

# 跨临界二氧化碳制冷系统节流降压形式研究\*

## Research on Throttling Methods of CO<sub>2</sub> Transcritical Refrigeration System

刘军朴 陈江平 陈芝久

(上海交通大学 动力与能源工程学院,200030)

摘要: 针对跨临界二氧化碳制冷系统节流损失大的问题, 本文对膨胀机、涡流管、膨胀阀三种节流形式的制冷系统进行了热力学分析, 结果表明, 膨胀机或者涡流管的膨胀形式可提高系统的 COP, 降低系统不可逆损失, 是以后提高跨临界二氧化碳系统 COP 的重要研究方向。

关键词: CO<sub>2</sub> 膨胀阀 膨胀机 涡流管

### 1 前言

九十年代以来, 以二氧化碳等自然物质作为制冷剂替代化学合成物实现制冷的研究受到特别的关注。2000 年 SAE 汽车空调制冷剂替代研究会议更显示, 跨临界二氧化碳系统在多数工况下的 COP、耗油率、制冷量等指标和 R134a 系统不相上下, 某些工况甚至优于 R-134a 系统。

国内目前也有多家研究机构开始从事这方面的研究, 但由于刚刚起步和缺乏充足的资金资助, 大部分尚处于理论研究。上海交通大学车用空调研究中心和易初通用压缩机公司合作, 自行研制开发了第一代 CO<sub>2</sub> 压缩机、蒸发器、气冷器和中间热交换器, 并搭建起了国内第一个 CO<sub>2</sub> 汽车空调系统实验台, 于 2001 年 8 月开始试运行, 系统中节流机构暂时采用手动针阀调节, 适合 CO<sub>2</sub> 系统的膨胀阀正在研制之中, 专门的 CO<sub>2</sub> 系统节流机构特性实验台也在搭建之中。

CO<sub>2</sub> 作为制冷剂有很多得天独厚的优点, 天然存在、无毒、不易燃、单位容积制冷量高等, 然而, 由于 CO<sub>2</sub> 的临界温度只有 31 度, 其冷却放热过程一般工作在临界温度以上, 也就是所谓的跨临界循环, 跨临界 CO<sub>2</sub> 循环系统的高压侧压力在 100bar 左右, 低压侧压力在 30-40bar 之间, 通过节流元件的压差达 70bar, 节流损失比常规制冷循环大得多。

蒸汽压缩制冷循环有效能损失主要包括冷凝器与蒸发器温差传热引起的有效能损失、压缩机不可逆压缩损失、制冷工质流经节流膨胀元件时所产生的节流损失。对于跨临界 CO<sub>2</sub> 循环来说, 由于其理论 COP 较现在的 R22 和 R134a 低, 改进节流装置, 减少这部分的不可逆损失可以提高循环性能系数。如何减少这些能量损失成为进一步提高 CO<sub>2</sub> 系统 COP 的关键。因此, 本文将对几种采用不同膨胀方式的 CO<sub>2</sub> 系统进行研究。

### 2 三种膨胀方式的循环理论分析

#### 2.1 膨胀机膨胀方式的循环分析

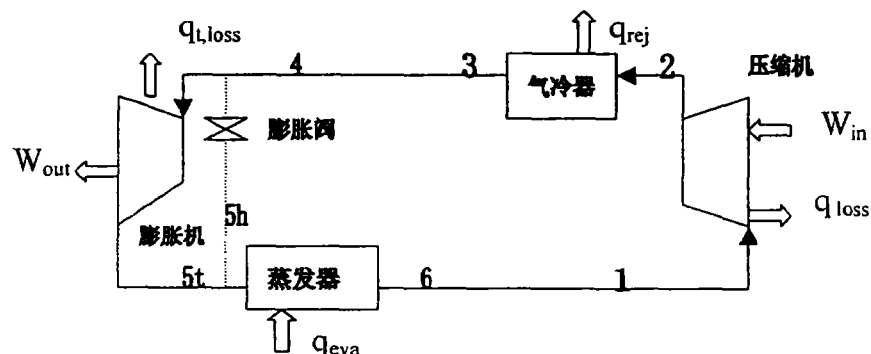


图 1. 采用不同节流 (膨胀) 机构的二氧化碳跨临界循环系统

\* 本文由国家自然科学基金 (50006007) 及上海市汽车工业科技发展基金资助

图 1 中, 过程 1-2-3-4-5h-6-1 是采用膨胀阀的 CO<sub>2</sub> 循环, 过程 1-2-3-4-5t-6-1 是采用膨胀机的 CO<sub>2</sub> 循环所示。跨临界循环的过热损失和节流损失都比较大, 尽管采用回热循环并调节最佳压缩比可得到较大 COP, 它比常规循环的制冷系数还要低约 25%, 其中最主要的原因是节流损失较大。采用膨胀机代替节流阀情况会有很大改变。这种系统接近理想卡诺循环, 理论上无节流损失, 图 2—图 3 中, 5h 代表的是膨胀阀的等焓膨胀过程, 5s 代表的是理想膨胀机的等熵膨胀过程, 5t 代表的是实际膨胀机的膨胀过程。

理论循环的各部分能量交换按以下公式计算:

$$\text{单位制冷量: } q_{eva} = h_6 - h_5 \quad (1)$$

$$\text{压缩机输入功: } W_{in} = h_2 - h_1 - q_{c,loss} \quad (2)$$

$$\text{气冷器带走热量: } q_{rej} = h_3 - h_2 \quad (3)$$

$$\text{回热器换热量: } q_{int} = h_3 - h_4 = h_1 - h_6 \quad (4)$$

$$\text{系统能量平衡方程: } q_{eva} + W_{in} = q_{rej} + q_{c,loss} \quad (5)$$

$$\text{COP 定义为: } COP = \frac{q_{eva}}{W_{in}} \quad (6)$$

$$\text{对于膨胀机膨胀过程, 回收功 } W_{out} = h_5 - h_4 - q_{t,loss} \quad (7)$$

$$\text{而膨胀阀过程回收功: } W_{out} = 0 \quad (8)$$

$$\text{系统净输入功: } W_{net} = W_{in} - W_{out} \quad (9)$$

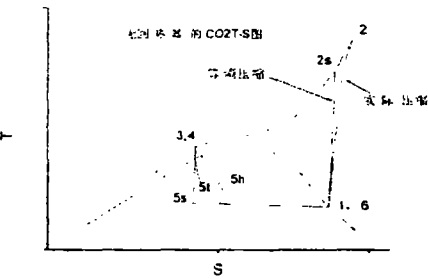


图 2 无回热器 CO<sub>2</sub>T-S 循环图

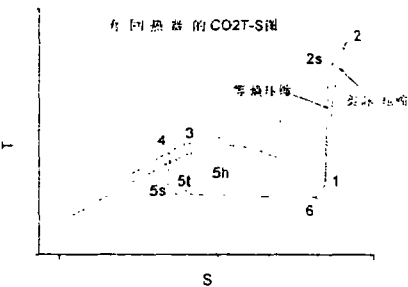


图 3 有回热器的 CO<sub>2</sub>T-S 循环图

## 2. 2 涡流管膨胀方式的循环分析

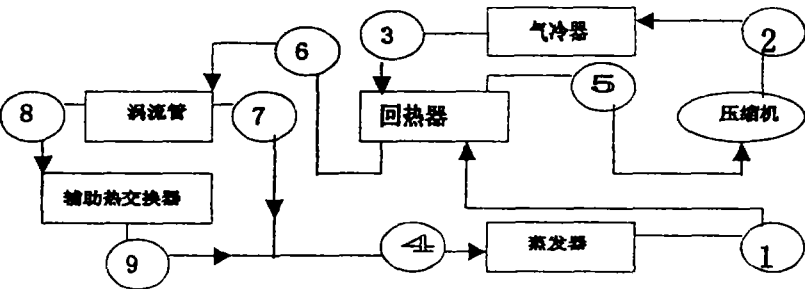


图 4 涡流管膨胀方式的 CO<sub>2</sub> 循环示意图

利用涡流管的能量分离效应: 高压气流通过进口喷嘴切向进入涡流管, 形成一类似轴对称的涡流, 冷气从进口喷嘴端的一个中央孔排出, 而在管的另一端, 热气流贴管壁排出。涡流管的能量分离效应机理到目前为止还不是很清楚, 普遍认为这是由于贴近管壁的气流速度和处于管中央的气体速度之间存在着速度差, 引起二者之间发生机械能的交换。

系统装置流程如图 4，涡流管和辅助热交换器代替原有的等焓膨胀阀，从涡流管热端来的过热气体经过一辅助热交换器放出热量后和冷端的饱和液体混合进入蒸发器。假设涡流管内发生的过程是绝热过程，即涡流管和环境没有发生热交换，即：

$$\dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_8 h_8 \tag{10}$$

当涡流管热端的过热气体温度超过环境温度时，一部分热量可以通过辅助热交换器散发到大气中去，则：

$$\dot{m}_9 h_9 < \dot{m}_8 h_8 \tag{11}$$

$$\dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_9 h_9 < \dot{m}_6 h_6 \tag{12}$$

状态 4 的焓值低于状态 6 的焓值，和等焓节流过程相比，其蒸发器进口的焓值低，涡流管膨胀装置的制冷量及循环 COP 都得到了提高。

然而，使涡流管热端的过热气体温度超过环境温度，还需要考虑涡流管的效率问题。涡流管膨胀过程的效率定义为：

$$\eta_{\text{vort}} = 1 - \frac{X_{\text{vv}}}{X_{\text{iv}}} \tag{13}$$

其中  $X_{\text{vv}}$  代表涡流管热端的  $\text{CO}_2$  气体质量百分比， $X_{\text{iv}}$  代表的是等焓节流过程后  $\text{CO}_2$  气体质量含量， $X_{\text{vv}}$  越小，涡流管的效率越高。涡流管效率的提高还受到热力学第二定律的限制：

$$\dot{S}_w = \dot{m}_7 s_7 + \dot{m}_8 s_8 - \dot{m}_6 s_6 \geq 0 \tag{14}$$

当过程熵增为零时，涡流管的效率达到最大值。计算得到涡流管的最大效率  $\eta_{\text{max}}=0.5$ ，也就是说涡流管的效率只能在 0-0.5 范围内变化。

### 3 三种膨胀方式的性能对比

假设系统在稳态工况，系统内管路及热交换器内的摩擦压降可忽略。根据以上一系列理论计算公式，采用相同的工作参数（表 1），对膨胀阀、膨胀机及涡流管三种膨胀过程进行计算，结果见图 3，当涡流管的效率为 0.2 时，循环的 COP 和等焓膨胀过程的 COP 相等，在 0.2-0.5 之间，循环的 COP 几乎以高于等焓过程 13% 的增长率增长，涡流管效率为 0.3 时，膨胀机膨胀过程的 COP 和涡流管循环的 COP 相等。

图 4 是中间换热器的采用对三种膨胀方式循环的影响，模拟计算时膨胀机的效率取 0.5，涡流管的效率取 0.3。由图可以看出，中间换热器对采用膨胀阀的循环影响最大，在中间换热器的效率为 100% 时循环的 COP 可以比不用中间换热器的提高近 20%，而采用膨胀机的循环加中间换热器时没有改善系统的性能，反而使系统的性能略为下降；采用涡流管的循环加中间换热器时系统的性能有所提高。

表 1 工作参数表

蒸发温度 (℃)	蒸发器过热 度 (℃)	气冷器冷却 压力(bar)	气冷器出口 温度 (℃)	压缩机效率	内部热交换 器效率
-5	5	100	45	0.8	0.7

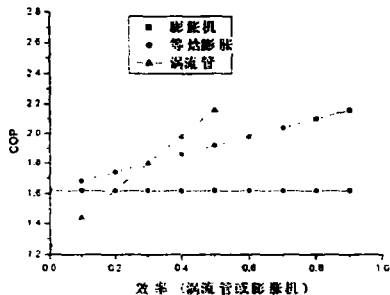


图 5 三种膨胀方式 COP 对比

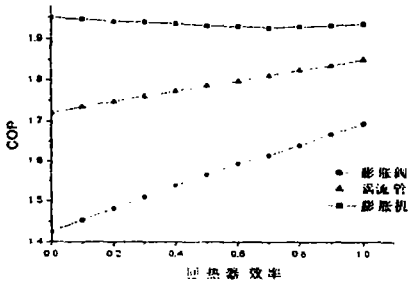


图 6 回热器对三种膨胀方式的循环影响

对三种膨胀过程的循环不可逆损失分析表明,采用效率为 0.6 的膨胀机代替膨胀阀,循环总的不可逆损失下降了 26%,采用膨胀阀的循环过程中,膨胀阀的节流不可逆损失占总不可逆损失的 38%,膨胀机代替膨胀阀后,这部分不可逆损失降为 25%。效率为 0.4 的涡流管取代膨胀阀,总的不可逆损失下降了 20%。详细的不可逆损失百分比见表 2,总损失列表中以膨胀阀循环的损失为基准,定为 1。

表 2 不可逆损失分布

	压缩机	节流机构	冷却器	蒸发器	总损失
采用膨胀阀循环	0.29	0.38	0.28	0.06	1.00
膨胀机循环	0.37	0.25	0.30	0.08	0.74
涡流管膨胀循环	0.35	0.28	0.31	0.06	0.80

4 结论

膨胀阀、膨胀机、涡流管三种膨胀方式进行了热力学对比分析,结果表明,采用膨胀机和涡流管的膨胀形式都可以提高系统的 COP。受热力学第二定律限制,涡流管的最大效率可达 0.5,当涡流管的效率为 0.2 时,系统的 COP 和采用膨胀阀的循环 COP 相等,0.2~0.5 的范围内,可提高系统 COP 达 37%。涡流管效率为 0.30 时,系统的效率和采用膨胀机的系统 COP 相等。

对三种膨胀方式的系统进行不可逆损失分析表明,涡流管和膨胀机都可以有效地降低系统的不可逆损失,减少节流机构引发的不可逆损失。

从实际应用角度考虑,膨胀阀机构最为简单,膨胀机最复杂,另外,采用膨胀机或者涡流管的系统还需要解决冷量控制问题。然而,从长远的提高系统效率的方面出发,涡流管和膨胀机代替膨胀阀的研究有着很大的研究意义。

参考文献

1. Douglas M.Robinson\* and Eckhard A.Groll, Efficiencies of transcritical CO<sub>2</sub> cycles with and without an expansion turbine. Int J.Refrig. Vol.21.No.7.pp.577-589,1998

2. P.HEYL, H.QUACK, Free Piston Expander-Compressor for CO<sub>2</sub>—Design, Applications and Results, 20<sup>th</sup> International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney,1999.

3. D.Li, J.S.Baek, Thermodynamic Analysis of Vortex Tube and Work Output Expansion Devices for the Transcritical Carbon Dioxide Cycle, IIR/IIF Commission B1,B2,E1, and E2 Purdue University, USA-2000

4. 范晓伟等, 一种新型蒸汽压缩/喷射混合制冷循环的探讨, Vol.30 No.5 May 1996,西安交通大学学报.

5. Jostein Pettersen, an Efficient New Automobile Air-Conditioning System Based on CO<sub>2</sub> Vapor Compression, ASHRAE Transactions: symposia.