

皮囊式蓄能器快速增压过程

黄中华¹, 金波², 刘少军¹, 陈鹰²

(1. 中南大学 机电工程学院, 湖南 长沙, 410083;
2. 浙江大学 流体传动与控制国家重点实验室, 浙江 杭州, 310027)

摘要:应用热力学理论对用于深海微生物取样器保压的皮囊式蓄能器快速增压过程进行分析。研究表明:皮囊式蓄能器的快速增压过程可分为一个绝热过程和一个复杂的多变过程;在室温情况下,当蓄能器单次快速增压至 60 MPa 后,其最终压力只有 55 MPa;蓄能器快速增压后能获得的最终压力与蓄能器增压的速度、最高压力和次数有关;采用减慢蓄能器的增压速度、增压时最大压力略大于最终设定压力和多次重复增压这 3 种方法均能保证蓄能器最终达到设定的压力,但减慢蓄能器的增压速度方法不能满足快速增压的要求,增压时最大压力略大于最终设定压力方法在实际操作时难以确定最高的充气压力,多次重复增压方法能有效保证蓄能器最终压力,可以在实际中使用。

关键词:快速增压;保压取样;蓄能器

中图分类号:TH 78.4

文献标识码:A

文章编号:1672-7207(2006)02-0306-05

Quick plenum process of bladder accumulator

HUANG Zhong-hua¹, JIN Bo², LIU Shao-jun¹, CHEN Ying²

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410083, China;
2. State Key Laboratory of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: Thermodynamics theory gastight was used to analyze the quick plenum process of bladder accumulator used for deep sea microbe gastight sampler. The results show that the quick plenum process can be divided into two stages, i. e. the adiathermal stage and complex polytropic stage. At room-temperature, accumulator can get a final pressure of 55 MPa with single quick plenum to 60 MPa. The final pressure of bladder accumulator is related with plenum velocity, maximum plenum pressure and times of the plenum. Reducing the plenum velocity, increasing the maximum plenum pressure and repeating plenum are three methods to get accurate final pressure. The first method can be used to meet the demand of quick plenum. It is difficult to be used to determine the maximum pressure using the second method. The third method is efficient and can be used in practical.

Key words: quick plenum; gastight sampling; bladder accumulator

为了保证深海取样器所取样品的原位压力基本不变,常采用蓄能器进行压力自动补偿。本研究的取样器为深海微生物取样器,为了保证取样后微生物的生存环境压力基本不变,必须对取样器进行保

压设计。由于系统不可避免地存在微小泄漏和取样后外界压力的降低导致容器体积膨胀,导致取样筒体内压力降低。采用蓄能器可以有效补偿筒体的压力。当筒体内压力下降时,蓄能器释放其存储的能

收稿日期:2005-08-20

基金项目:国务院大洋专项基金资助项目(DY105-03-01-10)

作者简介:黄中华(1979-),男,湖南涟源人,博士研究生,从事深海机电装备研究

论文联系人:黄中华,男,博士研究生;电话:13755014245(手机);E-mail:chinahua@mail.csu.edu.cn

量, 以保持筒体内的压力基本不变, 实现系统保压。使用的蓄能器为气囊式蓄能器, 主要是因为气囊式蓄能器反应灵敏, 不易漏气, 避免油气混杂^[1-6]。蓄能器在使用前必须预充一定的压力, 以保证蓄能器能正常工作。适当的充气压力对延长蓄能器使用寿命很重要。当用于压力补偿时, 蓄能器的充气压力为系统最低工作压力的 80%。

1 蓄能器快速增压过程分析

深海微生物取样器保压原理图如图 1 所示。在该系统中, 设计目标是筒体工作压力为 60 MPa, 允许 6 h 后压力下降 6 MPa, 因此蓄能器的预充压力为 43 MPa。为了模拟系统的保压性能, 进行系统的打压试验^[7-10]。系统的打压是采用高压泵(最高输出压力为 80 MPa)进行的。由于工作液体是水, 高压泵的高压段压力上升很快, 从 1.6 MPa 上升到 60 MPa 只需要 2 min。通过多次打压试验发现, 把系统压力增至 60 MPa 后停止高压泵打压, 几分钟后系统的压力就迅速下降至 50 MPa 左右, 达不到系统预期设定的保压性能, 而系统没有明显的泄漏, 取样筒也没有明显的体积变化。要找到系统打压至设定压力后压力下降的原因, 就必须对蓄能器内的气体的整个过程进行热力学分析。由于蓄能器的增压非常快, 从 43 MPa 增至 60 MPa 的时间只需 2 min 左右。对于这样快的过程, 蓄能器气囊内的气体压力迅速增加, 同时温度也急剧上升, 气体基本上来不及与外界交换热量, 因此, 可以认为蓄能器

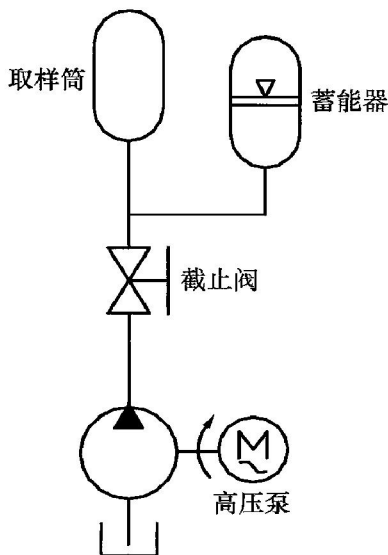


图 1 深海微生物取样器保压原理图

Fig. 1 Schematic of deep sea microbe gastight sampler

内的气体经历了一个绝热增压过程。而后系统停止打压, 蓄能器内的气体与外界缓慢进行热量交换, 导致系统压力缓慢下降, 这个过程应该是一个多变过程。但是, 这是一个复杂的多变过程, 其多变指数与蓄能器的散热性能、外界环境温度等因素有关, 没有固定的取值, 只能通过试验的方法来获得^[11-13]。

基于上述分析, 可以为蓄能器内的气体在不同的过程建立相应的状态方程。设初始状态系统的状态变量为 p_1, V_1 和 T_1 , 绝热压缩过程后状态变量为 p_2, V_2 和 T_2 , 多变过程后变量为 p_3, V_3 和 T_3 (p, V 和 T 分别为气体的压力, 体积和热力学温度, 单位分别为 Pa, m^3 和 K)^[14, 15]。

对于绝热过程有如下状态方程:

$$p V^k = \text{常数}; \tag{1}$$

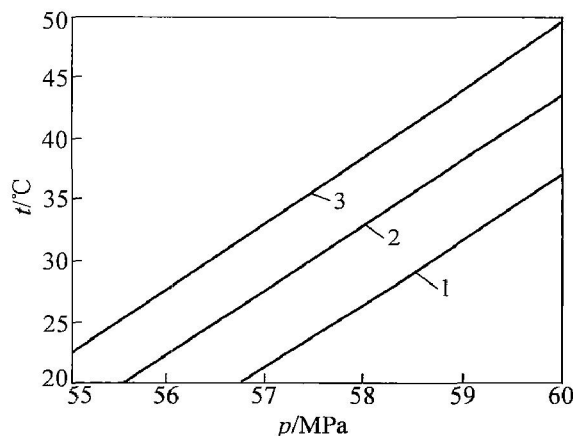
$$\frac{p_2}{p_1} = \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^k; \tag{2}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^{k-1}. \tag{3}$$

由式(2)和(3)可得:

$$T_2 = T_1 \left[\frac{p_2}{p_1} \right]^{(k-1)/k}. \tag{4}$$

关于 k 的取值, 在文献[11-13]中有理论分析。分析认为对于纯氮气体, 可取 1.0~1.4。同时也指出, k 是一个不确定的值, 与具体的环境有关。事实上, 任何快速增压过程都不是严格意义上的绝热压缩过程, k 在不同取值时气体的压力与升温曲线如图 2 所示。从图 2 可以看出, 随着 k 变小, 气体在增加相同压力的情况下(假设室温为 20 °C), 气体温度显著降低, 如当 $k=1.4$, 气体压力增至 60 MPa 时, 气体的温度达 49 °C; 而当 $k=1.2$ 时, 气体的



1-k=1.2; 2-k=1.3; 3-k=1.4

图 2 不同 k 值下的压力-温度曲线

Fig. 2 Pressure - temperature curves with different k values

温度则为 37 °C。这表明 k 越小，蓄能器内气体变化越接近于等温变化。因此，如果要使增压过程升温变慢，减小 k 是非常有效的。

在一般情况下，系统增压至设定压力后停止增压，同时关闭所有的截至阀，以测试系统的保压性能。这时，蓄能器内气体经历一个多变过程，有如下系统状态方程：

$$p V^n = \text{常数}; \tag{5}$$

$$\frac{p_3}{p_2} = \left[\frac{V_2}{V_3} \right]^n; \tag{6}$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \left[\frac{V_2}{V_3} \right]^{n-1}. \tag{7}$$

其中： n 为气体多变指数， n 的取值为 $-\infty \sim +\infty$ 。当 $n=0$ 时为等压过程；当 $n=1$ 时为等温过程；当 $n=k$ 时为绝热过程；当 $n=+\infty$ 时为等容过程； $n<0$ 的多变过程在实际热力过程中很少发生。系统的 p - V 曲线如图 3 所示。由于皮囊式蓄能器的隔热性能比较好，因此，蓄能器内的气体需要与外界经过一段较长时间的热交换才能接近室温。通过试验发现，这段时间可能需要几小时(与具体的环境有关)。这样的过程显然不是等温过程，更不是等压过程，也不是绝热过程。根据图 3 所示的气体多变过程 p - V 曲线可知，气体多变指数 n 的取值可以有 2 个取值区间， $1.0 < n < 1.4$ 和 $1.4 < n < +\infty$ ，前者是一个介于等温和绝热之间的过程，而后者则是一个介于绝热和等容之间的过程。下面对这 2 个区间分别进行分析和计算，并辅以试验结果来确定蓄能器内的气体在打压停止后的变化过程。

若 $1.0 < n < 1.4$ ，根据式(6)和(7)，可以计算出气体的最终压力和体积。在计算时，只有温度(T_3)这个参数可以当成已知量。但实际上温度是不

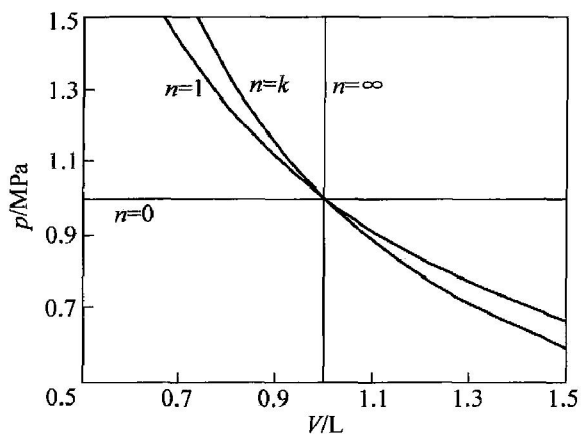
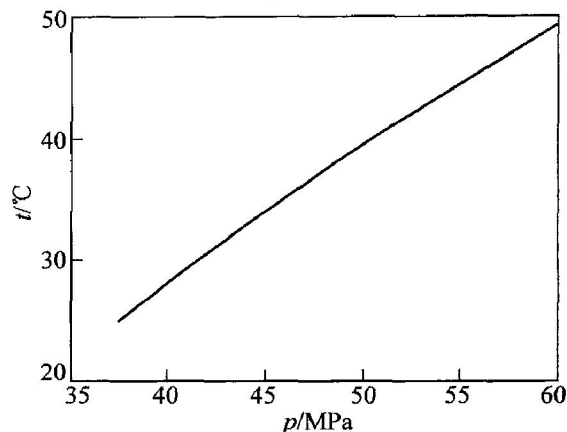


图 3 多变过程指数 n 与对应多变过程曲线
Fig. 3 Polytropic process exponential and corresponding curves

容易测量的，因为蓄能器内的气体温度无法直接测量。因此，只能采用数值计算的方法对所有可能的温度进行计算，以便做出最终压力和温度的曲线。通过计算机编程，得到蓄能器内气体最终压力和温度的曲线如图 4 所示(其中 n_1 为绝热指数， n_2 为第二过程多变指数)。从图 4 可以看出：随着气体温度的下降，其压力也随着降低，这与热力学定律相符合，但是当气体温度下降到接近室温时，蓄能器内气体的压力比增压前压力低，这与试验结果不符合，因此，蓄能器内气体不可能经历一个介于等温和绝热之间的多变过程。



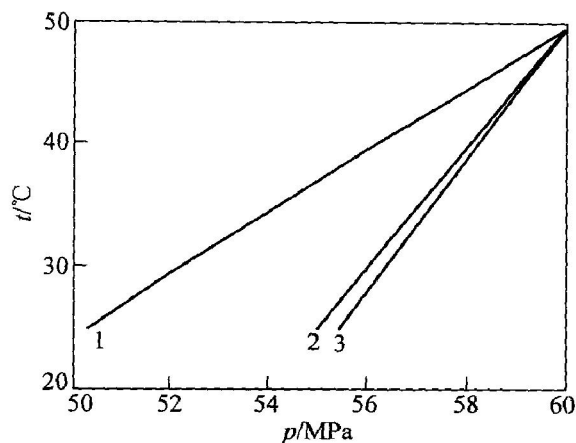
$$n_1 = 1.4, n_2 = 1.2$$

图 4 介于等温和绝热过程的压力-温度曲线

Fig. 4 Pressure-temperature curve from isothermal to adiabatic process

当 $1.4 < n < +\infty$ 时，根据式(6)和(7)，可以计算出气体的最终压力和体积。在这一过程同样不可直接测量温度，因此，只能做出其压力和温度的曲线，如图 5 所示。从图 5 可以看出，气体的压力随着温度的下降而下降，同时多变指数的取值对气体的压力也有较大影响。如当 $n_2 = 1.8$ ，温度为 30 °C 时，对应的压力为 52.0 MPa；而当 $n_2 = 10.0$ 时，在同温度下对应的压力为 55.5 MPa。但是当指数增大到一定程度时，影响作用基本不再变化(见图 5 中的 $n_2 = 10$ 和 $n_2 = 100$)。当气体温度接近室温时，其压力大于蓄能器的预冲压力，这与热力学定律和试验结果相符合，因此，可以认为蓄能器内的气体在增压后经历了一个介于绝热和等容过程的多变过程。从图 5 还可以看出，如果蓄能器的压力迅速增至 60 MPa，而后停止增压，随着蓄能器内气体热量与外界环境的交换，最终恢复到室温时，气体的压力将降至 50 MPa

左右($n_2 = 1.8$), 与试验结果相符合。



1— $n_1 = 1.4, n_2 = 1.8$; 2— $n_1 = 1.4, n_2 = 10.0$;
3— $n_1 = 1.4, n_2 = 100.0$

图5 介于等容和绝热过程的压力-温度曲线

Fig. 5 Pressure-temperature curves from isometric to adiabatic process

2 试验研究

根据前面的理论分析和计算可知, 保证蓄能器在迅速增压的情况下蓄能器内气体的压力达到预定值, 可以从两方面进行: 一是减小 k , 这可通过减慢加压速度和改善系统冷却条件来实现。二是改变外部环境, 增大 n_2 , 以提高系统的最终压力。由于影响 n_2 的因素不易获得, 因此, 实际可行的方法还是减少 k , 可以采用如下具体方法:

a. 采用多次加压, 即在系统增压至预定压力后, 等待几分钟, 然后再次增压至设定压力, 反复 2 至 3 次, 即可使蓄能器压力达到设定值。

b. 在增压过程中, 采用冷却的办法对蓄能器进行冷却, 加快蓄能器与外界快速的热交换, 如采用水冷的方法。

c. 在系统允许的条件下, 适当增大压力设定值, 这样待蓄能器内气体热交换完成后, 压力自动达到设定值。

d. 综合方法 **a.** 和方法 **b.**。

按照上述方法, 进行增压试验, 试验的条件如下: 气囊式蓄能器的工作容积为 0.63 L, 增压设备是最高输出压力为 80 MPa 的电动试压泵, 室温为 27 °C 左右, 采样筒的增压速度为 15 MPa/min, 试验结果如图 6 所示。可见, 压力筒在 1 次增压至 60 MPa 后筒内的最终压力不超过 45 MPa, 2 次增压后筒内的最终压力可以达到 53 MPa, 5 次增压后可以

达到 59 MPa。试验曲线在第 2 次增压处有一个明显的转折, 这主要是压力筒在此转折点前后造成筒内压力下降的原因不同。第 1 次和第 2 次的压力下降, 主要是克服了筒内气体因状态变化而导致的压力下降, 第 2 次以后的压力下降则主要是筒在高压下的体积变形和水的压缩所致。

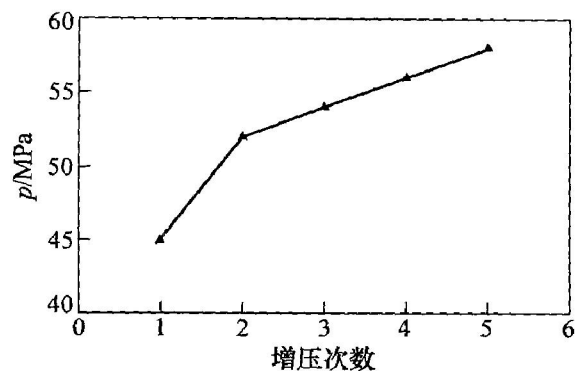


图6 系统增压次数与系统最终压力试验结果

Fig. 6 Experimental results of plenum times and system final pressure

3 结论

a. 用于系统保压的气囊式蓄能器的快速增压过程可以分为一个绝热过程和一个介于绝热和等容之间的多变过程。

b. 采用减慢蓄能器的增压速度、增压时最大压力略大于最终设定压力和多次重复增压这 3 种方法可以保证蓄能器最终压力值达到设定值。

c. 减慢蓄能器的增压速度方法不能满足快速增压的要求; 增压时最大压力略大于最终设定压力的方法在实际操作时难以确定最高的充气压力; 多次重复增压方法能有效保证蓄能器最终压力, 可以在实际中使用。

参考文献:

- [1] 张路军, 李继志, 顾心悱. 蓄能器类型及应用综述[J]. 机床与液压, 2001(6): 5-7.
ZHANG Lu-jun, LI Ji-zhi, GU Xin-yi. Overview of accumulator style and application [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2001(6): 5-7.
- [2] 白木, 士彩, 徐勇, 等. 蓄能器的技术探讨[J]. 中国汽车保修设备, 2002(3): 21-24.
BAI Mu, SHI Cai, XUE Yong, et al. Research on accumulator technique [J]. China Automobile Maintenance Equipment, 2002(3): 21-24.

- [3] 赵志跃. 蓄能器在液压系统中的应用[J]. 机械工程师, 2002(12): 48.
ZHAO Zhīyue. Application of accumulator in hydraulic system [J]. Mechanical Engineer, 2002(12): 48.
- [4] 蒋丰年, 段京云, 朱晓毅. 用蓄能器和差动缸组成能量回收式举升系统[J]. 液压与气动, 2004(1): 27-29.
JIANG Feng-nian, DUAN Jing-yun, ZHU Xiao-yi. Power recycled hydraulic lift system consisting of accumulators and differential cylinders [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2004(1): 27-29.
- [5] 窦一兵. 蓄能器在汽车液压系统中的应用[J]. 液压气动与密封, 1995(4): 29-33.
DOU Yī-bīng. Application of accumulator in automobile hydraulic system [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 1995(4): 29-33.
- [6] 陈铁民, 荆宝德. 皮囊式液压蓄能器的选择与计算[J]. 建筑机械, 1995(8): 22-23.
CHEN Tiē-míng, JING Bǎo-de. Bladder accumulator choice and calculate [J]. Construction Machinery, 1995(8): 22-23.
- [7] 刘宝军, 郑学明, 甄凯. 蓄能器作为辅助动力源的动态分析及其参数确定[J]. 中国电力, 1998, 31(2): 58-59.
LIU Bǎo-jūn, ZHÉN Xuē-míng, ZHÉN Kǎi. Dynamic analysis of energy storage device used as an auxiliary power source and determination of its parameters [J]. Electric Power, 1998, 31(2): 58-59.
- [8] 廖清德. 混凝土泵摆动系统蓄能器的计算[J]. 设计制造, 1999(11): 54-55.
LIAO Qīng-de. Concrete oscillating system accumulator calculation [J]. Design and Fabrication, 1999(11): 54-55.
- [9] 柴业森, 张中发. 皮囊式蓄能器在管路系统中的应用[J]. 管道技术与设备, 2000(4): 14-16.
CHAI Yē-sēn, ZHANG Zhōng-fā. The application of wallet energy storage element in pipeline system [J]. Pipe Technique and Equipment, 2000(4): 14-16.
- [10] 徐兵, 欧阳小平, 杨华勇. 配置蓄能器的变频液压电梯节能控制系统[J]. 浙江大学学报: 工学版, 2002, 36(5): 521-525.
XU Bīng, OUYANG Xiǎo-píng, YANG Huā-yǒng. Energy-saving system applying pressure accumulators for VVVF controlled hydraulic elevators [J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2002, 36(5): 521-525.
- [11] 杨伟达, 何天德, 韩宝琦. 蓄能器充压过程中气体多变指数的确定及储油量计算[J]. 吉林林学院学报, 1998, 14(1): 27-30.
YANG Wēi-dá, HÉ Tiān-de, HÁN Bǎo-qí. Study on the impact of the soil by walking tractor skidding [J]. Journal of Jilin Forestry University, 1998, 14(1): 27-30.
- [12] 吴晓元, 陈忠基, 王世东, 等. 气囊式蓄能器气体多变指数值域的研究[J]. 鞍山科技大学学报, 2003, 26(3): 204-206.
WU Xiǎo-yuán, CHÉN Zhōng-jī, WANG Shì-dōng, et al. Study of range of air polytropic exponent value for bladder accumulator [J]. Journal of Anshan University of Science and Technology, 2003, 26(3): 204-206.
- [13] 封士彩. 气囊式蓄能器气体多变指数理论值和实际值的确定[J]. 液压与气动, 2002(5): 3-5.
FENG Shì-cǎi. Determining the air polytropic exponent value both theoretical and practical for bladder accumulator [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2002(5): 3-5.
- [14] 朱明善, 刘颖. 工程热力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1995.
ZHU Míng-shàn, LIU Yǐn. Engineering thermodynamics[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1995.
- [15] 唐玉蓉. 试析皮囊式蓄能器的热力学状态及其对工作参数选择的影响[J]. 电子机械工程, 1999(6): 9-12.
TANG Yú-róng. Preliminary study on thermodynamic conditions and their influence on selection of operation parameters for bladder accumulator [J]. Electronics Machinery Engineering, 1999(6): 9-12.