

文章编号: 1671-6612 (2025) 04-584-07

# 压缩空气多级膨胀制冷系统的最优工作状态分析

刘 雪 马国远 荣维来

(北京工业大学机械与能源工程学院 北京 100124)

**【摘 要】** 由于传统人工制冷剂破坏大气臭氧层, 并产生温室效应, 因此用自然工质替代合成工质越来越受到国内外制冷界的重视。对此介绍了一种新的压缩空气多级膨胀制冷系统, 压缩空气依次通过膨胀机膨胀做功、喷淋室制冷, 且系统最终出口的冷空气能送入室内进一步制冷。利用热力学原理计算出膨胀比比值、进气温度/湿度与有效膨胀功变化间的关联。结果表明: 当膨胀比的比值  $m=1$  时取得最佳总制冷量, 当  $m<1$  时取得最高有效膨胀功, 且有效膨胀功随  $m$  的增加而减少。当压缩空气进气温度  $t_0$  由  $20^{\circ}\text{C}$  升高至  $30^{\circ}\text{C}$ , 进气相对湿度  $\phi$  由  $40\%$  升高至  $60\%$  时, 有效膨胀功均随着进气温度/相对湿度的升高而逐渐降低, 呈现负相关性。在实际系统设计过程中, 可综合考虑以上影响因素, 提升系统制冷效率。

**【关键词】** 压缩空气膨胀制冷; 多级压缩; 有效膨胀功

中图分类号 TB61+4/TB65 文献标志码 A

## Analysis of the Optimal Working Condition of the Compressed Air Multistage Expansion Refrigeration System

Liu Xue Ma Guoyuan Rong Weilai

(School of Mechanical and Energy Engineering, Beijing University of Technology, Beijing, 100124)

**【Abstract】** Because the traditional artificial refrigerant destroys the atmospheric ozone layer and produces the greenhouse effect, the replacement of synthetic working fluid with natural working fluid has attracted more and more attention from the refrigeration circles at home and abroad. In this paper, a new compressed air multi-stage expansion refrigeration system is introduced, in which the compressed air is successively expanded by the expander for work and refrigerated in the spray chamber, and the cold air from the final outlet of the system can be sent into the room for further refrigeration. The thermodynamic principle is used to calculate the correlation between the expansion ratio ratio, inlet temperature/humidity and the change of effective expansion work. The results show that the best total cooling capacity is obtained when the ratio of the expansion ratio is  $m=1$ , and the highest effective expansion work is obtained when  $m<1$ , and the effective expansion work decreases with the increase of  $m$ . When the inlet air temperature of compressed air increases from  $20^{\circ}\text{C}$  to  $30^{\circ}\text{C}$  and the relative humidity  $\phi$  of the inlet air increases from  $40\%$  to  $60\%$ , the effective expansion work gradually decreases with the increase of inlet temperature/relative humidity, showing a negative correlation. In the actual system design process, the above influencing factors can be comprehensively considered to improve the cooling efficiency of the system.

**【Keywords】** Compressed air expansion refrigeration; Multi-stage compression; Effective expansion work

## 0 引言

压缩空气制冷技术的理论基础可追溯至 19 世

纪热力学研究的突破, Gorrie 基于焦耳-汤姆逊效应提出气体膨胀制冷原理, 标志着该技术从理论走

作者简介: 刘 雪 (1999.10-), 女, 在读硕士研究生, E-mail: 1399144792@qq.com

通讯作者: 马国远 (1963.09-), 男, 教授, E-mail: magy@bjut.edu.cn

收稿日期: 2025-02-14

向工程实践。与传统蒸气压缩制冷依赖化学工质的相变吸热不同,压缩空气通过其压缩和膨胀过程实现热量的转移,其冷量通过换热器传递至目标空间,达到制冷效果。这一特性使其天然具备零臭氧消耗潜能(ODP)与低全球变暖潜能(GWP),在《蒙特利尔议定书》实施后逐渐受到关注。

压缩空气储能技术<sup>[1,2]</sup>是利用电网负荷低谷时的剩余电力压缩空气,并将其储藏在高压密封设施内。在用电高峰时,释放高压空气驱动燃气轮机发电。具体来说,压缩空气蓄能系统可以利用储存的高压空气的膨胀功和膨胀后的低温空气进行制冷。这种技术结合了常规的空气制冷系统和压缩空气蓄能系统,形成一种新型制冷系统。此外,这种技术还可以解决光伏和风电等不稳定可再生能源发电并网难的问题<sup>[3-5]</sup>,提高能源利用率。压缩空气储能(CAES)作为平衡电力供需的可行技术,目前需要克服的是引入可再生能源时的间歇性问题<sup>[6,7]</sup>。然而,商业开发的压缩空气储能系统的往返效率(RTE)仍然很低(约54%),需要进一步改进。

Yat Huang Yau<sup>[8]</sup>开发了一种混合低温冷却系统,该系统集成了用于预冷的空气循环冷却子系统和用于后冷的低温氢冷却子系统。Haoran Gan<sup>[9]</sup>提出的基于有机朗肯蒸汽压缩的空气压缩系统(ORVC-ACS)和基于吸收制冷的空气压缩系统(ARS-ACS),为低温空气分离装置中余热回收系统的配置选择和优化设计提供指导。Zhihua Wang<sup>[10]</sup>提出了一种新型的空气源热泵系统耦合储液气液分离器,在制冷模式下,22~38℃的环境温度下,系统的COP为3.28~3.04。研究趋势表明,通过多技术耦合(如热力学循环整合、余热利用)和关键部件优化(如储液分离器),可显著提高压缩空气制冷系统能效与工况适应性,但系统复杂性与成本控制仍是挑战。

目前关于压缩空气储能的文章较多,但压缩空气制冷应用的文章较少。本文提出了一种新型的利用压缩空气膨胀制冷系统,创新的提出了膨胀比组合的概念,分析了不同压缩空气初始压力下的系统性能参数,为制冷系统的高效设计提供了新思路,具有重要的理论意义和应用价值。系统内压缩空气依次通过膨胀机膨胀做功、喷淋室制冷,系统终端出口的冷空气能送入室内进一步制冷。其旨在设置

不同的膨胀比,利用压缩空气多次膨胀提高制冷量,不需要其他制冷剂,仅通过简单的系统循环设计实现压缩空气膨胀制冷。利用公式根据“试算法”,以系统最大制冷量为目标,计算了系统总制冷量随设计最优膨胀比组合的变化趋势。

## 1 系统模型与理论计算方法

### 1.1 空气多级混合压缩-膨胀制冷系统

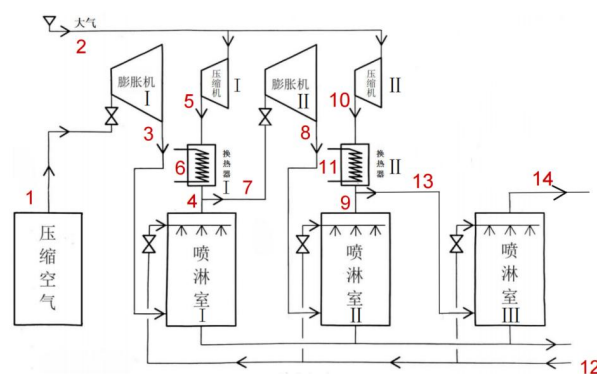


图1 空气多级混合压缩-膨胀制冷系统特性研究流程图

Fig.1 Flow chart of the characteristics of the air multistage hybrid compression-expansion refrigeration system

图1为压缩空气膨胀制冷系统的流程图:

(1) 1-3为压缩空气在膨胀机中第一次的膨胀过程,4-12bar的压缩空气先进入膨胀机I进行膨胀,压缩空气温度降低、压力下降。其中,压缩空气温度 $t_0$ 为30℃、相对湿度为50%、流量为725.58m<sup>3</sup>/h。

(2) 3-4、8-9为降压后的压缩空气进入喷淋室I、II与喷淋水12进行热湿交换,压缩空气增温增湿,喷淋水的水温为18℃。

(3) 2-5、2-10是另一支路的一个大气压下的空气进入压缩机I、II,压缩机与膨胀机共轴,压缩机由膨胀机驱动,出口为高温高压空气,其中大气压下的空气温度为30℃、相对湿度为50%、流量为279.07m<sup>3</sup>/h。

(4) 5-6、10-11为通过换热器I、II利用高温高压空气中的热量。

(5) 4与6两个支路混合为干路7,9与11两个支路混合为干路13。

(6) 7-8为干路混合湿空气进入下一级的膨胀机II进行第二次膨胀。

(7) 13-14 为从喷淋室Ⅱ出来的压缩空气继续进入喷淋室Ⅲ, 充分利用较低温度的空气的冷量, 然后将从 14 出来的最终冷空气送入室内, 与室内 26℃ 的空气进行冷量交换。

## 1.2 膨胀机的热力计算

热力计算<sup>[1]</sup>的目的是求得各状态点的参数: 压力、温度、含湿量、焓和熵, 以及制冷机性能的参数: 压缩功、膨胀功、制冷量、循环功和制冷系数。根据热力学理论, 对于湿空气, 独立的状态参数有三个, 即只要知道了状态点的三个独立的状态参数, 就可以求出其他状态参数, 从而完全确定该状态。知道了流程中各状态点的参数后, 还可以很容易地求出各个性能参数。

### 1.2.1 膨胀机入口压缩空气参数

因为工质在膨胀机入口处于未饱和状态, 在温度 0~200℃ 范围内 (标准大气压), 饱和水蒸气的分压力  $P_{q1}$  计算公式如式 (1) 所示。

$$\ln P_{q1} = \frac{C_1}{T_1} + C_2 + C_3 + C_4 T_1^2 + C_5 T_1^3 + C_6 \ln T_1 \quad (1)$$

式中: 常数  $C_1 = -5800.2206$ ;  $C_2 = 1.3914993$ ;  $C_3 = 0.04860239$ ;  $C_4 = 4.1764768 \times 10^{-5}$ ;  $C_5 = -1.4452093 \times 10^{-8}$ ;  $C_6 = 6.5459673$ 。

根据  $t_1$  计算可得到  $P_{q1}$ , 用含湿量的计算公式可求出含湿量  $d_1$ , g/kg。

$$d_1 = \frac{622 P_{q1}}{(P_1 - P_{q1})} \quad (2)$$

式中:  $P_1$  为压缩空气的压力。

根据混合气体的焓的计算式可求出  $h_1$ 。

$$h_1 = 1.005t + 0.001d(2490 + 1.84t) \quad (3)$$

膨胀机入口的熵值  $s_1$  可用式 (4) 计算。

$$s_1 = s_a^0 - R_a \ln \left( \frac{P_1 - P_{q1}}{P_0} \right) + \frac{d_1}{d_{1w}} + \frac{d_{1w} s_{1w}}{10} \quad (4)$$

式中: 气体常数  $R_a = 0.287$ ; 大气压力  $P_0 = 101.325 \text{ Pa}$ 。

### 1.2.2 膨胀机出口湿空气参数

在膨胀器的出口温度低于 0℃ 时, 工质中有粒状或雪花状的冰存在, 空气处于干饱和状态 (空气中的水蒸气含量达到其最大可能值, 即空气中的水蒸气压力等于该温度下的饱和蒸汽压), 此时干饱和状态下 0℃ 空气的水蒸气分压力为 1.03kPa, 含

湿量为 0.64g/kg 干空气。出口湿空气的熵值有关系式:

$$s_2 = s_{2a}^0 - R_a \ln \left( \frac{P_2 - P_{q2}}{P_0} \right) + \frac{d_{2w}}{100} s_{2w} + \frac{d_1 - d_{2w}}{1000} s_{2w} \quad (5)$$

计算假设膨胀机进出口空气为理想状态, 利用等熵条件, 使得膨胀机入口熵值=膨胀机出口熵值, 即令:

$$s_1 = s_2 \quad (6)$$

在 (3)、(4)、(5) 和 (6) 关系式中, 有许多和温度有关的不独立未知数, 都只有在知道了温度后才能查表得到, 因此还必须用试凑法计算。具体步骤:

(1)  $t_2$  根据《混合工质制冷技术》手册附录查表得  $s_{2a}^0$ 、 $s_{2w}$  和  $p_{1w}$ , 并计算出  $d_2$ ;

(2) 根据  $s_1 = s_2$  用试凑法求得  $t_2$ , 使得式 (4) 和 (6) 右边相等, 把步骤 (1) 中所得的相应数值代入。膨胀机不喷水, 所以  $d_{1w} = 0$ , 即 (4) 式右边最后一项为 0;

(3) 根据式 (3) 求出  $h_2$ 。

### 1.2.3 系统性能参数

有效膨胀功:

$$W_p = c \eta_z Q_m (t_{p1} - t_{p2}) \quad (7)$$

式中:  $\eta_z$  为轴效率;  $c$  为空气的比热容, 1.003kJ/(kg·K);  $Q_m$  为压缩空气的质量流量, kg/s;  $t_{p2}$  为膨胀机出口温度, °C;  $t_{p1}$  为膨胀机进口温度, °C。

压缩功:

$$W_y = c Q_m (t_{y2} - t_{y1}) \quad (8)$$

式中:  $t_{y2}$  为压缩机出口温度, °C;  $t_{y1}$  为压缩机进口温度, °C。

冷水制冷量  $Q_1$  指压缩空气在喷淋室Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ中的制冷量之和:

$$Q_1 = Q_m (h_2 - h_1) \quad (9)$$

式中:  $Q_m$  为压缩空气的质量流量, kg/s;  $h_1$  为喷淋室进口的湿空气的焓值, J/kg;  $h_2$  为喷淋室出口的湿空气的焓值, J/kg。

室内新风制冷量  $Q_x$  指从 14 出来的最终冷空气送入室内, 与室内 26℃ 的空气进行冷量交换的制冷量。

$$Q_x = 1.006 Q_m (26 - t_{\text{终}}) \quad (10)$$

式中:  $t_{终}$  为从系统终端 14 出来的冷空气温度,  $^{\circ}\text{C}$

总制冷量为冷水制冷量  $Q_1$  与室内新风制冷量  $Q_x$  之和。

$$Q = Q_1 + Q_x \quad (11)$$

## 2 计算结果及分析

### 2.1 膨胀比比值对有效膨胀功及总制冷量的影响

利用文中所建立的模型,通过试算法可以计算出 4~12bar 在不同膨胀比设计方案中的有效膨胀功及总制冷量的大小。

$m$  的定义:当有两组膨胀机时,膨胀比的比值  $m=P_1/P_2$ ;当有三组膨胀机时,膨胀比的比值  $m=P_1/P_2/P_3$ 。

式中:  $P_1$  为一级膨胀比;  $P_2$  为二级膨胀比;  $P_3$  为三级膨胀比。当一级膨胀比等于二级膨胀比(等于三级膨胀比)的比值时,  $m$  为 1。

以压缩空气压力 4bar 为例,系统采用两个涡轮增压器,分两级膨胀。方案二前后膨胀比相同,当方案二前后膨胀比相等时,即令  $m=1$ ,在表 1 中表示为  $2 \times 2$ ;方案一中第一膨胀比小于第二膨胀比;方案三中,第一膨胀比大于第二膨胀比。当方案一设定为递增膨胀比时,即令  $m<1$ ,在表 1 中表示为  $1.6 \times 2.5$ ,指系统第一个膨胀机膨胀比为 1.6,第二个膨胀机膨胀比为 2.5;当方案三设定为递减膨胀比时,即令  $m>1$ ,表 1 中表示为  $2.5 \times 1.6$ 。以此类推,4~12bar 分别设计三种不同膨胀比方案,如表 1 所示。

表 1 4~12bar 不同膨胀比设计方案

Table 1 Design scheme of different expansion ratios of 4~12bar

| 压缩空气的初始压力 | 设计方案                         |                                   |                              |
|-----------|------------------------------|-----------------------------------|------------------------------|
|           | 方案一                          | 方案二                               | 方案三                          |
| 4bar      | $1.6 \times 2.5$             | $2 \times 2$                      | $2.5 \times 1.6$             |
| 6bar      | $2 \times 3$                 | $2.45 \times 2.45$                | $3 \times 2$                 |
| 8bar      | $1.6 \times 2 \times 2.5$    | $2 \times 2 \times 2$             | $2.5 \times 2 \times 1.6$    |
| 10bar     | $2 \times 2.154 \times 2.3$  | $2.154 \times 2.154 \times 2.154$ | $2.3 \times 2.154 \times 2$  |
| 12bar     | $2.2 \times 2.29 \times 2.4$ | $2.29 \times 2.29 \times 2.29$    | $2.4 \times 2.29 \times 2.2$ |

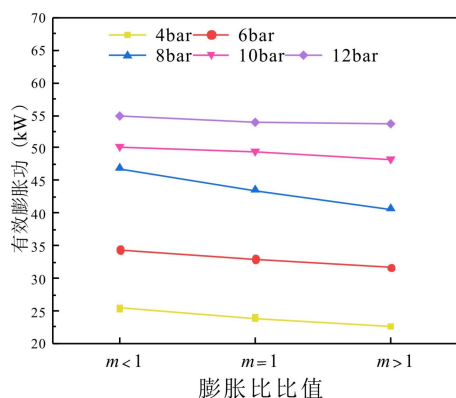


图 2 膨胀比比值对有效膨胀功的影响

Fig.2 Effect of expansion ratio on effective expansion work

图 2 中显示了系统膨胀功随膨胀比比值的变化。由图 2 可得,在不同膨胀比比值变化中,方案一中系统存在最大有效膨胀功,且有效膨胀功随着  $m$  的增加而减少。当系统中有三个膨胀机时,即压缩空气初压为 8bar、10bar、12bar 的方案中,10bar、

12bar 系统设计的膨胀比之差最大为 0.1~0.2, 8bar 系统设计的膨胀比之差最大为 0.9。因此,压缩空气初压为 10bar、12bar 时,同等压力下不同  $m$  间有效膨胀功的差值范围为 1.3~2.9kW 左右,但当初压为 8bar 时,此压力下不同  $m$  间有效膨胀功间的最大差值为 6.2kW,比 10bar、12bar 的压缩空气有效膨胀功的差值高 4.9~3.3kW。在设计工况下,递增膨胀比  $m<1$ 、等膨胀比  $m=1$  和递减膨胀比  $m>1$  之间,有效膨胀功的斜率较为一致,与膨胀比比值  $m$  改变基本呈线性减少关系。当方案为递增膨胀比  $m<1$  时,有效膨胀功最高,系统性能更优越。

图 3 为不同膨胀比比值  $m$  与制冷量之间的关系,当  $m=1$  时,系统的总制冷量(冷水制冷量加室内新风制冷量)最高,4~8bar 的压缩空气方案中膨胀比递减  $m>1$  时的制冷量均高于膨胀比递增  $m<1$  时的制冷量,10、12bar 的压缩空气方案中膨胀比递增  $m<1$  时的制冷量高于膨胀比递减  $m>1$  时的制冷量,其原因为初始压力较大,系统中最后一

个膨胀机出口温度较低,从而使得制冷量略大。在多级膨胀制冷循环中,正确合理地选择中间压力,可以使所设计的循环具有较高的经济性,且此时系统的各个膨胀比均一致实验更方便,此研究结果为设计压缩空气制冷系统提供理论依据。

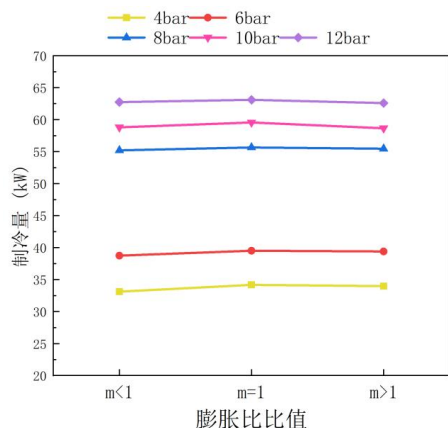


图3 膨胀比比值对制冷量的影响

Fig.3 Effect of expansion ratio on refrigeration capacity

## 2.2 膨胀机数量对有效膨胀功及总制冷量的影响

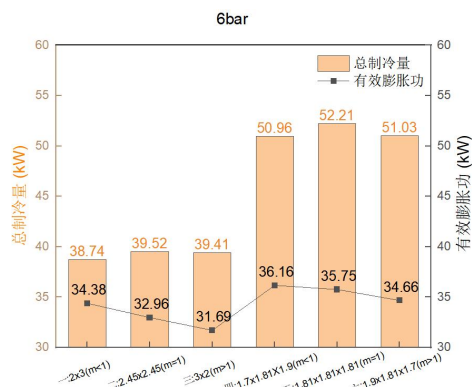


图4 膨胀机数量对有效膨胀功及总制冷量的影响

Fig.4 The effect of the number of expanders on the effective expansion work and total cooling capacity

以6bar为例,在不同膨胀比比值方案一2×3、方案二2.45×2.45、方案三3×2、方案四1.7×1.81×1.9、方案五1.81×1.81×1.81、方案六1.9×1.81×1.7下,膨胀比排列顺序和膨胀机数量对有效膨胀功及总制冷量的影响如图4所示。

由图4可得,系统中膨胀机的个数不影响最高有效膨胀功和最大总制冷量。无论系统中有两个膨胀机或是三个膨胀机,对于总制冷量和有效膨胀功各自的大小顺序影响均为一致。所以当膨胀比比值 $m < 1$ ,即系统中膨胀机的膨胀比依次增加时,取得

最高有效膨胀功;但当 $m=1$ ,即系统中膨胀机的膨胀比相同时,取得最佳总制冷量。当系统中有三个膨胀机时,总制冷量和有效膨胀功均高于有二个膨胀机的系统。

膨胀比比值由 $m < 1$ 变为 $m > 1$ ,有效膨胀功呈现一直降低、线性减小的趋势,当系统中有两个膨胀机时,方案间的有效膨胀功的最大差值为2.7kW左右,当系统包括三个膨胀机时,方案间的有效膨胀功的最大差值为1.4kW左右,比有两个膨胀机的系统有效膨胀功的最大差值小。其主要原因是,三个膨胀机之间的膨胀比较为接近,从而使其有效膨胀功相差较小。随着由 $m < 1$ 变为 $m > 1$ ,对于总制冷量则呈现先增加后减小的趋势,且与有效膨胀功的相比,总制冷量间的差值较小,变化较为稳定。

## 2.3 进气温度、湿度对有效膨胀功量的影响

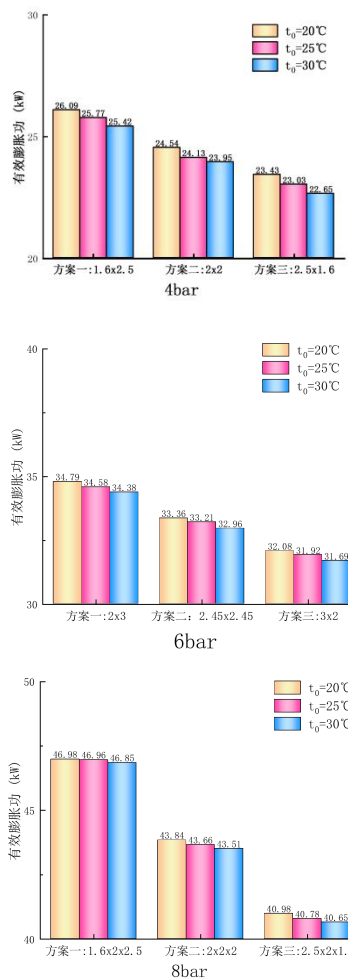


图5 压缩空气进气温度对有效膨胀功的影响

Fig.5 Effect of compressed air inlet temperature on effective expansion work



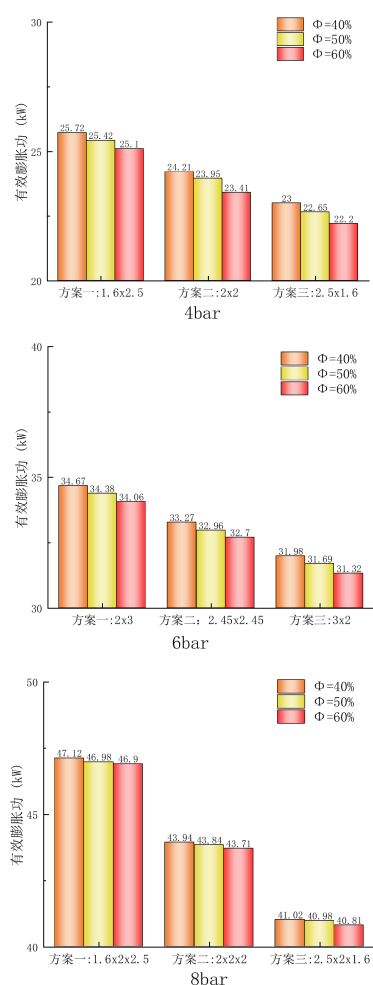


图 6 压缩空气进气湿度对有效膨胀功的影响

Fig.6 Effect of compressed air inlet humidity on effective expansion work

4~8bar 在不同压缩空气进气温度  $t_0=20^{\circ}\text{C}$ 、 $25^{\circ}\text{C}$ 、 $30^{\circ}\text{C}$  和不同压缩空气进气相对湿度  $\Phi=40\%$ 、 $50\%$ 、 $60\%$  下, 对有效膨胀功的影响如图 5、6 所示。不同的压缩空气进气温度和相对湿度, 对有效膨胀功的影响较为一致。最佳有效膨胀功与进气温度/湿度呈现负相关性, 当进气温度/湿度较低时, 有效膨胀功越高。

如图 5 所示, 当相对湿度  $\Phi=50\%$  保持不变时, 对于  $t_0=20\sim 30^{\circ}\text{C}$  的进气温度, 不同初始压力  $P_1=4\text{bar}$ 、 $6\text{bar}$ 、 $8\text{bar}$  下的有效膨胀功均随着进气温度的升高而逐渐降低, 其中对于初始压力  $P_1=4\text{bar}$ , 方案中不同温度间有效膨胀功的差值一般在  $0.3\sim 0.4\text{kW}$  左右; 对于  $P_1=6\text{bar}$ , 方案中不同温度间有效膨胀功的差值一般在  $0.2\sim 0.3\text{kW}$  左右; 对于  $P_1=8\text{bar}$ , 方案中不同温度间有效膨胀功的差值一

般在  $0.02\sim 0.2\text{kW}$  左右。

如图 6 所示, 当压缩空气进气温度  $t_0=30^{\circ}\text{C}$  保持不变时, 对于  $\Phi=40\%\sim 60\%$  的进气湿度, 不同初始压力  $P_1=4\text{bar}$ 、 $6\text{bar}$ 、 $8\text{bar}$  下的有效膨胀功均随着进气湿度的增大而逐渐减少, 其中对于初始压力  $P_1=4\text{bar}$ , 方案中不同湿度间有效膨胀功的差值在  $0.3\sim 0.54\text{kW}$  左右; 对于  $P_1=6\text{bar}$ , 方案中不同湿度间有效膨胀功的差值在  $0.19\sim 0.38\text{kW}$  左右; 对于  $P_1=8\text{bar}$ , 方案中不同湿度间有效膨胀功的差值在  $0.03\sim 0.17\text{kW}$ 。

不同温度/湿度下, 有效膨胀功之间的差值随着初始压力的增大而逐渐减小, 由此可见, 当压缩空气的初始压力越大时, 压缩空气的初始温度/湿度的细微变化逐渐成为影响膨胀机膨胀功的次要因素。

## 2.4 不同压力的压缩空气对膨胀机I出口温度的影响

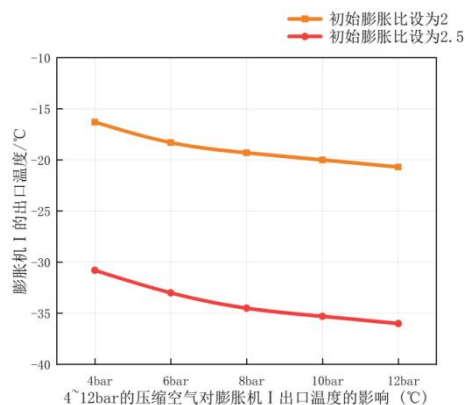


图 7 4~12bar 的压缩空气对膨胀机I出口温度的影响

Fig.7 Effect of 4~12 bar compressed air on the outlet temperature of expander I

在不同初始压力  $P_1=4\text{bar}$ 、 $6\text{bar}$ 、 $8\text{bar}$ 、 $10\text{bar}$ 、 $12\text{bar}$  的压缩空气条件下, 将膨胀机I的膨胀比均设为 2 和 2.5, 不同压力的压缩空气对膨胀机I出口温度的影响如图 7 所示, 可以看出, 膨胀机出口温度随着压缩空气压力的升高而降低, 在压缩空气压力从 4~12bar 的变化中, 当初始膨胀比设为 2 时, 计算得出压力每增加 2bar, 膨胀机I出口温度降低幅度为  $0.7\sim 2^{\circ}\text{C}$  左右; 当初始膨胀比设为 2.5 时, 压力每增加 2bar, 膨胀机I出口温度降低幅度为  $0.7\sim 2.2^{\circ}\text{C}$  左右。膨胀机出口温度与压缩空气压力也基本呈线性降低关系, 且下降趋势逐渐变缓, 同时可以看出, 初始膨胀比设为 2.5 时比初始膨胀比设

为 2 时,对膨胀机出口温度的降幅影响要大。膨胀机出口温度对于系统的制冷效果是正向的,膨胀机出口空气温度越低,喷淋室内空气进出前后的温差越大,因此制冷效果越好,有利于系统改善其性能。

### 3 结论

本文介绍了一种新型的压缩空气多级膨胀制冷系统,采用热力学方法对其进行了理论分析,着重研究了系统有效膨胀功、总制冷量与膨胀比比值  $m$ 、压缩空气进气温度/湿度之间的关系。得出以下结论:

(1) 建立了热力学模型对设计系统进行理论计算,当膨胀比比值  $m=1$  时,系统取得最佳总制冷量(冷水制冷量加室内新风制冷量);当膨胀比比值  $m<1$  时,系统取得最高有效膨胀功,且有效膨胀功随  $m$  的增加而减少。

(2) 在压缩空气进气温度  $t_0=20^{\circ}\text{C}$ 、 $25^{\circ}\text{C}$ 、 $30^{\circ}\text{C}$  及进气相对湿度  $\Phi=40\%$ 、 $50\%$ 、 $60\%$  变化中,有效膨胀功均随着进气温度、湿度的升高而逐渐降低,最佳有效膨胀功与进气温度/湿度呈现负相关性。不同温度/湿度下,有效膨胀功之间的差值随着初始压力的增大而逐渐减小。

(3) 膨胀机出口温度与压缩空气压力呈线性降低关系,下降趋势随着压力的增大逐渐变缓。膨胀机出口空气温度越低,制冷效果越好,有利于系统改善其性能。

本文的工作可为提高压缩空气膨胀制冷系统的效率提供参考。

### 参考文献:

- [1] 刘笑驰,梅生伟,丁若晨,等.压缩空气储能工程现状、发展趋势及应用展望[J].电力自动化设备,2023,43(10):38-47.
- [2] 慈俊昌.压缩空气储能技术的发展与展望[J].现代工业经济和信息化,2024,14(9):168-171.
- [3] 李子钰,吕宏,李祖辉,等.空气压缩储能的发展现状及其应用前景[J].资源节约与环保,2023,(8):5-8.
- [4] 黄燕生,林书婷,王恩营,等.压缩空气储能技术及工程发展概述[J].科技创新与应用,2024,14(23):181-184.
- [5] 梁银林,刘庆,钱勇,等.压缩空气储能系统研究概述[J].东方电气评论,2020,34(3):82-88.
- [6] 孙晓霞,桂中华,张新敬,等.压缩空气储能与可再生能源耦合研究进展[J].中国电机工程学报,2023,43(23):9224-9242.
- [7] 吴纯新,余健兵,张碧云,等.压气储能:挺进能源市场新蓝海[N].科技日报,2024-05-08(006).
- [8] Yat Huang Yau, Dengshuo Lai, Poo Balan Ganesan. Advanced cryocooler system design for superconducting aircraft propulsion: Integrating air-cycle reverse Brayton refrigeration with cryogenic hydrogen cooling[J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2025,60(1):103451.
- [9] Haoran Gan, Hanwei Zhang, Song Fang, et al. Comparative study of waste heat recovery systems based on thermally driven refrigeration cycles in cryogenic air separation units[J]. International Journal of Refrigeration, Volume 156,2023,(1):133-149.
- [10] Zhihua Wang, Pengfei Zhang, Fenghao Wang, et al. The study of dynamic characteristics on a novel air source heat pump coupled with liquid-storage gas-liquid separator under non frosting and refrigeration conditions[J]. Journal of Building Engineering, 2024, 84(1):108538.
- [11] 黄翔.蒸发冷却空调理论与应用[M].北京:中国建筑工业出版社,2010:205-211.

(上接第 577 页)

- [12] 张德钦,潘翊,杜晓宏,等.自屏蔽加速器屏蔽防护优化探讨[J].中国辐射卫生,2022,31(4):6.
- [13] 吴迪.医用电子直线加速器屏蔽设计及防护效果评价[D].南昌:东华理工大学,2024.
- [14] GB 51039-2014,综合医院建筑设计规范[S].北京:中国计划出版社,2014.
- [15] GB 51251-2017,建筑防排烟系统技术标准[S].北京:中国计划出版社,2017.
- [16] GB 50016-2014,建筑设计防火规范(2018年版)[S].北京:中国计划出版社,2014.