

文章编号: 1005-0329(2002)10-0043-04

制冷空调

二氧化碳膨胀机的热力计算与选型分析

马一太 魏东 查世彤 李敏霞

(天津大学, 天津 300072)

摘要: 从往复式、转子式、螺杆式和涡旋式膨胀机的几何结构出发, 对其膨胀过程进行了理论分析, 并研究了各自的运动规律。通过对带有不同类型膨胀机的 CO₂ 跨临界系统进行热力计算, 得出了各种膨胀机的实际功率范围和特征结构尺寸。考虑到超临界二氧化碳的膨胀特性, 提出了理想的 CO₂ 膨胀机应该满足的要求并比较了它们各自的优缺点。

关键词: 二氧化碳; 膨胀机; 跨临界循环; 自然工质

中图分类号: TB653 文献标识码: A

Thermodynamic Calculation and Analysis of Carbon Dioxide Expander

Ma Yitai Wei Dong Zha Shitong Li Minxia

Abstract: From the viewpoint of geometric structure of reciprocating, rotary, scroll, and screw expander, CO₂ expansion process and their movement characteristics were analyzed respectively. On the basis of thermodynamic calculation for CO₂ transcritical system with different expander, the actual recover power and structural size are obtained. Considering the expansion behavior of supercritical CO₂, the general requirements of ideal expander are put forward and the pros and cons of different type of expanders are also compared.

Keywords: carbon dioxide; expander; transcritical cycle; natural refrigerants

1 前言

二氧化碳跨临界制冷热泵循环的一个关键技术是用膨胀机代替节流阀, 这在理论上已经做过充分的讨论^[1]。但在实际系统中如何实现, 还需作进一步的分析。膨胀机从原理和结构上可以和压缩机一一对应, 有速度型、容积型之分, 主要有离心式、活塞式、螺杆式、转子式、涡旋式等不同形式。最合理的结构应是压缩机与膨胀机具有相同类型, 而且压缩机与膨胀机设计成同轴旋转, 这样可以在一个紧凑的结构下, 将膨胀机回收的机械功直接提供给压缩机, 也能较好的解决密封、噪声和振动等问题。许多学者对螺杆膨胀机应用于船舶和大型制冷装置进行了理论分析, 认为其具有很大的潜力, 可在较大冷量条件下取代节流元

件^[2,3]。本文从膨胀机的结构出发, 对上述类型膨胀机进行了对比分析, 得出了不同类型的膨胀机的功率范围和相应结构尺寸, 旨在为研究和设计 CO₂ 膨胀机样机提供理论依据和设计经验。

2 不同类型膨胀机热力性质的计算

2.1 典型工况的确定

二氧化碳跨临界制冷循环通常采用带有回热器的循环, 这不仅增加了单位制冷量, 而且可减少吸气管道的有害过热, 有助于提高系统的性能系数。但在利用膨胀机循环时, 应当取消系统中回热器, 这是因为回热器的本质是在一定程度上回收了节流阀前高压工质的部分有用功, 减小了节流损失。而安装膨胀机的目的就是回收高压工质

收稿日期: 2002-04-05

基金项目: 国家自然科学基金项目(59876028)

高等学校博士学科点专项科研基金课题(D0200105)

膨胀过程的膨胀功, 并提供给压缩机, 因此无需安装回热器。如果有了膨胀机再加上回热器, 系统性能明显下降, 具体计算结果参见文献[4]。因此, 我们设计的带膨胀机的二氧化碳跨临界制冷循环系统图如图 1 所示, 其中压缩机和膨胀机设计成同轴。在技术可行的条件下, 考虑将二者做成一体, 成为半封闭或全封闭式, 以便于解决高压密封问题。

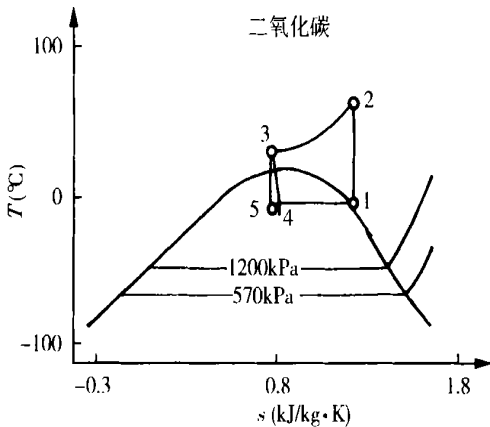
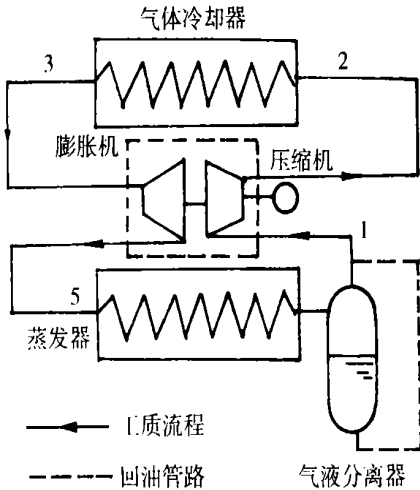


图 2 带膨胀机的 CO₂ 跨临界循环温-熵图

为了便于横向比较, 并充分发挥跨临界循环的特点, 选用蒸发温度为 5℃, 压缩机出口温度为 76.5℃(此时的当量冷凝温度为 55℃)的二氧化碳热泵循环典型工况, 其循环如图 2 所示, 图中 3[→]4 为采用节流阀的等焓过程, 3[→]5 为采用膨胀机的等熵过程, 各点的热力学状态参数如表 1 所示。

2.2 几种形式膨胀机的计算

考虑到 CO₂ 跨临界循环在膨胀机的入口是超临界流体, 在膨胀过程中转变为亚临界的气液两相流体, 并输出膨胀功。这一过程与高压气体或过热高压蒸气膨胀做功有本质的区别, 主要是从

单项流体变为两相流体, 高压液体出现汽化核心, 产生气泡并长大, 通过两相流总体积的膨胀而输出机械功。本设计考虑到 CO₂ 超临界流体的膨胀特点和热物性的变化规律以及膨胀机生产工艺的可行性等诸多因素, 确定了不同类型膨胀机的基本结构尺寸, 在此基础上进行热力计算, 计算中对于每一固定系统, 保持压缩机和膨胀机属于同种类型。下面分别介绍不同类型膨胀机的几何结构尺寸和输气量, 由于离心式膨胀机适合大分子量低压力的工质, 暂不考虑用于二氧化碳作为工质。

表 1 二氧化碳热泵循环典型工况各状态点的热力学参数

	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg·K)	v (m ³ /kg)
1	5.000	3967.633	315.710	1.154543	0.008771
2	76.500	10069.798	351.514	1.154543	0.004269
3	40.900	10069.798	206.673	0.711669	0.001635
4	5.000	3967.633	206.673	0.762554	0.004905
5	5.000	3967.633	192.519	0.711669	0.004403

2.2.1 活塞式

以现有活塞式 CO₂ 压缩机为基础数据, 保持压缩机和膨胀机的转数和行程一致。计算中取压缩机转速 1450r/min, 输气量为 2.7m³/h, 按照公式(1)计算压缩机的气缸直径和活塞行程。然后保持活塞直径不变, 计算膨胀机的活塞行程。

$$V = \frac{\pi}{240} z n D^2 S \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (1)$$

2.2.2 螺杆式

以螺杆直径 50mm, 长度 100mm 为基础数据, 按公式(2)进行压缩机理论输气量计算。取非对称齿型面积利用系数 $C_n = 0.516$, 扭角系数 $C_f = 0.989$, 膨胀机转数 $n = 3000\text{r}/\text{min}$ 。然后保持螺杆直径不变, 计算膨胀机的螺杆长度。

$$V = \frac{\pi}{60} C_f C_n n L D^2 \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (2)$$

2.2.3 转子式

以压缩机气缸直径 60mm, 转子直径 50mm, 长度 20mm 为基础数据, 取 $n = 3000\text{r}/\text{min}$, 按照公式(3)进行理论输气量计算。然后保持气缸直径和长度不变, 计算转子膨胀机的转子直径。

$$V = \frac{\pi}{240} (D^2 - d^2) z n L \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (3)$$

2.2.4 涡旋式

选取涡旋式压缩机的压缩腔数 N 为 3, 涡旋体壁厚 $t = 4\text{mm}$, 基圆半径 $r = 4\text{mm}$, 涡旋体高度 $h = 8\text{mm}$, 则涡旋体的节距 $P = 2\pi r = 0.0377\text{mm}$, 根

据公式(4)计算压缩机的输气量, 然后固定其他条件不变, 计算涡旋式膨胀机的涡旋体高度。

$$V = 60n\mathcal{P}(p - 2t)(2N - 1)h \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (4)$$

结合各类机型的结构特点, 对于压缩机, 取绝热效率 η_{ad} 为 0.8, 电动机效率 η_m 为 0.85, 容积效率 η_v : 活塞式为 0.7, 其它类型为 0.91; 对于膨胀机, 取其效率绝热为效率 η_{exp} 0.65, 容积效率 η_v : 活塞式为 0.7, 其它类型为 0.91, 按照表 2 步骤分别进行计算。

3 计算结果的分析

计算结果如表 3 所示, 由于所选择的各项效率值均来源于实际工作过程, 计算的结果与实际比较吻合, 可以作为实际膨胀机设计的理论依据。从表中可以看出, 由于选择的是一个典型的工况, CO_2 具有相同的膨胀比, 所以回收功的百分比是相同的, 几乎占压缩机耗功的五分之一, 因此说安装膨胀机的效果是非常明显的。 CO_2 超临界流体的膨胀比大约为 2~4, 该工况下理论膨胀比为 $v_5/v_3 = 2.69$, 而压缩机的容积比 $v_1/v_2 = 2.05$ 。相对较小的膨胀比使得 CO_2 膨胀机实现起来更加容易。通过计算, 相应的膨胀机结构尺寸要比同

类型压缩机的小, 活塞式、螺杆式和涡旋式的相应尺寸小一半左右, 而转子式则略有减小。

表 2 膨胀机热力性质计算步骤

单位工质制冷量: $q_0 = h_1 - h_4 (\text{kJ/kg}) \quad (5)$	理论单位工质致热量: $q_k = h_2 - h_3 (\text{kJ/kg}) \quad (6)$
理论压缩功: $w = h_2 - h_1 (\text{kJ/kg}) \quad (7)$	实际压缩功: $w_{red} = \frac{w}{\eta_{ad}} (\text{kJ/kg}) \quad (8)$
实际单位工质致热量: $q_{k, real} = q_0 + w_{red} (\text{kJ/kg}) \quad (9)$	压缩机的理论排量 V : 见公式(1)~(4)
压缩机的实际排量: $V_{real} = \eta_v V (\text{m}^3/\text{s}) \quad (10)$	制冷剂流量: $m = \frac{V_{real}}{v_1} (\text{kg/s}) \quad (11)$
压缩机电机功率: $N_{com} = \frac{mw}{\eta_{ad}\eta_m} (\text{W}) \quad (12)$	膨胀机回收功: $w_{exp} = h_3 - h_5 (\text{kJ/kg}) \quad (13)$
膨胀机实际功率: $N_{exp} = m\eta_{exp}w_{exp} (\text{W}) \quad (14)$	膨胀机实际输气量: $V_{exp, real} = \frac{mw_5}{\eta_v} (\text{m}^3/\text{s}) \quad (15)$
制冷系统的制冷量: $Q_0 = mq_0 (\text{W}) \quad (16)$	制冷系统的致热量: $Q_{k, real} = mq_{k, real} (\text{W}) \quad (17)$
制冷能效比: $EER = \frac{Q_0}{N_{com}} \quad (18)$	$COP_h = \frac{q_{k, real}}{w_{red}} \quad (18)$

表 3 不同类型膨胀机计算结果的比较

	活塞式	螺杆式	转子式	涡旋式
压缩机原设计结构尺寸(m)	活塞行程 0.012	螺杆长度 0.100	转子直径 0.060	涡旋体高度 0.008
膨胀机相对应的结构尺寸(m)	0.006	0.050	0.055	0.0038
制冷量(kW)	7.374	81.536	11.043	32.301
压缩机电机功率(kW)	3.152	34.850	4.720	13.806
膨胀机实际输出功率(kW)	0.551	6.089	0.825	2.412
回收率百分比(%)	17.5	17.5	17.5	17.5

从表中可以看出, 不同类型的膨胀机功率范围不同, 且相差较大, 这就涉及到膨胀机选型的功率匹配问题。螺杆膨胀机适宜有较大冷量的场合, 其相应的压机耗功也较大。本文所设计的结构还相对较小, 如果增大螺杆机的输气量, 其功率还可进一步增大, 对于船舶和大型集中制冷系统比较适合。如果在小冷量范围采用螺杆膨胀机, 则需改变现有的结构, 增加齿数, 减少输气量, 但这需要重新进行设计。文献[1]分析了其作为 CO_2 膨胀机的可行性和技术路线。活塞式和转子式的功率范围比较接近, 适用于家用冰箱空调等小功率装置, 这也是与实际空调装置的压缩机相一致的。

涡旋式膨胀机的功率界于上述二者之间, 对于小型制冷系统比较适合。我国已经形成了比较成熟的涡旋式空调与制冷压缩机设计制造技术, 2.2~5.9kW 的柜式空调用涡旋压缩机已工业化批量生产。根据上面的计算结果, 1~15kW 的制冷装置采用涡旋膨胀机是可行的, 且可以借鉴目前已经采用涡旋式膨胀机系统的经验和成果。

4 二氧化碳膨胀机类型的选择

4.1 二氧化碳膨胀机的总体要求

在 CO_2 跨临界制冷循环中, 冷凝侧压力在临界点以上, 故工质为超流体状态, 其密度与液体的

密度相近,但粘度要比液体小得多,流动性好。根据超流体的物理特性,理想的 CO₂ 膨胀机应具有:

(1) 高压侧压力较高(10MPa 左右),要求膨胀机能够耐高压。

(2) 工质在膨胀区变为气液混合物,膨胀机能适应气液两相流体:一方面转子、气缸等部件应具有耐液击的特性,同时还应有耐气蚀的特性。

(3) 效率高。

(4) 运行稳定、可靠,体积要小,便于应用在民用或车用空调系统。

(5) 具有良好的密封性能。

4.2 不同类型膨胀机的比较

从膨胀机的结构特性和工作条件来考虑,往复式、转子式、螺杆式和涡旋式膨胀机作为 CO₂ 膨胀机都很有前景。除了上文提到的功率匹配问题,它们还各自存在优势和不足:

往复式膨胀机的泄漏较小,但由于进排、气阀的存在而造成阻力损失较大,而排、气阀的控制系统以及相应的零部件还会使得膨胀机体积较大、造价偏高。德国 Dresden 大学研究的 CO₂ 膨胀机样机就是活塞式的^[5],目前难点是膨胀机内气缸的工作寿命问题,两相膨胀过程对气缸的材料和工艺提出了较高要求。

小型制冷空调的 CO₂ 跨临界循环,采用螺杆膨胀机是较为理想的选择。螺杆膨胀机可以较好的处理气液两相流,带液膨胀可改善转子之间密封间隙从而降低流体的流动损失。由于转子之间无接触,不发生摩擦,工作无振动。当螺杆膨胀机的转速较低时可采用滚动轴承,增加了运转的可靠性,提高了膨胀机的效率,加工安装也较为方便。其缺点是需进行新型型面设计,并且加工难度较大,制造精度要求高。

转子式应是比较理想的选择,具有高效率、低成本、可靠性高且易于加工等优点,但相比之下,泄漏量比其他类型要多一些,需要进行适当改进。另外,当高压流体进入吸气腔驱动转子转动时,吸气腔与排气腔的容积在不断变化,在偏心转子转到最高点时,吸气腔与排气腔相通,这时两边压力相等,使得偏心转子不能转动,称之为“死点”,有人提出采用双转子式,两转子转动存在相位差以避免“死点”的出现。作者认为,“死点”问题只会在膨胀开始时出现,因为这时还没有转子旋转的惯性力,需要外界促发^[6]。如将压缩机与膨胀机

同轴联接,膨胀机只提供压缩机的一部分功率,而压缩机还需要电动机的功输入,这时无论任何型式的膨胀机都不存在“死点”问题。

涡旋膨胀机由于运动部件较少而内部摩擦较少,膨胀过程中的噪音、振动较小,效率较高,也是一种较为可行的选择。其不足之处是对于高压运行缺乏经验,要考虑动、静涡盘的不平衡力和内部扭矩的影响,以及强度和泄漏等问题。

5 结论

(1) 考虑到实际的加工工艺,不同类型的膨胀机的功率范围是不同的,因此不同的适用场合应选用不同型式的 CO₂ 膨胀机。

(2) 对于 CO₂ 膨胀机,其膨胀功所占比例较大,在本文计算工况下,占压缩功的 17.5%。

(3) 无论开发研制哪种膨胀机,面临的主要困难是密封与寿命的问题。

参考文献

- [1] 马一太等. CO₂ 跨临界制冷循环中应用两相螺杆膨胀机的理论分析[J]. 工程热物理学报, 2000, 22(2): 137~ 140.
- [2] Larry D. Replacing the expansion valve in a chiller cycle with a helical screw expander Simmons, American Society of Mechanical Engineers, Advanced Energy Systems Division (Publication), 1995, 34.
- [3] Tamura I. et al. Analytical investigation of high-temperature heat pump system with screw compressor and screw expander for power recovery [J]. Energy Conversion and Management, 1997, 38, 10~ 13: 1007~ 1013.
- [4] 王侃宏. CO₂ 跨临界循环的理论分析和实验研究[D]. 天津大学博士学位论文, 2000.
- [5] Peter Heyl. Untersuchungen transkritischer CO₂-Prozesse mit arbeitstender Entspannung-Prozessberechnungen, Auslegung und Test einer Expansions-Kompressions-Maschine, Der Fakultät Maschinenwesen der Technischen Universität Dresden zur Erlangung des akademischen Grades, 1999.
- [6] 魏东. 二氧化碳跨临界循环换热与膨胀机理的研究[D]. 天津大学博士学位论文, 2002.

作者简介: 马一太, 1945 年生, 博士, 教授, 博士生导师, 主要从事应用热力学研究和制冷热泵的环保与节能研究。通讯地址: 300072 天津大学热能研究所。