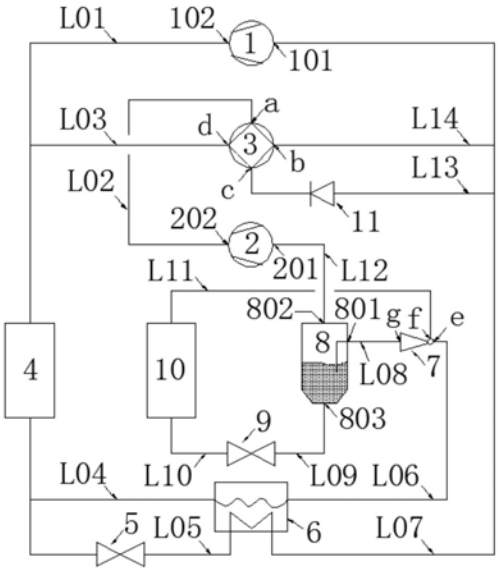
权利要求书1页 说明书4页 附图1页

(54)实用新型名称

一种单双级切换蒸发过冷喷射器制冷热泵循环系统

(57)摘要

本实用新型是一种单双级切换蒸发过冷喷射器制冷热泵循环系统，包括第一压缩机、第二压缩机、四通阀、冷凝换热器、第一节流阀、蒸发过冷器、喷射器、汽液分离器、第二节流阀及蒸发换热器；本实用新型可根据运行工况，使用四通阀实现对第一压缩机和第二压缩机的并联单级压缩与串联双级压缩切换；且该新的蒸发过冷方式，能降低节流后工质的气化量和节流损失，有利于喷射器回收压缩膨胀功，且在增加系统制冷、制热能力的同时提高了系统COP；解决了在实施回热器、补气增焓等过冷技术时，获得的过冷度有限、过冷度受到中间补齐压力限制及压缩种类受限等问题。



CN 212299531 U

1.一种单双级切换蒸发过冷喷射器制冷热泵循环系统，包括第一压缩机(1)，其特征在于，还包括第二压缩机(2)、四通阀(3)、冷凝换热器(4)、第一节流阀(5)、蒸发过冷器(6)、喷射器(7)、汽液分离器(8)、第二节流阀(9)及蒸发换热器(10)；

第一压缩机(1)的排气口(102)通过第一管路(L01)与冷凝换热器(4)的进口端连接；第二压缩机(2)的排气口(202)通过第二管路(L02)与四通阀(3)的第一端口(a)连接；第三管路(L03)分别连通第一管路(L01)和四通阀(3)的第四端口(d)；冷凝换热器(4)的出口端通过第四管路(L04)与蒸发过冷器(6)的高温侧入口连接，蒸发过冷器(6)的高温侧出口通过第六管路(L06)与喷射器(7)的工作流体入口(e)连接，喷射器(7)的出口端(g)通过第八管路(L08)与汽液分离器(8)的吸入口(801)连接，汽液分离器(8)的液态工质出口(803)依次通过第九管路(L09)、第二节流阀(9)和第十管路(L10)与蒸发换热器(10)的一端连接，蒸发换热器(10)的另一端通过第十一管路(L11)与喷射器(7)的引射流体入口(f)连接；汽液分离器(8)的气态工质出口(802)通过第十二管路(L12)与第二压缩机(2)的吸入口(201)连接；第五管路(L05)连接第四管路(L04)和蒸发过冷器(6)的蒸发侧入口，第五管路(L05)上设置有第一节流阀(5)，蒸发过冷器(6)的蒸发侧出口通过第七管路(L07)与第一压缩机(1)的吸入口(101)连接；第十三管路(L13)连接第七管路(L07)和四通阀(3)的第三端口(c)，第十三管路(L13)上设置有单向阀(11)；第十四管路(L14)连接第七管路(L07)和四通阀(3)的第二端口(b)。

一种单双级切换蒸发过冷喷射器制冷热泵循环系统

技术领域

[0001] 本实用新型属于建筑空调、供暖用能技术领域，具体涉及一种单双级切换蒸发过冷喷射器制冷热泵循环系统，适用于使用CO_2工质及其他制冷剂工质作为制冷剂的跨临界循环及亚临界循环模式下的制冷循环和热泵循环。

背景技术

[0002] 对于蒸汽压缩式循环增加冷凝器后的过冷度，可以增大流经蒸发器的单位制冷剂的制冷量，同时也可以提高系统COP。现有的过冷形式主要是采用回热器与经济器两种形式。虽然回热器、经济器都可以获得过冷，但是两者又有明显的区别。对于回热器来说，增加了节流阀前制冷剂过冷度的同时也增加了压缩机吸入口的过热度，而过冷对系统COP有益但过热对其有害。对于采用经济器的准双级压缩系统来说，只能使用补气增焓涡轮压缩机，同时也牺牲部分制冷剂的制冷能力，且受到中间补气压力限制。在补气增焓技术实施时，过冷度受到中间补齐压力限制。对于采用经济器的单级压缩系统来说，由于经济器与蒸发器内的蒸发压力相同，所以该循环获得大过冷度时对系统COP提高能力有限。

[0003] 1、回热器

[0004] 回热器又称气液热交换器。在制冷系统中利用从蒸发器出来的制冷剂蒸汽去冷却进入蒸发器前的高压液体，使制冷剂液体过冷和蒸汽过热的一种热交换设备。

[0005] 特点：使用回热器可使进入压缩机的气态成为过热蒸汽，使回气中夹带的液滴气化，防止压缩机产生液击；使进入蒸发器的液体过冷，减少节流损失。增加了节流阀前制冷剂过冷度的同时也增加了压缩机吸入口的过热度，而过冷对系统 COP有益但过热对其有害。

[0006] 2、采用经济器的准双级压缩系统

[0007] 补气增焓涡旋式压缩机是一种带有补气结构的压缩机，其将一路吸气模式改为一路吸气和一路补气模式，因此也被称为准双级压缩机。补气路是在涡盘中间的位置开设补气孔，将气态、或液体、或气液混合物喷射到压缩腔，使排气温度得到降低，同时改善其在极端工况下的性能。

[0008] 特点：补气增焓涡旋式压缩机通过牺牲一部分制冷剂降低剩余部分制冷剂的焓值，从而提高能效，且在压缩过程中将牺牲的气态补充进去达到降低排气温度的效果。因此在极端工况下也可以有较好的性能。但同时也牺牲部分制冷剂的制冷能力，且该形式的准双级压缩只能使用涡轮压缩机，受到中间补气压力的限制。在补气增焓技术实施时，尚有一部分问题需要解决，如控制策略、补气节流元件匹配、经济性的考量等。

[0009] 3、采用经济器的单级压缩系统

[0010] 采用单级压缩系统，其将一路节流蒸发模式改为一路制冷剂工质在经济器内蒸发，来过冷另一路制冷剂工质的模式。该循环模式可以获得较大的过冷度，但是过冷对系统COP提高程度有限，且该循环模式不能通过调节最佳过冷度来调节使系统COP达到最大值，也不能通过调节过冷度来提升制冷系统制热/制冷能力。

实用新型内容

[0011] 本实用新型的目的在于针对现有技术存在的缺陷，提供一种单双级切换蒸发过冷喷射器制冷热泵循环系统，

[0012] 为了解决上述技术问题，本实用新型采用以下技术方案：

[0013] 一种单双级切换蒸发过冷喷射器制冷热泵循环系统，包括：第一压缩机、第二压缩机、四通阀、冷凝换热器、第一节流阀、蒸发过冷器、喷射器、汽液分离器、第二节流阀及蒸发换热器；

[0014] 第一压缩机的排气口通过第一管路与冷凝换热器的进口端连接；第二压缩机的排气口通过第二管路与四通阀的第一端口连接；第三管路分别连通第一管路和四通阀的第四端口；冷凝换热器的出口端通过第四管路与蒸发过冷器的高温侧入口连接，蒸发过冷器的高温侧出口通过第六管路与喷射器的工作流体入口连接，喷射器的出口端通过第八管路与汽液分离器的吸入口连接，汽液分离器的液态工质出口依次通过第九管路、第二节流阀和第十管路与蒸发换热器的一端连接，蒸发换热器的另一端通过第十一管路与喷射器的引射流体入口连接；汽液分离器的气态工质出口通过第十二管路与第二压缩机的吸入口连接；第五管路连接第四管路和蒸发过冷器的蒸发侧入口，第五管路上设置有第一节流阀，蒸发过冷器的蒸发侧出口通过第七管路与第一压缩机的吸入口连接；第十三管路连接第七管路和四通阀的第三端口，第十三管路上设置有单向阀；第十四管路连接第七管路和四通阀的第二端口。

[0015] 在本实用新型中，蒸发过冷器优选的是采用经济器，也可采用闪发器和换热器等形式，从而实现使进入节流阀的工质过冷，且根据过冷度的大小可调蒸发过冷器的蒸发压力。

[0016] 在本实用新型中，该循环使用的工质可采用CO_2工质，也可采用其它制冷剂工质，该循环同时适用于跨临界和亚临界两种系统循环模式。

[0017] 本实用新型所述的单双级切换蒸发过冷制冷热泵循环系统按其工作过程的不同，可以划分成二个工况下的循环系统：单级蒸发过冷循环系统、双级蒸发过冷循环系统，从而满足不同工况下的需求：

[0018] 与现有技术相比，本实用新型具有如下有益效果：

[0019] 1、避免了使用回热器增加节流阀前的制冷剂过冷度的同时也增加了压缩机吸入口的过热度，而过冷对系统COP有益但过热对其有害。

[0020] 2、避免了采用经济器的补气增焓涡轮压缩机，牺牲部分制冷剂的制冷能力、准双级压缩只能使用涡轮压缩机和受到中间补气压力限制问题；也解决了采用经济器的单级压缩系统，在获得大过冷度时对系统COP提高能力有限的问题。

[0021] 3、本实用新型提出的该过冷循环方式有利于提高系统的实际运行性能，降低了喷射器与节流阀的节流过程带来的不可逆损失，从而提高了系统效率；并降低了节流后工质的气化量，也降低了喷射器喷嘴出口、喷射器出口的干度。

[0022] 4、本实用新型的循环系统中蒸发过冷器内的温度降存在最佳值(即：对应最佳过冷度)。也可通过调节蒸发过冷器内的温度降来解决空气源热泵在冬季运行时“热泵供热量与建筑需热量”的供需矛盾。

[0023] 5、本实用新型的循环系统可以实现单双级的切换，来应对室外温度变化，从而保

证供冷量、供热量和供热温度的需求，解决了空气源热泵供暖的热量供需矛盾。

附图说明

[0024] 图1为本实用新型一种单双级切换蒸发过冷喷射器制冷热泵循环系统的结构原理图。

[0025] 附图标记：1-第一压缩机；101-第一压缩机的吸入口；102-第一压缩机的排气口；2-第二压缩机；201-第二压缩机的吸入口；202-第二压缩机的排气口；3-四通阀；4-冷凝换热器；5-第一节流阀；6-蒸发过冷器；7-喷射器；8-汽液分离器；801-汽液分离器的吸入口；802-汽液分离器的气态工质出口；803-液态工质出口；9-第二节流阀；10-蒸发换热器；11-单向阀；

[0026] L01-第一管路；L02-第二管路；L03-第三管路；L04-第四管路；L05-第五管路；L06-第六管路；L07-第七管路；L08-第八管路；L09-第九管路；L10-第十管路；L11-第十一管路；L12-第十二管路；L13-第十三管路；L14-第十四管路；

[0027] a-四通阀的第一端口；b-四通阀的第二端口；c-四通阀的第三端口；d-四通阀的第四端口；e-喷射器的工作流体入口；f-喷射器的引射流体入口；g-喷射器的出口端。

具体实施方式

[0028] 为了便于本领域普通技术人员理解和实施本实用新型，下面结合实施例对本实用新型作进一步的详细描述，应当理解，此处所描述的实施示例仅用于说明和解释本实用新型，并不用于限定本实用新型。

[0029] 一种单双级切换蒸发过冷喷射器制冷热泵循环系统，包括：第一压缩机1、第二压缩机2、四通阀3、冷凝换热器4、第一节流阀5、蒸发过冷器6、喷射器 7、汽液分离器8、第二节流阀9及蒸发换热器10；

[0030] 第一压缩机1的排气口102通过第一管路L01与冷凝换热器4的进口端连接；第二压缩机2的排气口202通过第二管路L02与四通阀3的第一端口a连接；第三管路L03分别连通第一管路L01和四通阀3的第四端口d；冷凝换热器4的出口端通过第四管路L04与蒸发过冷器6的高温侧入口连接，蒸发过冷器6的高温侧出口通过第六管路L06与喷射器的工作流体入口e连接，喷射器的出口端g 通过第八管路L08与汽液分离器8的吸入口801连接，汽液分离器8的液态工质出口803依次通过第九管路L09、第二节流阀9和第十管路L10与蒸发换热器10的一端连接，蒸发换热器10的另一端通过第十一管路L11与喷射器的引射流体入口f连接；汽液分离器8的气态工质出口802通过第十二管路L12与第二压缩机2的吸入口201连接；第五管路L05连接第四管路L04和蒸发过冷器6的蒸发侧入口，第五管路L05上设置有第一节流阀5，蒸发过冷器6的蒸发侧出口通过第七管路L07与第一压缩机1的吸入口101连接；第十三管路L13连接第七管路 L07和四通阀3的第三端口c，第十三管路L13上设置有单向阀11，单向阀11 使得四通阀3的第三端口c只进不出；第十四管路L14连接第七管路L07和四通阀3的第二端口b。

[0031] 在本实用新型中，该系统还包括第一节流阀5、第二节流阀9和单向阀11；第一节流阀5设置在第五管路L05上，第二节流阀9设置在第九管路L09上，单向阀11设置在第十三管路L13上。

[0032] 在本实用新型中，蒸发过冷器优选的是采用经济器，也可采用闪发器和换热器等形式，从而实现使进入节流阀的工质过冷，且根据过冷度的大小可调蒸发过冷器的蒸发压力。

[0033] 在本实用新型中，该循环使用的工质可采用CO_2工质，也可采用其它制冷剂工质，该循环同时适用于跨临界和亚临界两种系统循环模式。

[0034] 第一压缩机1与第二压缩机2并联单级压缩运行时：

[0035] 如图1所示，第一压缩机1与第二压缩机2并联单级压缩运行时，四通阀3 的第一端口a与第四端口d连通、第二端口b与第三端口c连通，第二压缩机2 排出的高温高压气体通过第二管路L02进入四通阀3的第一端口a，经四通阀3 的第四端口d排出后，由第三管路L03进入第一管路L01，之后与由第一压缩机 1排出的高温高压气体在第一管路L01中汇合，进入冷凝换热器4换热后被分成两路：一路工质经第一节流阀5节流后进入蒸发过冷器6(或闪发器)中蒸发吸热，然后经第七管路L07回到第一压缩机1的吸入口101，经第一压缩机1压缩后通过第一压缩机1的排气口102排出，另一路工质经蒸发过冷器6过冷；过冷后的另一路工质进入喷射器的引射流体入口f，在喷射器7的作用下，将蒸发换热器10中的低压气态工质混合并提升为中压工质，离开喷射器的出口端g进入汽液分离器8的湿蒸汽被分离成液态工质和气态工质；其中，汽液分离器8中的液态工质被第二节流阀9节流后进入蒸发换热器10中蒸发吸热，然后低压气态工质再次被喷射器的引射流体入口f吸入；汽液分离器8中的气态工质，回到第二压缩机2的吸入口201经第二压缩机2压缩后，通过第二管路L02进入四通阀的第一端口a，经四通阀的第四端口d排出后，由第三管路L03送入第一管路L01，之后与由第一压缩机1与第二压缩机2排出的高温高压气体在第一管路L01中汇合。

[0036] 第一压缩机1与第二压缩机2串联双级压缩运行时：

[0037] 如图1所示，第一压缩机1与第二压缩机2串联双级压缩运行时，四通阀3 的第一端口a和第二端口b连通、第三端口c与第四端口d连通，第一压缩机1 排出的高温高压气态经冷凝换热器4换热后被分成两路：一路工质经第一节流阀 5节流后进入蒸发过冷器6(或闪发器)中蒸发吸热，过冷另一路工质；过冷后的另一路工质进入喷射器的工作流体入口e，在喷射器7的作用下，将蒸发换热器10中的低压气态工质混合并提升为中压工质，离开喷射器的出口端g进入汽液分离器8的湿蒸汽被分离成液态工质和气态工质；其中，汽液分离器8中的液态工质被第二节流阀9节流后进入蒸发换热器10中蒸发吸热，然后低压气态工质再次被喷射器的引射流体入口f吸入；汽液分离器中的气态工质，回到第二压缩机2的吸入口经第二压缩机2压缩后，通过第二管路L02进入四通阀的第一端口a，经四通阀的第二端口b排出后，由第十四管路L14送入第七管路L07，之后与由蒸发过冷器6出来的中压工质在第七管路L07中汇合，然后回到第一压缩机1的吸入口，最后进入第一压缩机1中。

[0038] 本文中所描述的具体实施例仅仅是对本实用新型精神作举例说明。本实用新型所属技术领域的技术人员可以对所描述的具体实施例做各种各样的修改或补充或采用类似的方式替代，但并不会偏离本实用新型的精神或者超越所附权利要求书所定义的范围。

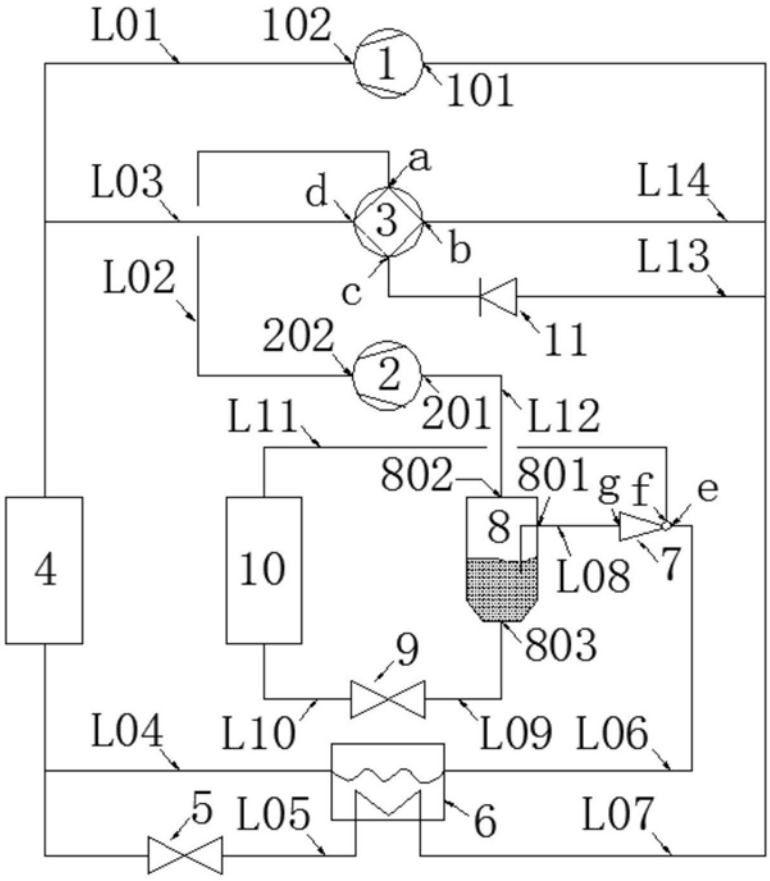

L01
102
1
101
L03
a
d
3
b
L14
L13
L02
c
11
202
2
201
L12
L11
802
801
g
f
e
8
4
10
L08
7
803
9
L04
L10
L09
L06
5
L05
6
L07

图1