

外激振动条件下气体减压器工作稳定性 仿真研究

王 翀^{1,2}, 梁国柱¹, 帅 彤³, 周智勇³

(1. 北京航空航天大学 宇航学院, 北京 100191;

2. 中国兵器工业集团公司 北方导航控制技术股份有限公司, 北京 100086;

3. 中国航天科技集团公司 中国运载火箭技术研究院 北京宇航系统工程研究所, 北京 100076)

摘 要: 为研究运载火箭增压系统中减压器在外激振动条件下的工作稳定性,在减压器模型中通过壳体位移坐标引入振动激励源,建立了可模拟减压器在外激振动条件下工作过程的计算模型,对外激随机振动条件下增压系统动态工作过程进行了仿真.针对仿真发现的减压器下游压力振荡的不稳定现象,对减压器下游不同管路尺寸和减压器不同参数下的系统工作过程进行了对比计算.计算结果显示:增大减压器下游管路尺寸,减小减压器阀芯组件质量与减小阀芯组件与壳体间滑动摩擦力,都可以使压力振荡过程减弱,有利于改善减压器在外激振动过程下的工作稳定性.计算结果为减压器及增压系统的设计和 optimization 提供了参考.

关 键 词: 运载火箭; 减压器; 外激振动; 动态过程; 稳定性

中图分类号: V434.23

文献标志码: A

Simulation study of working stability of a gas pressure regulator under external excitation vibration conditions

WANG Chong^{1,2}, LIANG Guo-zhu¹, SHUAI Tong³, ZHOU Zhi-yong³

(1. School of Astronautics,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. North Navigation Control Technology Corporation,

China North Industries Group Corporation, Beijing 100086, China;

3. Beijing Institute of Astronautical Systems Engineering,

China Academy of Launch Vehicle Technology,

China Aerospace Science and Technology Corporation, Beijing 100076, China)

Abstract: For the purpose of studying the working stability of pressure regulator working in launch vehicle gas pressurization system under external excitation vibration conditions, the vibration exciting source was introduced through the displacement coordinate of the regulator shell to modify the pressure regulator model and the dynamic working process of a gas pressurization system was simulated under external excitation conditions. As the pressure oscillation at a pressure regulator outlet was observed, contrast calculations considering different downstream pipe sizes and different parameters of a pressure regulator were carried out. The result shows that increasing the pipe sizes, decreasing the mass of the valve spool

收稿日期: 2015-04-20

作者简介: 王翀(1984—),男,博士,主要从事运载火箭液体推进剂贮箱增压系统仿真研究.

通讯作者: 梁国柱(1966—),男,教授,博士,主要从事运载火箭液体推进剂贮箱和发动机研究. E-mail:lgz@buaa.edu.cn

引用格式: 王翀,梁国柱,帅彤,等. 外激振动条件下气体减压器工作稳定性仿真研究[J]. 航空动力学报,2017,32(1):233-238.
WANG Chong, LIANG Guozhu, SHUAI Tong, et al. Simulation study of working stability of a gas pressure regulator under external excitation vibration conditions[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(1): 233-238.

and the friction force between the valve spool and the shell can reduce the pressure oscillation intensity and benefit the regulator’s working stability under external excitation vibration conditions. The numerical study provides a reference for the design and optimization of pressure regulators and gas pressurization systems.

Key words: launch vehicle; pressure regulator; external excitation vibration; dynamic process; stability

气体减压器用于控制气体管路系统压力,是运载火箭贮箱增压系统的核心元件之一,其工作稳定性往往决定了增压系统整体工作的稳定性.

国内外开展了大量关于减压器工作稳定性的研究,对一些典型结构的减压器,还建立了稳定性分析准则^[1].文献[2-3]利用有限体积模型对推进系统中减压器的稳定性进行了仿真,得到了部分参数对稳定性的影响规律.文献[4-5]通过数值仿真方法,分析了实验中出现大流量减压器振动问题及影响因素,并提出了简单的解决方案.美国MSL(火星实验室)计划中,在航天飞机减压器动力学分析模型^[6]的基础上,建立了改进模型对MSL 氦气减压器动态特性进行了有效预估^[7].文献[8]则对起动过程中减压器压力冲击可能造成的振荡问题的机理和影响因素进行了分析.

虽然目前文献对减压器振荡等工作稳定性进行了大量的仿真研究,取得了有价值的结论^[9-11],但一方面多数研究中所建立的模型只针对了减压器单机工作,不能反映减压器在气体管路系统中的工作状况.更重要的是目前文献研究鲜有考虑外激振动环境对气体管路系统工作稳定性的影响,因而无法得到环境振动对稳定性的影响,以及外激振动条件下的稳定性规律.

本文根据之前的研究^[12],采用一维流体动力学方程和常微分方程分别建立管路流动和元件工作过程模型,引入减压器壳体坐标模拟外激振动条件,以期实现对包含减压器的增压系统在有/无外激振动条件下的工作过程开展数值仿真研究.在此基础上,计算分析减压器结构参数和增压系统管路尺寸对外激振动条件下减压器工作稳定性的影响规律,从而提出改善减压器工作稳定性的措施.

1 计算模型

1.1 减压器、稳压器工作原理

本文研究的增压系统结构如图 1 所示,其中减压器和稳压器串联安装.减压器结构如图 2 所示,控制腔通过阻尼孔与出口腔相连,其内部压力

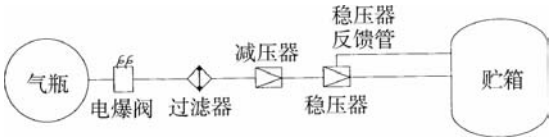


图 1 增压系统结构

Fig.1 Structure of pressurization system

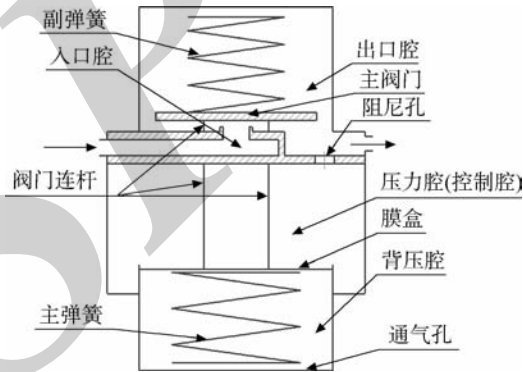


图 2 减压器结构图

Fig.2 Structure of the pressure regulator

按一定规律随出口腔压力变化;控制腔压力作用在膜盒上,从而减压器出口压力升高时,控制腔压力随之升高,压缩主弹簧,阀芯组件向下运动,开度减小,反之亦然.通过开度的变化调节减压器气体流量,保证减压器出口压力在设计范围内变化.

稳压器结构如图 3 所示,其工作原理与减压器相似,控制腔通过反馈管路与贮箱相连,压力随

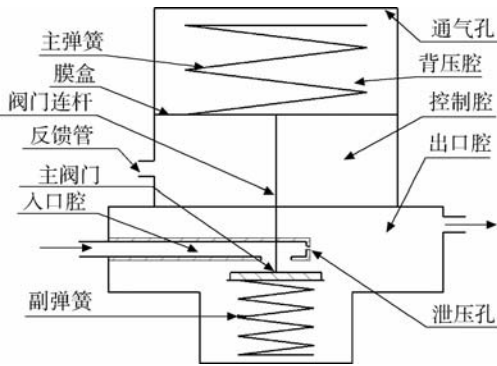


图 3 稳压器结构图

Fig.3 Structure of the pressure stabilizer

贮箱气枕压力变化;控制腔压力作用在膜盒上,气枕压力升高时,控制腔压力升高,阀芯组件向上运动,阀芯开度减小.稳压器入口腔和出口腔之间设计有泄压孔,主阀门完全关闭时,稳压器仍有少量的增压气体流量.

1.2 流动模型

如图 4 所示,减压器的气体通路处理为 3 个体积空间:阀芯前为入口腔、阀芯后为出口腔,以及控制腔;出口腔和控制腔之间的阻尼孔处理为节流孔模型;减压器主阀处理为流通面积(用开度表征)可变的节流孔模型.其中,减压器主阀为菌形阀,流量公式为^[1]

$$\begin{aligned} \dot{m}_v &= \mu A_v K \sqrt{p_1 \rho_1} \\ A_v &= \pi d_v h_v \end{aligned} \quad (1)$$

其中 d_v, h_v, A_v 为阀门直径、瞬时开度和气体流通面积; μ 为流量系数; K 为与上下游压力有关的系数; p_1, ρ_1 分别为节流孔上游气体压力、密度.

对减压器腔体,假设空间内气体流动速度近似为零,空间内气体参数分布均匀,用集中参数描述;考虑出、入口气体流动和体积变化率的连续方程和能量方程为

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\rho}{dt} &= \frac{1}{V} (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) - \frac{\rho}{V} \cdot \frac{dV}{dt} \\ \frac{du}{dt} &= -\frac{u}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dt} - \frac{u}{V} \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\rho V} (e_{in} \dot{m}_{in} + \\ &\quad p_{in} v_{in} A_{in} - e_{out} \dot{m}_{out} - p_{out} v_{out} A_{out}) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

其中下标 in 表示入口(上游)参数,out 表示出口(下游)参数, v 为气体流速, A 为出、入口截面积, V 为气体空间体积, $e=u+\frac{v^2}{2}$ 为流入、流出的单位质量气体的能量(包含气体的内能和动能,对体积空间的气体流动, $v=0$,用内能 u 代替), $\dot{m}=\rho v A$ 为质量流量, ρ 为体积空间内气体密度.

稳压器流动模型如图 5 所示,其工作原理与减压器类似,具体模型建立过程不再赘述.

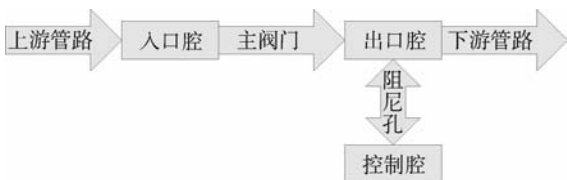


图 4 减压器流动模型

Fig. 4 Flow model of the pressure regulator

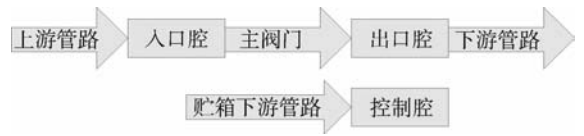


图 5 稳压器流动模型

Fig. 5 Flow model of the pressure stabilizer

1.3 阀芯组件运动方程

考虑外激振动条件的运动组件(阀芯)的运动模型主要包括:阀芯组件质量、位置(其 1, 2 阶导数即速度与加速度,下同),减压器壳体位置,弹簧组件(含膜盒)刚度系数、长度、预紧长度,阀门摩擦副摩擦力等参数.

考虑外激振动下的运动方程为

$$\ddot{x}_{valve} m_{valve} + (\dot{x}_{valve} - \dot{x}_{shell}) C = F_g - F_s - F_n \quad (3)$$

式中 $x_{valve}, \dot{x}_{valve}$ 和 $\ddot{x}_{valve}$ 为阀芯组件位移、速度和加速度; m_{valve} 为阀芯组件质量; $x_{shell}, \dot{x}_{shell}$ 和 $\ddot{x}_{shell}$ 分别为减压器壳体位移、速度和加速度; C 为运动阻尼系数; F_g 为气动合力; F_s 为弹簧力; F_n 为摩擦阻力.

其中

$$F_s = k_s [(x_{valve} - x_{shell})] + F_{s0} \quad (4)$$

式中 k_s 与 F_{s0} 分别为弹簧刚度系数和预紧力.

壳体的位移等参数由外激振动条件给定的瞬时加速度确定

$$\ddot{x}_{shell} = a(t) \quad (5)$$

式中 $\ddot{x}_{shell}$ 为减压器壳体加速度, $a(t)$ 为给定的外激振动瞬时加速度,根据给定的功率谱密度曲线,采用谐波叠加法计算得到^[13];速度和位移参数可由加速度积分得到.

气体管路系统中的管路流动及气瓶、过滤器等的模型、求解方法及具体推导过程可参见文献[14].

2 增压系统中的振荡现象

如图 1 所示的增压系统模型中,气瓶贮存的高压气体压力为 23.1 MPa,减压器出口设计压力为 1.65 MPa.增压系统飞行过程中典型的外激振动环境如图 6 所示,本文研究均基于此条件.如图 7 所示,在外激振动条件下,增压系统仿真计算发现减压器在系统起动后 10 s 后本应稳定工作的时间段内出现了压力振荡过程,其压力波动范围为 1.53~1.75 MPa,其幅度明显大于其他时刻由外激振动导致的压力波动,且主要振动强度集中在

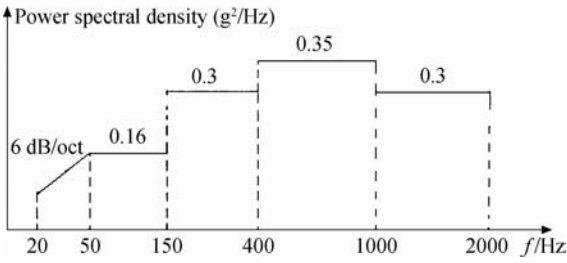


图 6 外激振动条件

Fig. 6 External excitation vibration conditions

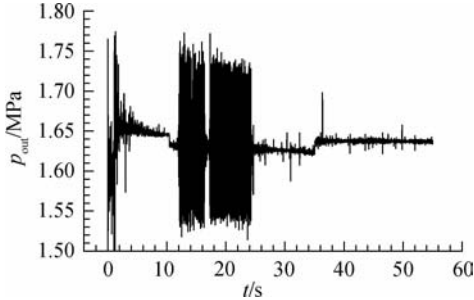


图 7 减压器出口压力振荡过程

Fig. 7 Outlet pressure oscillation of the pressure regulator

约 130 Hz 的单一频率上;而在无外激振动条件下,这一现象并未出现。

这一结果表明了外激振动环境会导致减压器工作过程中的阀芯振荡现象,从而影响增压系统的工作稳定性。

3 减压器稳定性影响因素分析计算

为分析造成减压器出现振荡过程的主要因素并提出改善稳定性的有效办法,选取了不同减压器结构参数和管路尺寸进行对比计算. 计算中对比的减压器结构参数包括减压器阀芯组件质量和滑动摩擦力大小;管路尺寸指减压器下游至稳压器管路的长度和内径。

3.1 减压器下游管路尺寸的影响

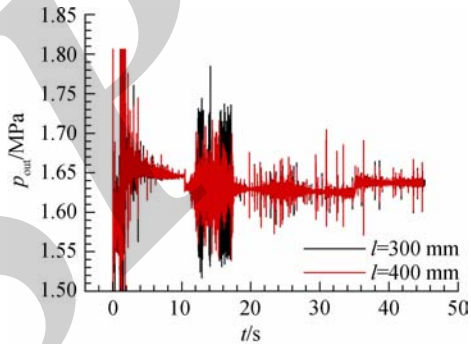
作为增压系统的一部分,减压器的工作稳定性可能受到增压系统结构参数的影响,因此对比计算了减压器下游出口至稳压器上游入口间不同管路尺寸下的增压系统工作过程。

增压系统模型初始管路尺寸为内径 $d = 6$ mm,长度 $l = 200$ mm;对比计算中,选取的不同管路尺寸包括:管路长度 $l = 300, 400$ mm 以及管路直径 $d = 8, 10$ mm;对增压系统工作过程的典型对比计算结果如图 8 所示。

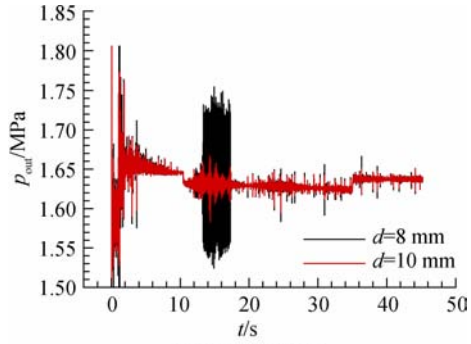
可见,随着减压器下游管路尺寸的增加,工作

过程中出现的压力振荡过程的幅度会逐渐减弱。当单纯增加管路长度到 300 mm 和 400 mm 时,减压器出口压力振荡幅值分别减小到 1.55~1.73 MPa 和 1.58~1.69 MPa;单纯增加管路直径到 8 mm 和 10 mm,减压器出口压力振荡幅值分别减小到 1.55~1.73 MPa 和 1.61~1.66 MPa;增加管路直径到 8 mm,同时增加管路长度到 300 mm 和 400 mm 时,振荡幅值减小到 1.58~1.69 MPa 和 1.61~1.66 MPa. 可见长度增加 1 倍后导致压力振荡幅值减小约 50%,而增加管路直径效果更为明显,当管路直径增加 67%后,压力振荡幅值减小约 80%。

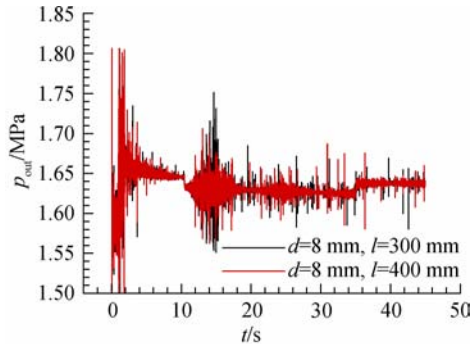
以上结果说明,适当增加减压器下游管路的



(a) 改变管路长度



(b) 改变管路直径



(c) 同时改变管路长度和直径

图 8 不同下游管路尺寸时的减压器出口压力
Fig. 8 Outlet pressures of the pressure regulator with different downstream pipe sizes

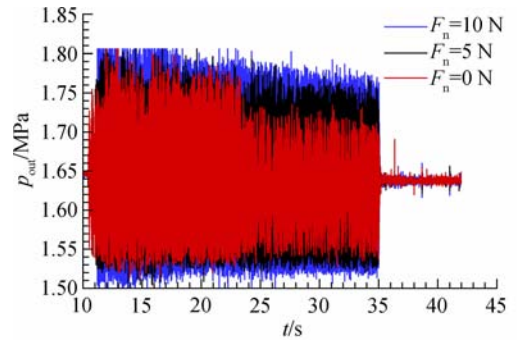
尺寸,有助于改善减压器的稳定性.一方面更大的管路容积对气体流量瞬态变化起到一定的缓冲作用;另一方面,较大管路容积对减压器、稳压器之间由于外激振动产生的压力波动有一定的隔离作用,减少因元件间相互影响造成的振荡过程的发生几率,有利于改善减压器的稳定性.

3.2 阀芯组件质量和滑动摩擦力的影响

减压器自身结构参数同样影响其工作稳定性,本文选取减压器阀芯组件质量和阀芯组件与壳体摩擦力两个参数进行对比计算,这是由于阀芯组件质量的影响目前鲜有文献提及,而对真实减压器而言,滑动摩擦力大小往往很难准确测定,因此,在工程应用中,有必要对这两个参数加以研究,总结其影响规律.

计算中,滑动摩擦力取值分别为 0,5,10 N;阀芯组件质量系数(即阀芯组件质量取值与实际质量之比)分别为 0.5,1,2. 计算结果如图 9 所示.

如图 9 所示,增加阀芯组件质量系数或增加滑动摩擦力取值,减压器下游压力振荡幅值和持续时间都有所增加. 阀芯组件质量系数为 0.5,摩擦力为 0 N 的情况下,压力振荡幅值为 1.61~1.65 MPa,振荡幅值减小约 80%. 而阀芯组件质量系数为 2 的情况下,摩擦力为 0 N 时,压力振荡幅值约为 1.52~1.77 MPa;摩擦力为 10 N 时,压力振荡过程最为明显,压力振荡幅值达到 1.5~1.8 MPa,振荡幅值增加约 40%;而且在工作时间 10~35 s 范围内 3 种摩擦力下均发生了长时间的



(c) 阀芯组件质量系数为2下不同滑动摩擦力取值

图 9 不同阀芯组件质量和滑动摩擦力下的减压器出口压力

Fig. 9 Outlet pressure of the pressure regulator with different mass and friction forces of the valve spool

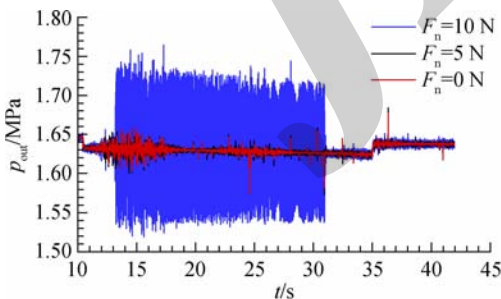
压力振荡.

从图 9 可以看出,更大的减压器阀芯组件的质量和更大的滑动摩擦力取值情况下,振荡过程中减压器下游压力振荡幅值和持续时间明显增加.当摩擦力为 10 N 时,无论阀芯组件质量系数如何取值,减压器都会出现较强的振荡过程;当阀芯组件质量系数为 2 时,无论滑动摩擦力如何取值,振荡过程都不可避免.其影响规律可以解释为:在外界激励振动条件下,当壳体运动导致阀门开度偏离平衡位置时,较小的阀芯组件质量有利于较快回复平衡位置,从而减小发生振荡的可能性,因此,减小阀芯组件质量会提高减压器的稳定性.而较大的滑动摩擦力在阀芯开度和下游压力出现不平衡时,十分不利于阀芯组件回复平衡,因此与直观认识不同,增大滑动摩擦力不但不能增加振动条件下的稳定性,同时由于减弱了减压器自身工作稳定性,对增压系统工作稳定性反而有不利影响.

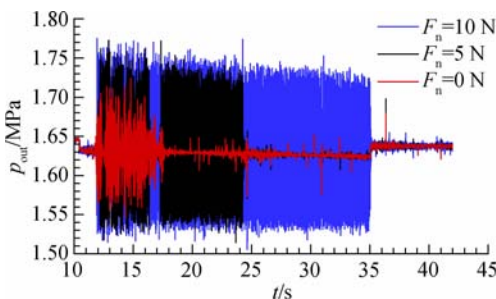
4 结 论

本文采用能够模拟外激振动条件下气体减压器等元件工作过程的数值模型,对典型振动条件下不同减压器结构参数及下游管路尺寸参数取值时的增压系统工作过程进行了仿真计算,研究了减压器在增压系统中的稳定性问题,得到如下主要结论:

1) 所建立的计算方法在无外激振动条件下计算结果与实验值吻合;尽管在外激振动条件下尚无对实验值的对比,但从计算结果中观察到的增压系统中减压器的振荡现象与实践经验相符.



(a) 阀芯组件质量系数为0.5下不同滑动摩擦力取值



(b) 阀芯组件质量系数为1下不同滑动摩擦力取值

2) 计算表明,减压器下游管路尺寸、减压器阀芯组件质量和阀芯组件滑动摩擦力对减压器的工作稳定性有重要影响。

3) 计算表明,增大减压器下游管路尺寸后压力振荡幅值和持续时间明显减小,与原尺寸比较,管路直径增加 67% 或长度增加 1 倍,压力振荡幅值分别减小约 80% 和 50%。减小减压器阀芯组件质量或减小减压器阀芯组件与壳体间的滑动摩擦力,减压器出口压力振荡幅值与振荡持续时间也会明显减小,当阀芯组件质量系数为 0.5,滑动摩擦力为 0N 时,压力振荡幅值减小约 80%;反之阀芯组件质量系数为 2,滑动摩擦力为 10N 时,压力振荡幅值增加约 40%。因此,在实际工程设计中增加减压器下游管路尺寸、减小减压器阀芯组件质量和滑动摩擦力都是改善减压器在外激励条件下工作稳定性的有效手段。

参考文献:

- [1] 朱宁昌. 液体火箭发动机设计[M]. 北京: 宇航出版社, 1994: 255-280.
- [2] 陈阳, 高芳, 张黎辉, 等. 减压器动态仿真的有限体积模型[J]. 推进技术, 2006, 27(1): 9-14.
CHEN Yang, GAO Fang, ZHANG Lihui, et al. Finite volume model for numerical simulation on dynamic process of pressure reducing regulator[J]. Journal of Propulsion Technology, 2006, 27(1): 9-14. (in Chinese)
- [3] 陈阳, 蔡国飙, 张振鹏, 等. 双组元统一推进系统减压器稳定性仿真[J]. 北京航空航天大学学报, 2010, 36(10): 1135-1139.
CHEN Yang, CAI Guobiao, ZHANG Zhenpeng, et al. Numerical simulation of pressure reducing regulator integral bipropellant propulsion system[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2010, 36(10): 1135-1139. (in Chinese)
- [4] 郑丽, 李清廉, 沈赤兵. 大流量气体减压器响应特性的仿真研究[J]. 火箭推进, 2008, 34(2): 18-23.
ZHENG Li, LI Qinglian, SHEN Chibing. Analysis on responding characteristics of large flux pressure reducer valve[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2008, 34(2): 18-23 (in Chinese)
- [5] 赖林, 李清廉, 郑丽, 等. 大流量气体减压器振动问题研究[J]. 国防科技大学学报, 2009, 31(2): 1-4.
LAI Lin, LI Qinglian, ZHENG Li, et al. Research of the vibration failure of the large flux PRV[J]. Journal of National University of Defense Technology, 2009, 31(2): 1-4. (in Chinese)
- [6] Hurlbert E, Abe J T. Methods used to investigate and resolve the space shuttle helium pressure regulator instability[R]. AIAA 90-2749, 1990.
- [7] Mizukama M, Yankura G A, Rust T M, et al. Space shuttle 750 psi helium regulator application on mars science laboratory propulsion[R]. AIAA-2009-5489, 2009.
- [8] 石玉鹏, 鲁雪生. 减压器启动冲击解决方案[J]. 上海航天, 2009, 26(4): 61-64.
SHI Yupeng, LU Xuesheng. Scheme of solving start-up pressure shock of pressure reducer[J]. Aerospace Shanghai, 2009, 26(4): 41-46. (in Chinese)
- [9] 晋晓伟, 孙亮, 马键, 等. 推进剂供应系统增压过程仿真[J]. 火箭推进, 2009, 35(3): 30-33.
JIN Xiaowei, SUN Liang, MA Jian, et al. Simulation of the pressurizing process of propellant feed system[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2009, 35(3): 30-33. (in Chinese)
- [10] 谭建国, 江燕平, 王振国. 减压器增压过程中的振荡抑制措施[J]. 推进技术, 2013, 34(1): 124-128.
TAN Jianguo, JIANG Yanping, WANG Zhenguo. Suppression approach on oscillation of pressure relief valve during pressurization process[J]. Journal of Propulsion Technology, 2013, 34(1): 124-128. (in Chinese)
- [11] 江燕平. 气体减压器动态特性的仿真和试验研究[D]. 长沙: 国防科学技术大学, 2009.
JIANG Yanping. Experiment and simulation research on the dynamic characteristics of gas pressure reducing valve[D]. Changsha: National University of Defense Technology, 2009. (in Chinese)
- [12] 王翀, 梁国柱. 随机振动条件火箭贮箱增压系统工作过程仿真[J]. 北京航空航天大学学报, 2013, 39(10): 1314-1318.
WANG Chong, LIANG Guozhu. Simulation of the working process of launch vehicle pressurization system in random vibration condition[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2013, 39(10): 1314-1318. (in Chinese)
- [13] Shinozuka M, Jan C M. Digital simulation of random process and its application[J]. Journal of Sound and Vibration, 1972, 25(1): 111-128.
- [14] 王翀, 郭媛媛, 梁国柱. 火箭贮箱增压系统启动关闭过程压力冲击计算[J]. 航空动力学报, 2011, 26(12): 2834-2840.
WANG Chong, GUO Yuanyuan, LIANG Guozhu. Simulation of pressure shock during start and shutdown operation of rocket tank pressurization system[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(12): 2834-2840. (in Chinese)

(编辑: 陈越)