

doi: 10.11832/j.issn.1000-4858.2015.03.023

一种新型插装式溢流阀的稳态性能研究

杨国来^{1,2}, 赵梅香¹, 苏华山¹, 田丽红¹

(1. 兰州理工大学 能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050;

2. 兰州理工大学 温州泵阀工程研究院, 浙江 温州 325105)

摘要: 介绍了一种新型插装式溢流阀的工作原理及结构特点, 进行压力-流量特性方程的理论推导, 并通过 MATLAB 软件仿真出压力-流量特性曲线分析了该阀的溢流特性。然后通过模拟不同结构参数下的压力流量特性来分析对溢流阀的调压偏差的影响, 最终确定主阀入口直径、弹簧刚度、出口溢流孔直径是影响该种结构阀稳态调压偏差的重要因素, 并分析了具体的影响过程, 为今后先导球阀型溢流阀的结构参数优化设计提供重要依据。

关键词: 先导式; 溢流阀; 压力; 流量; 稳态性能

中图分类号: TH137 文献标志码: B 文章编号: 1000-4858(2015)03-0094-05

Static Performance of a New Type of Cartridge Relief Valve

YANG Guo-lai^{1,2}, ZHAO Mei-xiang¹, SU Hua-shan¹, TIAN Li-hong¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, Gansu 730050;

2. Wenzhou Academy of Pump & Valve Engineering, Lanzhou University of Technology, Wenzhou, Zhejiang 325105)

Abstract: In this article, a new type of cartridge overflow valve is introduced, and the pressure and flow rate character equation is deduced. The software MATLAB is applied to obtain the pressure and flow rate character curve to analyse its performance. Under different structural parameters, we analyze the effect factors on pressure regulating deviation of relief valve, and determine that the inlet diameter and the spring stiffness of main valve, and the diameter of overflow hole are the essential factors. The results provide an important basis for the optimization design of pilot relief valve with ball structure.

Key words: pilot, relief valve, pressure, flow rate, static performance, structural parameters

引言

溢流阀是液压系统中的重要压力控制元件, 具有保持液压系统压力恒定的功能。先导式溢流阀与直动式结构的相比, 具有调压精度高, 稳定性好的突出优点, 被广泛应用于各种场合。插装式溢流阀的结构特点是将主阀与先导阀巧妙地安置在同一阀腔内, 使得阀的结构紧凑, 体积小, 重量轻, 集成度高, 实现了零泄漏。该种阀的先导阀芯采用球阀结构, 使得油液通过的过流面积变化较大, 可以使主阀迅速打开, 从而减短了阀的响应时间。因此该种新型插装式溢流阀不仅具有普通先导型溢流阀的稳定性好, 调压精度高的优点, 而且克服了一般先导型溢流阀反应不灵敏的缺点。

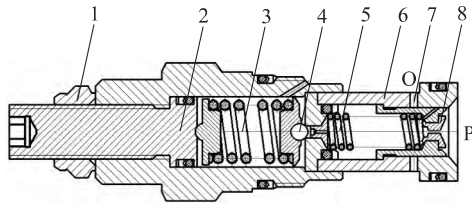
1 工作原理

新型插装式溢流阀的结构如图 1 所示, 压力油通过主阀芯 7 阻尼孔充满阀腔内部, 并通过导阀座阻尼孔作用在导阀芯 4 上, 主阀芯 7 在前后腔油液面积差的作用下保持关闭, 当油液压力达到导阀弹簧 3 设定的压力之后, 先导球阀 4 左移开启, 极小部分的流量溢流, 进而使主阀左腔的压力下降, 当主阀左右腔压差达到一定值时克服主阀弹簧力和摩擦力, 主阀向左移

收稿日期: 2014-07-10

作者简介: 杨国来(1963—), 男, 满族, 辽宁沈阳人, 教授, 博士生导师, 主要从事液压元件及自动控制方面的教学与研究

动,进而开启主阀,实现调压作用。



1. 紧锁螺母 2. 调节螺杆 3. 导阀弹簧 4. 导阀芯
5. 主阀弹簧 6. 阀套 7. 出口溢流孔 8. 主阀芯

图 1 新型插装式溢流阀的结构示意图

2 插装式溢流阀的稳态特性方程

该种新型插装式溢流阀的简化数学模型如图 2 所示,列出受力平衡方程,压力流量方程和流量连续性方程。

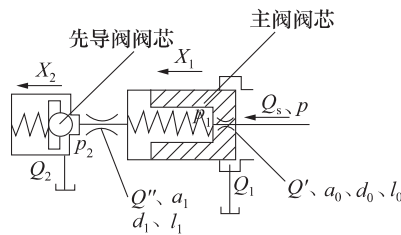


图 2 新型插装式溢流阀简化的数学模型

2.1 先导阀芯力学平衡方程

作用在先导阀芯上的力有液压力、弹簧力、稳态液动力,先导阀受力平衡方程为:

$$p_2 a_2 = k_{12}(X_{12} + X_2) + F_{s2} \quad (1)$$

式中: p_2 —— 先导阀前腔压力

a_2 —— 先导阀受力面积

X_2 —— 先导阀的阀口开度

X_{12} —— 先导阀调压弹簧预压缩量

F_{s2} —— 球阀阀口的稳态液动力

$$F_{s2} = C_{d2} \pi d_2^2 h_0 / R^2 \cdot X_2 p_2$$

2.2 先导阀阀口压力流量方程

$$Q_2 = C_{d2} \pi d_2 h_0 X_2 / R \cdot \sqrt{2p_2 / \rho} \quad (2)$$

式中: Q_2 —— 流过先导阀口的流量

C_{d2} —— 先导阀阀口的流量系数,球阀取 0.65

R —— 球阀半径

h_0 —— $h_0 = \sqrt{R^2 - (d_2/2)^2}$

d_2 —— 球阀座孔直径

2.3 主阀芯力学平衡方程

作用在主阀芯上的力有液压力、弹簧力、稳态液动力、液压卡紧阻力,主阀芯受力平衡方程为:

$$pA_1 = p_1 A_1' + k_{11}(X_{11} + X_1) + F_{s1} + F_K \quad (3)$$

式中: p —— 主阀进口压力,出口压力为 0 MPa

p_1 —— 主阀芯后腔压力

A_1 —— 主阀芯前腔受力面积

A_1' —— 主阀芯后腔受力面积

F_{s1} —— 主阀稳态液动力, $F_{s1} = 2C_{d1} \pi D_1 X_1 \cos\beta p$

2.4 主阀阀口压力流量方程

$$Q_1 = C_{d1} \pi D_1 X_1 \sqrt{2p / \rho} \quad (4)$$

2.5 经过主阀芯固定阻尼孔的流量方程

考虑流经主阀芯阻尼孔的流量时,通常假定小孔液流的流道状态为层流,而实际中阻尼小孔中的液流流动多为层流到紊流的过渡状态,介质流过阻尼小孔的流量经验公式为:

$$Q' = \sqrt{\frac{g^2}{14^2 \gamma^2 \nu}} \sqrt{\frac{d_0^2}{l_0}} a_0 (p - p_1)^{\frac{2}{3}} \quad (5)$$

式中: γ —— 介质的重度

ν —— 介质的运动黏度

p_1 —— 主阀后腔压力

a_0, d_0, l_0 —— 分别为主阀阻尼孔的面积,直径,长度

2.6 经过导阀座阻尼孔的流量方程

流过导阀座阻尼孔的流量为:

$$Q'' = \sqrt{\frac{g^2}{14^2 \gamma^2 \nu}} \sqrt{\frac{d_1^2}{l_1}} a_1 (p_1 - p_2)^{\frac{2}{3}} \quad (6)$$

式中: p_2 —— 导阀进口压力

a_1, d_1, l_1 —— 分别为导阀座阻尼孔的面积,直径,长度

2.7 流量连续性方程

假定无泄漏时,通过主阀阻尼孔的流量为通过导阀座阻尼孔的流量,也为通过导阀球阀口的流量,即:

$$Q' = Q'' = Q_2 \quad (7)$$

则由流量连续性方程得出:

$$Q_s = Q_1 + Q_2 \quad (8)$$

3 插装式溢流阀的压力-流量特性曲线

先导式溢流阀理想的启闭特性曲线是由两段斜率不同的线段组成,它是经过线性化后在理想状况下的特性曲线。但是实际在阀芯的开启过程中,阀芯除了受到液压力、弹簧力的主要作用力外还受到了稳态液动力、瞬态液动力、摩擦力、间隙间的油液泄漏的影响,实际的压力与流量的关系呈现复杂的非线性关系,针对每一种新型结构的压力流量曲线还得不断深入研究。

3.1 先导阀的压力-流量方程

当先导式溢流阀的压力还未达到先导阀的开启压力时阀口关闭 $p \leq p_{2k}$, 阀腔内的压力均相等 $p = p_1 = p_2$ 随着压力不断升高, 到达先导球阀阀口的开启压力 p_{2k} 时, 球阀即将打开, 此时先导球阀的阀口开度 $X_2 = 0$, 由作用在先导阀芯上的受力平衡方程 (1) 得:

$$X_{12} = \frac{p_{2k} a_2}{k_{12}} \quad (9)$$

由式 (9) 和式 (1)、(2) 联立解得流过先导球阀口的流量与进口压力 p_2 之间的关系:

$$Q_2 = \frac{C_{d2} \pi^2 d_2^3 h_0 \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}}{4R \left(K_{12} + \frac{C_{d2} \pi d_2^2 h_0}{R^2} p_2 \right)} (p_2 - p_{2k}) \sqrt{p_2} \quad (10)$$

由式 (5) ~ 式 (7) 得:

$$p - p_1 = (Q_2 / \alpha_1)^{\frac{3}{2}} \quad p_1 - p_2 = (Q_2 / \alpha_2)^{\frac{3}{2}}$$

$$p - p_2 = (Q_2 / \alpha_1)^{\frac{3}{2}} + (Q_2 / \alpha_2)^{\frac{3}{2}} = k_3 Q_2^{\frac{3}{2}}$$

式中: α_1 —— 主阀芯阻尼孔的阻尼系数

α_2 —— 导阀座阻尼孔的阻尼系数

k_3 —— 令 $k_3 = (1/\alpha_1)^{\frac{3}{2}} + (1/\alpha_2)^{\frac{3}{2}}$

则得出当进口压力在 $p_{2k} \leq p \leq p_k$ 时, 流量与压力的关系:

$$Q_2 = \frac{C_{d2} \pi d_2^3 h_0 a_2 \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}}{R (K_{12} + k_2 (p - k_3 Q_2^{\frac{3}{2}}))} (p - k_3 Q_2^{\frac{3}{2}} - p_{2k}) \cdot \sqrt{p - k_3 Q_2^{\frac{3}{2}}} \quad (11)$$

式中: k_2 —— 球阀稳态液动力刚度系数

$$k_2 = C_{d2} \pi d_2^2 h_0 / R^2$$

3.2 主阀口的压力-流量方程

当压力达到主阀开启压力 p_k 时, 主阀即将开启, 此时主阀开口量 $X_1 = 0$, 主阀后腔的压力为 p_{1Q} , 由作用在主阀芯上的受力平衡方程 (3) 得:

$$p_k A_1 = p_{1Q} A_1' + K_{11} X_{11} + F_K \quad \text{即得到}$$

$$X_{11} = \frac{-0.03 A_1 (p_k - p_{1Q}) - F_K}{K_{11}} \quad (12)$$

由主阀口压力流量方程 (4) 和 (3)、(12) 得到当进口压力 $p \geq p_k$ 时, 主阀打开的主阀口压力流量公式为:

$$Q_1 = \frac{k_1 \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}}{2 \cos 69^\circ} \cdot \frac{0.03 A_1 \left(p_k - p_{1Q} - \left(\frac{Q_2}{\alpha_1} \right)^{\frac{3}{2}} \right)}{K_{11} + k_1 p} \sqrt{p} \quad (13)$$

式中: k_1 —— 滑阀阀口液动力刚度系数,

$$k_1 = 2 C_{d1} \pi D_1 \cos 69^\circ$$

3.3 先导式的压力-流量方程

由流量连续性方程 (8)、(10)、(13) 得:

$$Q = \begin{cases} 0; & (0 \leq p \leq p_{2k}) \\ \frac{C_{d2} \pi d_2^3 h_0 a_2 \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}}{R (K_{12} + k_2 p)} (p - p_{2k}) \sqrt{p}; & (p_{2k} < p \leq p_{1k}) \\ \frac{C_{d2} \pi d_2^3 h_0 a_2 \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}}{R (K_{12} + k_2 (p - k_3 Q_2^{\frac{3}{2}}))} (p - k_3 Q_2^{\frac{3}{2}} - p_{2k}) \sqrt{p - k_3 Q_2^{\frac{3}{2}}} \\ + \frac{k_1}{2 \cos 69^\circ} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \frac{0.03 A_1 \left(p_k - p_{1Q} - \left(\frac{Q_2}{\alpha_1} \right)^{\frac{3}{2}} \right)}{K_{11} + k_1 p} \sqrt{p}; & (p_{2k} < p \leq 500) \end{cases}$$

3.4 压力-流量特性曲线分析

在上述推导的理论公式中, 其他参数都已知, 流量只是关于进口压力的函数, 利用 MATLAB 软件拟合出压力与流量的特性曲线如图 3 ~ 图 6 所示。

图 3 为插装式溢流阀从导阀开启到主阀开启时的先导阀口局部压力流量曲线, 可以看出导阀流量只有 6 L/min, 不到主阀流量的 1%, 满足设计要求。曲线为下凹型, 随着压力的缓慢增大, 流量增加的较快, 这是由球型结构的先导阀开启过程中过流面积的梯度变化较大引起的。

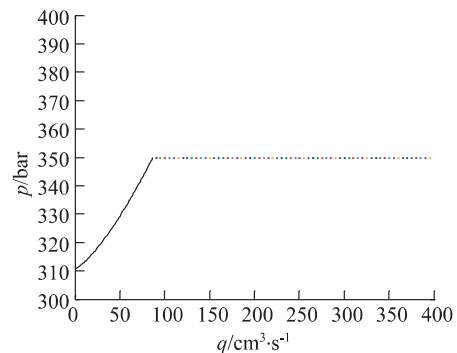


图 3 从导阀开启到主阀开启的局部压力流量特性曲线

图 4 为插装式溢流阀主阀口的压力流量特性曲线, 可以看出主阀的开启压力为 35 MPa, 达到额定流量 1000 L/min 时压力为 36.6 MPa, 调压偏差率仅为 0.044。说明该种新型插式溢流阀主阀的关闭主要靠作用在阀芯左右两腔的压差作用来实现, 故所需的主阀弹簧刚度较小, 只需要较小的液压力就可以使主阀芯移动到最大开度进行溢流。

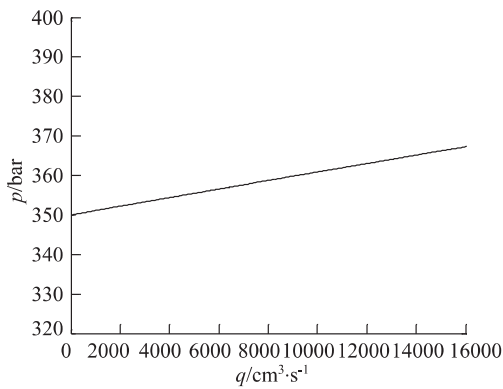


图 4 主阀开启后主阀的压力流量特性曲线

图 5 为插装式溢流阀整个工作过程的压力流量曲线图,从图中可以导阀开启后主阀能够迅速开启溢流,启闭特性良好,而且阀的压力随流量的变化平稳。图 6 为主阀左右两腔的压力流量曲线,其显示了两腔固定的压力差,即为主阀阻尼孔产生的压降。

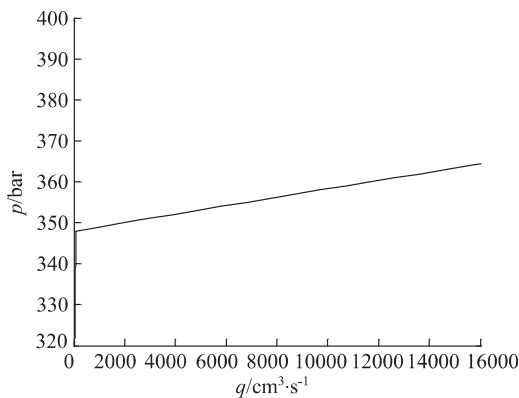


图 5 先导式溢流阀压力流量特性曲线

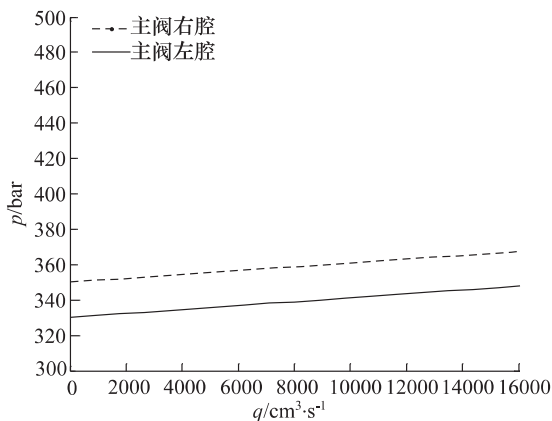


图 6 主阀左右两腔的压力流量特性曲线

4 新型插装式溢流阀稳态调压偏差的影响因素分析

稳态调压偏差是溢流阀最重要的稳态性能,在先

导阀的设计过程中,结构参数的选取对于溢流阀的调压精度具有重要影响,仅从压力流量理论方程很难看出结构参数的具体影响,在此通过计算机仿真不同参数值下的主阀开启后的溢流特性曲线,得到较直观的结果。

4.1 主阀芯承压面积的影响

根据经验取主阀芯左右两腔面积为一比值,对主阀芯左右两腔的承压面积分析可以转化为对主阀芯进口端直径的研究。由图 7 得,当 $D_1 = 25.6$ mm 时,调压偏差率为 0.052,当 $D_1 = 26.2$ mm 时,调压偏差率为 0.049,当 $D_1 = 26.8$ mm 时,调压偏差率为 0.044。主阀芯进口端直径增大,则增大了主阀右端的受压面积,使得主阀越容易克服弹簧力开启溢流,更能够获得较好的压力流量特性,调压偏差就越小,调压精度越高。

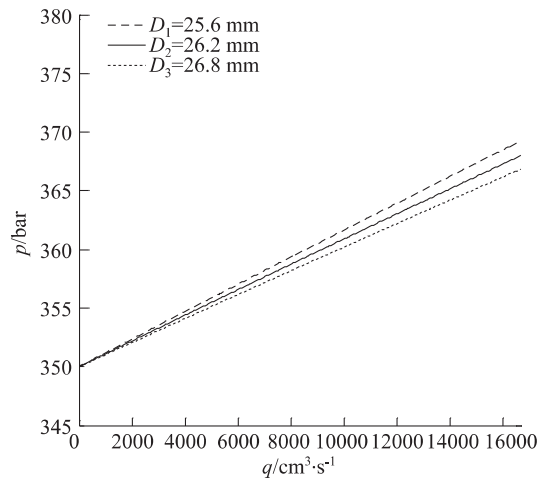


图 7 不同主阀进口端直径下的主阀压力流量曲线

4.2 出口溢流孔直径的影响

根据大流量溢流的要求及阀套的大小,本结构的溢流孔选定的溢流孔数为 10 孔,选取了直径分别为 2.5 mm 3 mm 3.5 mm 的三种溢流孔进行对比,如图 8 所示,孔径越大,通流能力也大,调压偏差越小,定压精度越高。压力变化范围很小就可以实现溢流额定流量,调压精度最小可达 0.036。

4.3 主阀弹簧刚度的影响

图 9 为弹簧刚度取 15 N/mm 20 N/mm 26.15 N/mm 15 N/mm 时的溢流特性图,经计算随着弹簧刚度的减小,在相同的液压力下,阀芯的位移就越大,流量溢流越快,调压精度越高,调压偏差率最小值为 0.029。

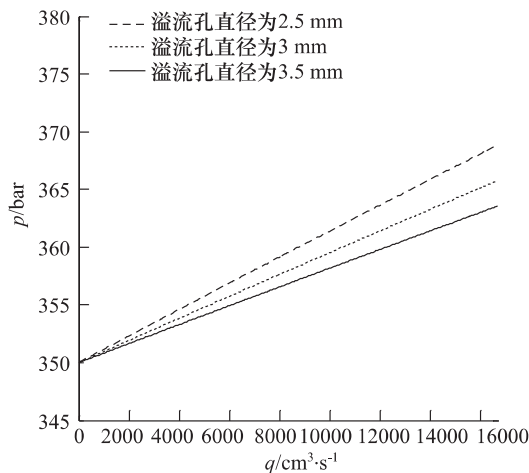


图8 不同溢流孔直径下的主阀压力流量曲线

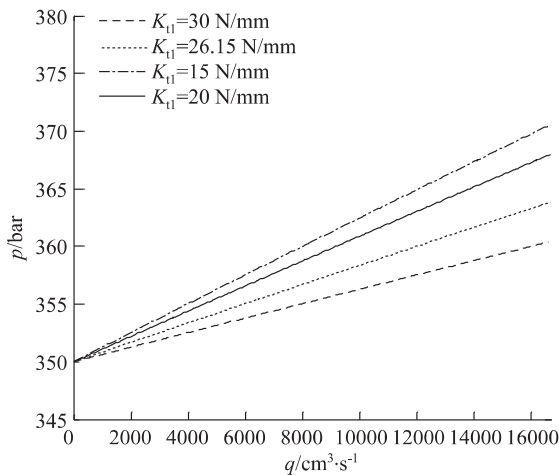


图9 不同主阀弹簧刚度下的主阀压力流量曲线

5 结论

通过基本的阀芯受力方程、阀口流量方程、流量连续性方程推导出流过整个插装式溢流阀的流量与压力函数关系式。利用 MATLAB 软件仿真压力-流量特性曲线,从图中得出该种结构的阀启闭性能好,调压偏差小,阀的响应较快。通过改变导阀和主阀不同的结构参数,确定了主阀芯承压面积、出口溢流孔直径和主阀弹簧刚度是影响溢流阀稳态性能的重要因素。在主阀入口直径取 26.8 mm 时,溢流孔直径取 3.5 mm 时,和主阀弹簧刚度取 26.15 N/mm 时的调压精度最高。

参考文献:

- [1] 李永堂. 液压系统建模与仿真 [M]. 北京: 冶金工业出版社, 2003.
- [2] 何存兴, 林建亚. 液压元件 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1988.
- [3] 张双娟. 先导式溢流阀稳态特性理论分析 [J]. 机械研究与应用, 2009, 6(6): 15-17.
- [4] 曹文琴, 朱海燕, 向毅. 直动式锥形溢流阀稳态特性理论分析 [J]. 机床与液床, 2013, 41(23): 73-75.
- [5] 邱劲. 一种新型螺纹连接式插装溢流阀 [J]. 液压与气动, 2000, 4(6): 32.
- [6] 韩新苗, 聂松林, 葛卫, 等. 先导式水压溢流阀静态特性的仿真研究 [J]. 机床与液压, 2008, 36(10): 106-108, 147.
- [7] 弓永军, 周华, 杨华勇. 结构参数对先导式纯水溢流阀性能的影响 [J]. 浙江大学学报, 2004, 4(5): 869-873.

(上接第 93 页)

- [14] ALI Reza Tavakolpour, ALI Zomorodian, ALI Akbar Golnes-han. Simulation, Construction and Testing of a Two-Cylinder Solar Stirling Engine Powered by a Flat-Plate Solar Collector without Regenerator [J]. Renewable Energy, 2008, 33(1): 77-87.
- [15] BANCHA Kongtragool, SOMCHAI Wongwiset. A Review of Solar-Powered Stirling Engines and Low Temperature Differential Stirling Engines [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2003, 7(2): 131-154.
- [16] BANCHA Kongtragool, SOMCHAI Wongwiset. Performance of a Twin Power Piston Low Temperature Differential Stirling Engine Powered by a Solar Simulator [J]. Solar energy, 2007, 81(7): 884-895.
- [17] JAMES G Rizzo. The Stirling Engine Manual: One Quart Common Sense, One Quart Ingenuity, One Quart Good Workmanship and One Quart Pot Luck: Camden Miniature steam services, 1999.
- [18] FELIX Creutzig, ANDREW Papson, LEE Schipper, DANIEL M Kammen. Economic and Environmental Evaluation of Compressed-Air Cars [J]. Environmental Research Letters, 2009, 4(4): 044011.
- [19] H Ibrahim, R Younès, A Ilinca, M Dimitrova, J Perron. Study and Design of a Hybrid Wind - Diesel-Compressed Air Energy Storage System for Remote Areas [J]. Applied Energy, 2010, 87(5): 1749-1762.
- [20] JI Proczka, K Muralidharan, D Villela, Jh Simmons, G Frantziskonis. Guidelines for the Pressure and Efficient Sizing of Pressure Vessels for Compressed Air Energy Storage [J]. Energy conversion and management, 2013, 65: 597-605.