

飞船高压密封堵头密封研究与应用

袁肖肖, 苏翠娥, 刘建盈, 宣晓萍
(上海空间推进研究所, 上海 201112)

摘要: 基于神舟飞船推进系统高压管路测试接口形式, 推导出了高压管路测试接口密封堵头拧紧力矩理论计算公式。依据理论计算结果和有限元仿真计算分析, 并结合经验校核力矩数值, 给出了飞船高压密封堵头拧紧力矩量化数值, 即推荐拧紧力矩值 $[T] = (24 \pm 5) \text{ N} \cdot \text{m}$, 该推荐拧紧力矩值已应用于神舟十一号飞船系统, 并通过了飞船飞行考核。

关键词: 密封堵头; 拧紧力矩; 量化

中图分类号: V431-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374(2018)03-0081-06

Research and application on seal of high-pressure sealing-plug for spacecraft

YUAN Xiaoxiao, SU Cuie, LIU Jianying, XUAN Xiaoping
(Shanghai Institute of Space Propulsion, Shanghai 201112, China)

Abstract: Based on the test-port form of high-pressure pipeline for Shenzhou spacecraft propulsion system, the theoretical formula of tightening torque for the sealing-plug was obtained. According to the results of theoretical calculation and finite element simulation analysis, the quantitative tightening torque of the high-pressure sealing-plug of spacecraft is recommended as $[T] = (24 \pm 5) \text{ N} \cdot \text{m}$ combined with the empirical checking torque. The recommended tightening torque value has been applied to the Shenzhou-11 spacecraft and has passed the flight assessment of spacecraft.

Keywords: sealing-plug; tightening torque; quantization

0 引言

神舟飞船高压管路系统是飞船动力与姿态控制模块的重要组成部分, 系统中的高压测试接口在飞船发射之前采用高压密封堵头密封, 高压密封堵头为螺纹连接, 需要通过一定的拧紧力矩以确保高压管路测试接口密封的可靠性。本文依据密封副密封力矩理论公式、有限元接触密封仿真分析和密封

副密封力矩实际经验, 得出了高压密封堵头拧紧力矩推荐值, 其密封效果和密封性能满足高压密封堵头的密封设计要求, 该推荐值已应用于神舟十一号飞船系统, 并通过了飞行试验考核, 圆满地完成了飞行任务。

1 密封设计要求

图1为飞船高压密封堵头连接结构示意图, 高

收稿日期: 2017-03-06; 修回日期: 2017-05-08

作者简介: 袁肖肖 (1986—), 男, 硕士, 工程师, 研究领域为机械理论与设计

压密封堵头由球头密封件和柱段密封件组成,通过旋转压紧螺母,把高压密封堵头压紧在高压管路测试接口上,完成柱段密封件上的两道径向密封,以及球头密封件上的球面—锥面形式的第三道硬密封;高压密封堵头密封设计技术要求见表 1。

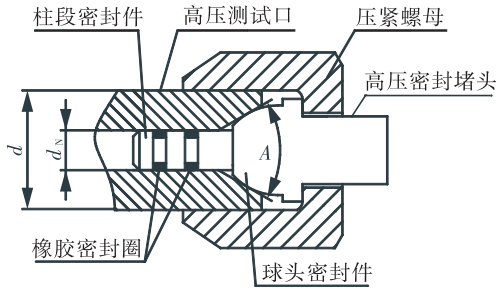


图 1 高压密封堵头连接结构示意图

Fig. 1 Connection structure of a high-pressure sealing-plug

表 1 高压密封堵头设计要求

Tab. 1 Design requirements of high-pressure sealing-plug

项 目	数值
螺纹公称直径 d/mm	12
通径规格 d_N/mm	4
密封副数量	3
密封副种类	2
锥形密封面角度 A	60°
硬密封漏率要求/ $(\text{Pa} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$	$\leq 1 \times 10^{-6}$

2 拧紧力矩理论计算与经验校核分析

高压密封堵头密封力矩理论计算与经验校核分析分为四个部分:拧紧力矩理论计算;拧紧力矩经验值经验校核;接触密封有限元仿真计算与分析;结合拧紧力矩理论值、经验值以及有限元仿真结果,确定飞船高压堵头密封拧紧力矩推荐值。

2.1 拧紧力矩理论值计算

通过分析图 1 所示的飞船高压密封堵头连接结构,把高压测试接口等效为螺栓,压紧螺母等效为连接螺母,高压密封堵头等效为被连接件。基于等效的螺栓连接模型关系,施加在高压密封堵头上的总拧紧力矩 T 由四部分组成,即压紧螺母与测试接口螺旋副之间的摩擦力矩 T_1 、压紧螺母与密封堵头轴肩的摩擦力矩 T_2 、密封堵头球面与测试接口锥面

的摩擦力矩 T_3 、柱段橡胶密封圈与测试接口之间的摩擦力矩 T_4 。则总拧紧力矩 T 为:

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 \quad (1)$$

根据螺纹副与密封副连接的力学理论分析与计算关系式,对式(1)中的各个分力矩进行参数化合并,可得到总拧紧力矩 T 关系参量化表达式:

$$T = \frac{1}{2} F_0 \left[d_2 \left(\frac{\tan\psi + \tan\varphi_v}{1 - \tan\psi \tan\varphi_v} \right) + \frac{2}{3} f_2 \left(\frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2} \right) + \frac{f_3 d_v}{\cos\alpha} \right] + 2 \left(\pi \frac{E \Delta \xi}{\xi} d_N b_v f_4 \right) \frac{d_N}{2} \quad (2)$$

式中: F_0 为高压密封堵头预紧力, N; d_2 为螺纹中径, m; ψ 为螺纹升角, $^\circ$; φ_v 为螺旋副当量摩擦角, $^\circ$; f_2 为压紧螺母与密封堵头轴肩的摩擦系数; D_0 为密封堵头轴肩外径, m; d_0 为密封堵头轴肩与压紧螺母接触面的内径, m; f_3 为密封堵头球面与测试接口锥面之间的摩擦系数; d_v 为球头密封面的等效直径, m; α 为测试接口锥面倾角, $^\circ$; E 为橡胶密封圈弹性模量; $\Delta \xi$ 为密封圈压缩量, m; ξ 为密封圈截面直径, m; d_N 为测试接口通径, m; b_v 为密封圈与测试接口等效接触宽度, m; f_4 为密封圈与测试接口之间的摩擦系数。

由式(2)可知,拧紧力矩理论计算公式中的参数较多,结构亦较复杂,为便于理论计算,需要对式(2)进行归一化处理,即把拧紧力矩计算公式转化为只含有代表性参量的计算公式。根据飞船高压密封堵头连接形式,并考虑到计算参量的通用性和重要性,定义影响拧紧力矩的两个关键参量为:轴向预紧力和螺纹公称直径。 F_0 为轴向预紧力, N; d 为螺纹公称直径, m。

根据本文研究的密封堵头规格和已知量参数,则有:

$$d_2 \approx 0.932d, D_0 \approx 0.858d, d_0 \approx 0.567d, d_v \approx 0.617d, f_2 = f_3 = 0.15, f_4 = 0.75, \tan\psi \approx 0.05, \tan\varphi_v \approx 0.17, \cos\alpha \approx 0.866, \Delta \xi = 0.1 \text{ mm}, \xi = 1 \text{ mm}, b_v \approx 0.5 \text{ mm}, d_N = 4 \text{ mm}, E = 7.8 \text{ MPa}$$

把以上参数代入到式(2),则可得到归一化的总拧紧力矩 T 计算公式:

$$T \approx 0.22 F_0 d + 0.015 \quad (3)$$

根据以往经验和类比同规格螺纹的拧紧力矩,式(3)中的常量(0.015 N·m)远远小于式中第一项的计算数值,可以忽略不计,则式(3)可简化为:

$$T \approx 0.22 F_0 d \quad (4)$$

最大拧紧力矩理论值计算依据螺纹连接强度分析与计算准则,受拉螺栓的最危险失效状态为螺栓的强度失效,对于本文的密封堵头连接形式而言,要确保飞船高压密封堵头密封结构不失效且连接牢靠,则高压测试接口截面上所承受的总应力 σ 不大于许用应力 $[\sigma]$,即:

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_s}{S} \quad (5)$$

式中: σ_s 为高压测试接口材料的屈服强度,Pa; S 为静载荷下紧螺栓连接的许用安全系数。

当高压测试接口被压紧螺母拧紧时,测试接口整体结构上一方面要承受预紧力 F_0 作用下的拉伸应力,另一方面还要承受螺纹摩擦力矩 T_1 作用下的扭转切应力,依据材料力学第四强度理论计算方法,高压测试接口上所承受的总应力 σ 为:

$$\sigma = \sqrt{\left[\frac{4F_0}{\pi(d_1^2 - d_N^2)} \right]^2 + 3 \left[\frac{\tan\psi + \tan\varphi_v}{1 - \tan\psi \tan\varphi_v} \frac{2d_2}{d_1} \frac{4F_0}{\pi(d_1^2 - d_N^2)} \right]^2} \quad (6)$$

式中 d_1 为螺纹危险截面直径,m。

将上述已知参数代入式(6),则式(6)可简化为:

$$\sigma \approx \frac{1.656F_0}{d_1^2 - d_N^2} \quad (7)$$

由式(5)和式(7),则可得到高压密封堵头轴向预紧力 F_0 关系式:

$$F_0 \leq \frac{1.656\sigma_s}{(d_1^2 - d_N^2)S} = [F_0]_{\max} \quad (8)$$

取安全系数 $S = 1.25$, $\sigma_s = 320$ MPa(材料为TA2,GJB2218-94);根据工程经验,取危险截面直径 $d_1 \approx 10$ mm;将式(8)代入到式(4)中,则可计算出拧紧力矩 T 理论最大值 $[T_{\max}]$:

$$T \leq [T_{\max}] = 0.002\ 64 [F_0]_{\max} = 34.28 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (9)$$

最小拧紧力矩理论值计算,由图1飞船高压密封堵头连接结构可知,高压密封堵头三道密封面中,径向橡胶密封圈的密封性能对轴向预紧力 F_0 不敏感,第三道硬密封则需要在许用工作压力 $[F_w]$ 作用下,球头与测试接口锥面发生接触,且具有一定的残余预紧力 F_r 后,才能有效密封,由此可以得出,要确保高压密封堵头第三道硬密封有效的轴向预

紧力 F_0 应满足以下关系式:

$$F_0 \geq [F_0]_{\min} = F_r + \left(1 - \frac{C_b}{C_b + C_m}\right) [F_w] \quad (10)$$

式中: $[F_w] = \frac{1}{4} \pi d_v^2 \mu P_w$, d_v 为球头密封面的等效直径,m; μ 为许用安全压力因子; P_w 为工作压强,Pa。对于有密封要求的螺栓连接,一般取残余预紧力 $F_r = 1.8 [F_w]$ 。 $C_b/(C_b + C_m)$ 为相对刚度系数, C_b 是螺栓刚度, C_m 是被连接件刚度。将上述关系式代入到式(10)中,则可得到:

$$F_0 \geq [F_0]_{\min} = \frac{1}{4} \left(2.8 - \frac{C_b}{C_b + C_m}\right) \pi d_v^2 \mu P_w \quad (11)$$

取 $C_b/(C_b + C_m) = 0.2$, $\mu = 2$,在工作压强 $P_w = 23$ MPa条件下,将式(11)代入到式(4),则可计算出拧紧力矩 T 最小拧紧力矩值 $[T_{\min}]$:

$$T \geq [T_{\min}] = 0.00264 [F_0]_{\min} = 13.57 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (12)$$

由式(9)和式(12)的计算结果可知,神舟飞船高压密封堵头拧紧力矩理论计算值 T 满足以下关系:

$$13.57 \text{ N} \cdot \text{m} \leq T \leq 34.28 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (13)$$

由式(13)可知,神舟飞船高压密封堵头拧紧力矩理论计算值的平均值 T_0 为: $T_0 = 23.9 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

2.2 拧紧力矩经验校核值

考虑到飞船高压管路测试接口密封堵头加工、装配精度和人为等因素的影响,拧紧力矩理论计算值与实际情况可能存在一定的偏差,必须与以往通过经验方法得出的拧紧力矩经验校核值进行相互比对与验证。拧紧力矩校核试验流程见图2,具体方案是:选取五件与实际产品一致的高压测试接口和高压密封堵头;选择五名具有航天型号产品操作资质和经验的操作者对每组试验产品实施拧紧操作;每名操作者完成操作后,通过力矩扳手对各自的拧紧力矩值进行校核,得到经验拧紧力矩数值;重复上述操作步骤二次,取每名操作者三次所测得的经验拧紧力矩的平均值。校核试验结果见表2。

由表2可知,拧紧力矩经验值范围为 $T'' = 20.0 \sim 28.0 \text{ N} \cdot \text{m}$,拧紧力矩经验平均值 $T_0' = 23.8 \text{ N} \cdot \text{m}$,拧紧力矩经验值相对其平均值而言,虽然有一定的

离散性,但从整体上来说,拧紧力矩量值仍然在同一量级范围之内。

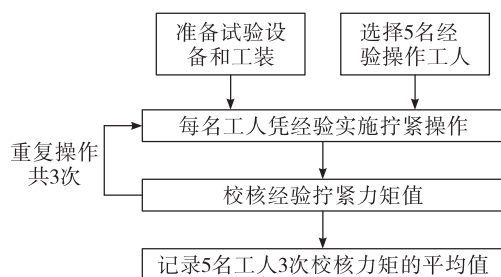


图2 拧紧力矩校核试验流程框图

Fig. 2 Flowchart of check test for tightening torque

表2 拧紧力矩校核试验结果

Tab. 2 Results of check test for tightening torque

操作者	操作经验的应用型号	三次校核力矩平均值/ (N·m)	五名操作者经验力矩 平均值/(N·m)
1	运载型号 1	25.7	
2	运载型号 2	20.0	
3	神舟五号、神舟七号	28.0	23.8
4	神舟六号、神舟八号、神舟十号	24.3	
5	神舟九号	21.0	

2.3 有限元接触密封仿真分析

高压密封堵头在拧紧过程中,会形成一道硬接触密封带。根据硬密封带密封机制,接触密封带面积越大,越有益于高压密封堵头硬密封副密封性能的提高,为了便于仿真计算,本文以密封接触面积 A 作为高压密封堵头硬密封性能的表征参数。由图 1 可知,高压密封堵头为轴对称回转体,为了减少计算周期,以高压密封堵头的二维剖面建模,另外高压密封堵头中的轴段结构对拧紧力矩不敏感,建模时可以忽略。有限元模型网格划分采用有限元模块的二维轴对称单元 PLANE82,选取 TARGE169 和 CONTA172 建立接触对单元,有限元模型示意图见图 3。



图3 有限元模型

Fig. 3 Finite element model

高压密封堵头与高压测试接口的连接关系中模型载荷边界条件为总拧紧力矩 T ,其计算表达式见式(2),依据高压测试接口不发生屈服失效的原则,控制高压密封堵头拧紧力矩 $T \in [0, [T]_{\max}]$ 范围内进行仿真分析,其中 $[T]_{\max}$ 由式(9)确定。定义总拧紧力矩 T 为输入变量,依据式(2),带入输入变量 T 和已知参数,得到给定总拧紧力矩 T 下的螺纹轴向预紧力 F_0 ,根据有限元迭代计算和单元积分,可以得到不同拧紧力矩 T 作用下的高压密封堵头密封接触面积 A ,有限元仿真计算流程见图 4,仿真计算结果见图 5。

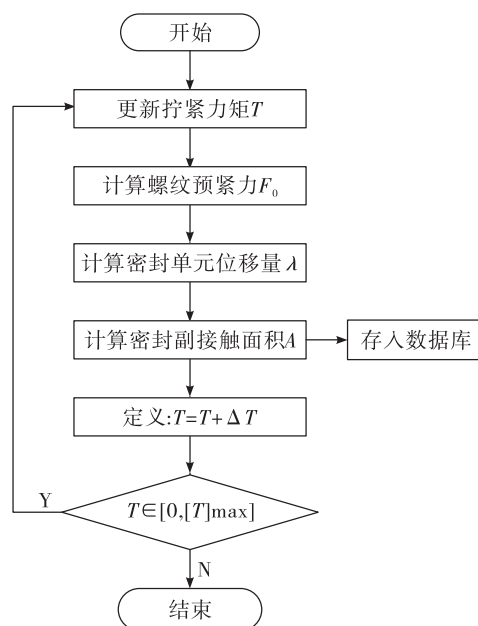


图4 有限元仿真流程框图

Fig. 4 Flowchart of finite element simulation

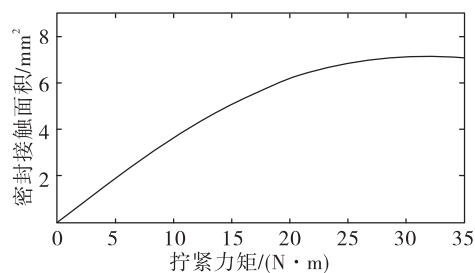


图5 拧紧力矩与接触面积之间的关系

Fig. 5 Relationship between contact-area and tightening torque

由图 5 可知,密封接触面积 A 随拧紧力矩 T 的

增大而逐渐增大,说明拧紧力矩 T 越大,越有益于密封性能的提高;拧紧力矩 T 处于 $20 \sim 25 \text{ N} \cdot \text{m}$ 之间时,密封接触面积 A 的变化趋于平缓,说明拧紧力矩在达到一定值(约 $25 \text{ N} \cdot \text{m}$)之后,继续增加拧紧力矩,对密封接触面积增大的增益效果并不明显;另外较大拧紧力矩也会加重球头硬密封副材料的局部屈服,考虑到金属材料的应力松弛现象,接触应力会随时间的变化而不断减少,从而会降低高压密封堵头长期使用过程中密封性能的可靠性。

2.4 拧紧力矩推荐值确定

由上述计算分析可知,高压密封堵头的拧紧力矩经验值范围为 $T'' = 20.0 \sim 28.0 \text{ N} \cdot \text{m}$,在拧紧力矩理论计算值 $T = 13.57 \sim 34.28 \text{ N} \cdot \text{m}$ 范围之内,由此表明:以往的拧紧力矩经验值虽然具有一定的散差,但从理论上来讲,在满足密封组件不发生强度失效的前提下,可保证高压密封堵头的密封性能;另外,通过有限元仿真分析可知:在拧紧力矩达到 $25 \text{ N} \cdot \text{m}$ 之后,对高压密封堵头密封性能的提高将趋缓。综上所述,由高压密封堵头拧紧力矩经验值的均值 $T_0' = 23.8 \text{ N} \cdot \text{m}$ 、拧紧力矩理论计算值的均值 $T_0 = 23.9 \text{ N} \cdot \text{m}$ 和有限元仿真计算分析结果可知:神舟飞船高压密封堵头拧紧力矩量化的推荐值为: $[T] = (24 \pm 5) \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

3 高压密封堵头气密性试验与验证

为了能够考察到高压密封堵头的硬密封的密封性能,提高试验严酷度,本次试验中的高压密封堵头均不安装橡胶密封圈,试验流程框图见图 6。

试验方法:选取五件与实际产品状态一致的高压测试接口和高压密封堵头;选择推荐拧紧力矩值 $[T] = 24 \text{ N} \cdot \text{m}$ 作为密封性能试验的参考基准力矩值;以 $[T] - 5 (19 \text{ N} \cdot \text{m})$ 的拧紧力矩值拧紧高压密封堵头后,按照高压管路工作压力 ($20 \sim 25$) MPa 对高压测试接口进行氦气增压;通过抽真空法,对 $[T] - 5 (19 \text{ N} \cdot \text{m})$ 拧紧力矩下的高压密封堵头连接处进行氦质谱漏率检测;分别以 $[T] - 3 (21 \text{ N} \cdot \text{m})$ 、 $[T] (24 \text{ N} \cdot \text{m})$ 、 $[T] + 3 (27 \text{ N} \cdot \text{m})$ 、 $[T] + 5 (29 \text{ N} \cdot \text{m})$ 为高压密封堵头的拧紧力矩施加值,重复上述步骤,检测不同拧紧力矩值下高压密封堵头氦质谱漏率;检漏完毕后,松开高压密封堵头,对每组试验件外观结构进行检查,确认螺纹副与密封副是否有损伤。不同拧紧力矩值下的氦质谱漏率试验结果见表 3。

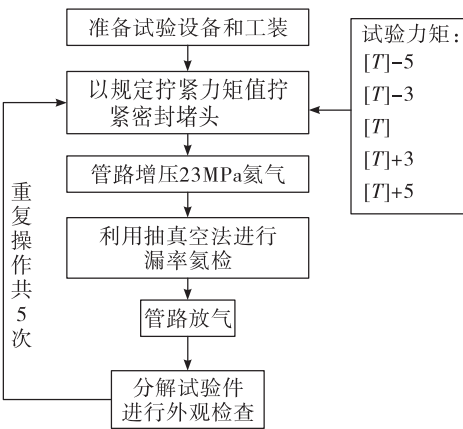


图 6 检漏试验流程框图
Fig. 6 Flowchart of leak test

表 3 检漏试验结果
Tab. 3 Results of leak test

试验件	试验拧紧力矩/($\text{N} \cdot \text{m}$)	氦质谱漏率 要求值/($\text{Pa} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)	实测漏率值/($\text{Pa} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)	试验件 外观检查
1#	$[T] - 5: 19$	$\leq 1 \times 10^{-6}$	4.6×10^{-10}	结构正常无损伤
2#	$[T] - 3: 21$		2.9×10^{-10}	
3#	$[T]: 24$		9.1×10^{-10}	
4#	$[T] + 3: 27$		3.5×10^{-10}	
5#	$[T] + 5: 29$		1.4×10^{-10}	

通过分析表 3 试验结果可知:以 $[T] = 24 \text{ N} \cdot \text{m}$ 为基准拧紧力矩, $\pm 5 \text{ N} \cdot \text{m}$ 拧紧力矩值的允差范围之内,飞船工作压力 $20 \sim 25 \text{ MPa}$ 下的试验检测漏率

均在 10^{-10} 量级,明显优于高压密封堵头第三道密封漏率设计要求值的 10^{-6} 量级,由此表明:推荐拧紧力矩值 $[T] = 24 \pm 5 \text{ N} \cdot \text{m}$,可确保飞船高压密封堵

头的密封性能;每组试验件在施加拧紧力矩后,通过分解检查,试验件外观结构均正常,表明在推荐拧紧力矩值 $[T] = 24 \pm 5 \text{ N} \cdot \text{m}$ 范围之内,飞船高压密封堵头结构均不会发生强度失效。

4 结论

基于拧紧力矩理论计算方法、经验值校核方法和有限元接触密封仿真分析,得出了神舟飞船高压密封堵头拧紧力矩推荐值 $[T] = 24 \pm 5 \text{ N} \cdot \text{m}$,试验表明:拧紧力矩值 $[T] = 24 \pm 5 \text{ N} \cdot \text{m}$ 时,飞船工作压力 20 ~ 25 MPa 下的氦质谱试验检测漏率均在 10^{-10} 量级,明显优于高压密封堵头第三道密封漏率设计要求值的 10^{-6} 量级,可确保飞船高压密封堵头的密封性能。该推荐拧紧力矩值已应用于神舟十一号飞船系统,并通过了飞船飞行考核。

参考文献:

- [1] 程改霞,姜晋庆. 管接头的接触密封与受力分析[J]. 弹箭与制导学报,2005,25(1):252-254.
- [2] CROCCOLO D, De AGOSTINIS M, VINCENZI N. Experimental analysis on the tightening torque-preloading force relationship in threaded fasteners[C]//ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings. Vancouver: ASME, 2010:525-533.
- [3] 濮良贵,纪名刚. 机械设计[M]. 北京:高等教育出版社,2001.
- [4] 费迪南德,罗素,约翰,等. 材料力学[M]. 陶秋帆,范钦珊译. 北京:机械工业出版社,2015.
- [5] 山本晃. 螺纹连接与计算[M]. 郭可谦,等译. 上海:上海科学技术出版社,1984.
- [6] 张振华,应秉斌,乔明. 螺栓拧紧力矩的确定方法及相关探讨[J]. 化学工程与装备,2009(8):105-107.
- [7] 张晓斌,于建政,贾晓娇,等. 某飞行器用紧固件拧紧力矩与预紧力关系研究[J]. 航空制造技术,2016(8):81-84.
- [8] 曹增强,林水福. 螺栓拧紧力矩系数的影响因素研究[J]. 航空工艺技术,1994(4):19-20.
- [9] 闫峰,赵宏轩,余爱英. 高压管路透镜垫连接件结构分析[J]. 火箭推进,2011,37(4):76-81.
YAN Feng, ZHAO Hongxuan, YU Aiyong. Structure analysis of lens spacer coupling in high-pressure pipeline[J]. Journal of rocket propulsion, 2011, 37(4):76-81.
- [10] 王建武,刘军生,陈少斌. 球面型管路连接件密封性能分析及力学性能测试[J]. 火箭推进,2010,36(6):36-41.
WANG Jianwu, LIU Junsheng, CHEN Shaobin. Sealing performance analysis and mechanical property testing of spherical tube connector[J]. Journal of rocket propulsion, 2010, 36(6):36-41.
- [3] 陈朝,黄敏超. 空间轨道转移飞行器推进系统静态仿真分析[J]. 火箭推进,2007,33(6):22-26.
CHEN Zhao, HUANG Minchao. Static state simulation study of orbital transfer vehicle propulsion system[J]. Journal of rocket propulsion, 2007, 33(6):22-26.
- [4] 刘锋,周进. 金属膜片贮箱推进剂消耗不平衡分析[J]. 火箭推进,2006,32(5):28-33.
LIU Feng, ZHOU Jin. Analysis of the unbalanced depletion of the propellant for the metal diaphragm tank[J]. Journal of rocket propulsion, 2006, 32(5):28-33.
- [5] 陈宏玉,刘红军,刘上. 配置点谱方法求解推进剂供应管路瞬变流动[J]. 火箭推进,2013,39(4):24-29.
CHEN Hongyu, LIU Hongjun, LIU Shang. Solution of transient flow in propellant pipelines by Chebyshev spectral collocation method[J]. Journal of rocket propulsion, 2013, 39(4):24-29.
- [6] 王克昌. 液体火箭发动机瞬变过程的计算机模拟[J]. 宇航学报,1981,2(1):31-41.
- [7] 张黎辉,李家文,张雪梅,等. 航天器推进系统发动机动态特性研究[J]. 航空动力学报,2004,19(4):546-549.
- [8] 程谋森,刘昆,张育林. 推进剂供应管路内液体瞬变流一维有限元计算[J]. 推进技术,2000,21(4):12-15.
- [9] 钱海涵. 并联贮箱不平衡输出及其解决途径[J]. 上海航天,2000(1):8-11.
- [10] 何永森,舒适,蒋光彪,等. 管路内流体数值计算与仿真[M]. 湖南:湘潭大学出版社,2011.

(编辑:陈红霞)

(上接第 80 页)

(编辑:马 杰)