固体姿轨控发动机燃气阀门高频工作特性研究 *

杨向明[1]，艾春安[1]，任全彬[2]

（1. 火箭军工程大学 导弹工程学院，陕西 西安 710025；
2. 中国航天科技集团四院，陕西 西安 710025）

摘 要：燃气阀门技术是固体姿轨控动力系统的核心技术之一，本文提出了一种电机直驱的旋转式高频工作燃气阀门系统，该系统具有动态响应迅速、结构简单可靠等优点。通过对阀门受热膨胀分析以及高压气流冲击的仿真分析，综合考虑阀门高频切换的可靠性和燃气泄漏量，对阀门间隙进行了优化设计；同时，针对阀门转角、电机减速比与阀门到位时间进行了参数化性能影响分析，发现在确保阀门可靠切换所需转矩的前提下，降低电机减速比能够大幅提升阀门高频响应性能；阀门到位时间随阀门转角变化的增幅低于线性增长幅度，可适当增大阀门转角以消除控制偏差和装配偏差的影响。最后，通过研制的一台单阀门样机进行地面热试考核，验证了电机直驱的旋转式高频工作燃气阀门工作的可靠性，阀门全程切换正常，响应时间在10ms以内。

关键词：固体姿轨控发动机；旋转式燃气阀门；高频切换；伺服电机；动态响应

中图分类号：V435 **文献标识码**：A **文章编号**：1001-4055（2022）11-2203014-08

DOI：10.13675/j.cnki. tjjs. 2203014

High Frequency Characteristics of Solid Attitude and Orbit Control Rocket Gas Valve

YANG Xiang-ming[1]，AI Chun-an[1]，REN Quan-bin[2]

（1. Missile Institute，Rocket Force University of Engineering，Xi'an 710025，China；
2. The Fourth Academy of CASC，Xi'an 710025，China）

Abstract：Gas valve technology is one of the core technologies of solid attitude and orbit control system. A high frequency rotating gas valve system driven directly by servo motor is presented. The system has the advantages of rapid dynamic response，simple and reliable structure. The valve clearance is optimized by analyzing the thermal expansion of the valve and simulating the impact of high-pressure air flow，considering the reliability of high-frequency switching of the valve and gas leakage. The influence of valve angle，motor speed-down ratio and valve arrival time on the parametric performance is analyzed. On the premise of ensuring the required torque to switch the valve reliably，reducing motor speed-down ratio can greatly improve the high-frequency response performance of the valve. The increase of valve arrival time with valve angle is lower than the linear increase，so the valve angle can be increased to eliminate the influence of control deviation and assembly deviation. Finally，a single valve prototype was developed for the ground thermal test to verify the reliability of the motor-driven rotary high-frequency working gas valve，the valve switch is normal，the response time is less than 10ms.

Key words：Solid attitude and orbit control rocket；Rotary gas valve；High frequency switching；Servo motor；Dynamic response

* **收稿日期**：2022-03-30；**修订日期**：2022-05-06。

作者简介：杨向明，博士生，研究领域为固体火箭发动机。

通讯作者：艾春安，博士，教授，研究领域为固体火箭发动机。

引用格式：杨向明，艾春安，任全彬．固体姿轨控发动机燃气阀门高频工作特性研究[J]．推进技术，2022，43(11)：2203014．（YANG Xiang-ming，AI Chun-an，REN Quan-bin. High Frequency Characteristics of Solid Attitude and Orbit Control Rocket Gas Valve[J]. *Journal of Propulsion Technology*，2022，43(11)：2203014.）

1　引　言

固体姿轨控动力系统可以为飞行器提供高效的直接侧向控制力和力矩，相比于液体姿轨控动力系统具有显著的环境适应性、易贮存、易维护等技术优势，符合未来高速高机动飞行器的技术发展需求[1]。快响应燃气阀门是在固体姿轨控动力系统中起到高温燃气分配作用的核心部件，决定了姿轨控动力系统的主要性能水平[2]。

自20世纪70年代以来，国外针对快响应燃气阀门技术开展了大量研究工作[3]，如美国SM-3的IA系统就采用的是电磁气动式燃气阀门技术，俄罗斯的SS-27导弹末修系统就采用的旋转开关式阀门技术[4]，美国SM-3的IB系统、猎户座飞行器的姿态控制系统就采用的推力调节式阀门技术[5]；从国外开展的相关研究及其应用可知，对固体姿轨控发动机的阀门研究历经开关式、推力调节式等多代[6]，早期的开关式阀门已经应用在相关的系统上，推力调节式阀门也已开展了大量的研究，实现了工程化应用[7-8]；但其早期的开关式阀门均为电磁开关系统，适用于小流量小推力，大流量大推力下电磁系统高频性能不高且延迟时间长，后期的研究均采用了伺服电机系统控制阀门的作动[9-10]。

近年来，国内对燃气阀门的研究范围涉猎较广，有侯栓式推力可调燃气阀门[11]、先导控制电磁燃气阀门以及燃气摆阀等形式[12-13]，其中对伺服控制的侯栓式推力可调燃气阀门作动过程中系统的压强响应的研究最为深入，多家研究所和大学均通过数值和试验方式对阀门作动速度、燃烧室自由容积、推进剂性能等影响阀门的各因素进行了大量的基础研究，具备了研制原理样机的技术基础[14-15]；在电磁先导式气动阀门、电磁控制开关阀门等方面也进行了大量的理论和工程应用研究，由于电磁驱动力有限，为满足动力系统燃气调控需求，会大幅增加电磁阀门体积和质量；电磁先导阀虽然能够弥补电磁驱动功率密度低的缺点，但涉及到精细的二级气动结构，结构可靠性、复杂燃气流动一致性设计等关键技术问题尚未得到解决。

本文设计了一种伺服电机直驱的旋转开关式燃气阀门，选用高功率密度伺服电机，针对提升阀门响应特性、避免阀门卡滞、提高燃气能量利用率，开展了阀门参数化性能影响分析和优化设计工作，通过工作过程仿真和地面试验分析了燃气阀门的高频响应性能。

2　旋转式燃气阀门结构及原理

本文设计的旋转式固体姿轨控燃气阀门结构原理图如图1所示，燃气阀门采用定子+转子的结构形式，单个燃气阀门控制同轴相对两喷管的开闭状态。转子由高功率密度高速小力矩伺服电机驱动，电机上配置旋转变压器用于转子角度反馈。阀腔作为定子，由金属外壳和组合防热结构构成。阀芯作为转子，采用SiC陶瓷整体成型。阀芯上、下设置两道高温陶瓷轴承进行径向和轴向定位，从而保证工作过程中阀芯与阀腔之间合理的间隙。阀芯与阀腔之间的动密封采用低摩擦耐高温的镀聚四氟乙烯橡胶密封圈。

固体姿轨控发动机燃气温度约为2000K，阀腔采用组合防热结构，高强石墨作为内衬起到很好的抗烧蚀作用，背壁绝热层选用模压高硅氧材料。为了降低结构质量和转动惯量，转子设计为空心杯结构，空心杯壁面沿周向开有180°扇形槽，燃气由阀芯底部进入空心杯腔中，再经由扇形槽分配至不同喷管，阀门任意时刻的等效喷管喉径恒定，有效提升动态切换过程中的推力输出稳定性。

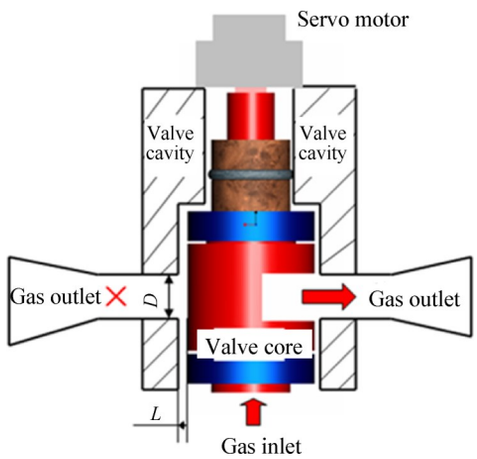


Fig. 1　Schematic diagram of rotating solid gas valve for attitude and orbit control

3　阀门参数化性能影响分析

3.1　阀门转动间隙分析

为了保证旋转式燃气阀门转子的可靠转动和快速作动响应，转子和阀腔之间需要预留一定的间隙，预留间隙必须考虑到高温燃气工作环境下的热膨胀、高压气流冲击下的转子偏斜以及燃气泄漏量。阀门可靠旋转条件下的初始间隙应满足式(1)。

$$\delta_{\mathrm{th}} \geqslant \max\left\{\delta_{\mathrm{h}}, \delta_{\mathrm{s}}\right\} + \delta_{\mathrm{l}} \tag{1}$$

式中 δ_{th} 为阀门可靠旋转条件下的理论初始间隙；δ_h 为阀门工作过程中由于热膨胀导致的间隙减小量；δ_s 为阀芯在气流冲击下的最大径向偏斜量；δ_l 为经过滤装置后燃气残渣颗粒全部通过阀门所需的最小间隙。

值得注意的是，当阀门内气流达到压强平衡状态时，阀芯受力均衡不会产生径向偏斜，只在发动机工作初始瞬间，燃气充填阀门尚未达到压强平衡状态时，才会因为阀芯非旋转对称结构产生径向偏斜。气流冲击压强平衡过程为毫秒级，此时热膨胀量可以忽略，而热膨胀量随工作时间延长不断增大，因此，热膨胀与气流冲击对阀门间隙的影响不会叠加。

针对整个工作过程中燃气阀门热膨胀情况进行有限元分析，数值仿真计算使用商业软件 ABAQUS 进行，考虑到阀芯壁面有 180°扇形槽，取 1/2 实体建模。燃气阀门工作时间总长 10s，燃气温度 2000K。燃气阀门不同于典型喷管收敛段结构，本文根据等效流通截面，分别对阀芯空心杯内表面、阀芯扇形槽设置与壁面温度相关联的对流换热系数，具体按照巴兹公式计算[5]；阀芯与阀腔配合柱面按照滞止区处理，取空心杯内表面对流换热系数的 1/3。计算中时间步长最小值为 10μs，收敛后适当调整。

10s 时阀芯与阀腔径向位移情况分别见图 2，3。阀芯扇形槽一侧径向热膨胀量较大，阀芯外壁最大径向膨胀量 91μm，阀腔内壁对应部位径向膨胀量 −11μm，因此，由于热膨胀导致的阀门间隙减小量最大达到 102μm。

为了分析阀门工作初始高压燃气冲击对阀芯造成的偏斜，采用流固耦合有限元仿真手段。由于阀

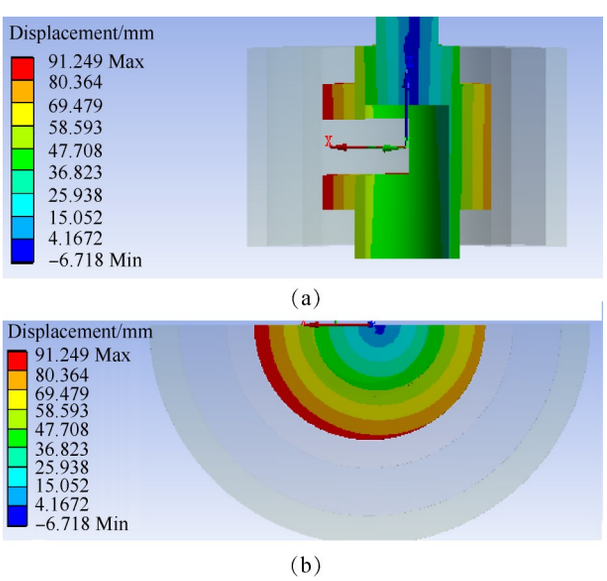


Fig. 2　Radial thermal expansion pattern of valve core

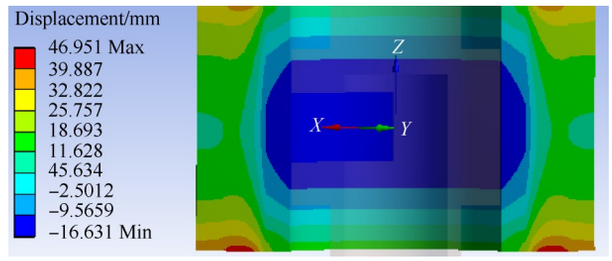


Fig. 3　Radial thermal expansion profile of valve chamber

门空腔容积很小，气流填充压强平衡迅速，计算时间选取 4ms，转子空心杯入口气流压强定常设置 6MPa，喷管出口定常设置为 0.1MPa。

图 4 所示为阀门初始工作 2ms 腔内压强分布变化过程，图左侧喷管处于开启状态，右侧喷管处于关闭状态。可以看出，0.6ms 后，阀腔内气流压强已趋于平衡状态，空心杯内部与阀门间隙之间的压强差约为 0.2MPa。在 0.6ms 前的气流充填过程中，由于气流从阀芯空心杯底部流入，空心杯结构内部压强会明显高于阀门转动间隙压强，阀芯内外表面受压不均衡导致阀芯整体会产生一定的径向膨胀。同时，右侧流阻相对较大，两侧喷管周围间隙区域存在压强差，因此，阀芯整体会向喷管关闭一侧产生偏斜。阀芯燃气控制面最大径向位移点位置如图 5 所示，符合上述压强分布分析结果，充气过程中该点的径向位移变化历程如图 6 所示，在 0.4ms 时达到最大值 0.205μm。相对于加工装配误差，气流冲击对转动间隙的影响完全可以忽略，这得益于空心杯的阀芯结构设计和上、下两道轴承支承结构设计。

推进剂燃烧和绝热层烧蚀会产生大量固体残渣，随气流进入燃气阀门极易导致阀门卡滞或熔焊。本文在燃气阀门入口处设计滤网对高温燃气进行高效过滤，对粒径 ϕ80μm 的燃气残渣过滤效率不低于 98%。因此，综合考虑阀门受热膨胀、高压气流冲击偏斜及燃气残渣因素，根据式(1)设计阀门最小可靠转动间隙 0.2mm，计算阀门关闭侧喷管的燃气相对泄漏量为

$$\chi = \frac{4L}{D_t + 4L} \times 100\% \tag{2}$$

式中 χ 为燃气相对泄漏量，%；L 为阀门转动间隙，0.2mm；D_t 为喷管喉部直径，8mm。

计算得到阀门燃气相对泄漏量为 9.1%，由于阀门两喷管相对布置，阀门开启侧喷管的一部分推力会被关闭侧喷管泄漏燃气产生的推力所抵消。

3.2　阀门负载及伺服参数分析

燃气阀门进行推力方向动态切换过程中，需要

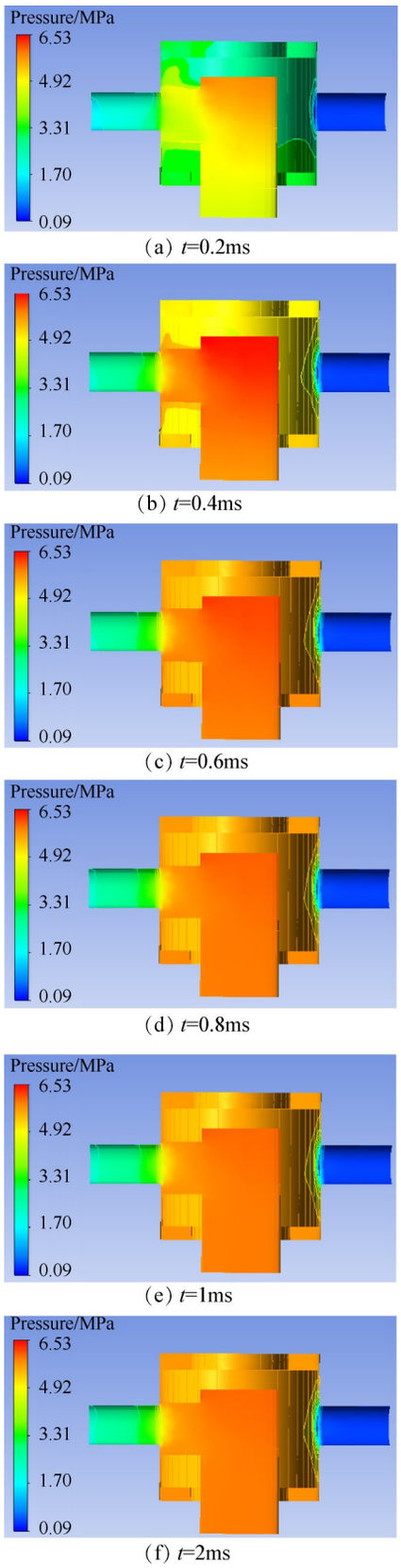


Fig. 4　Pressure distribution of air flow filling process in valve chamber

克服惯性力矩和摩擦力矩。为了提升阀门轻质快响应性能，采用空心杯结构，并选用较低密度的 SiC 陶

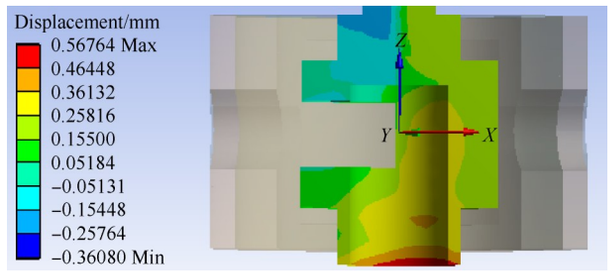


Fig. 5　Radial displacement nephogram of valve core

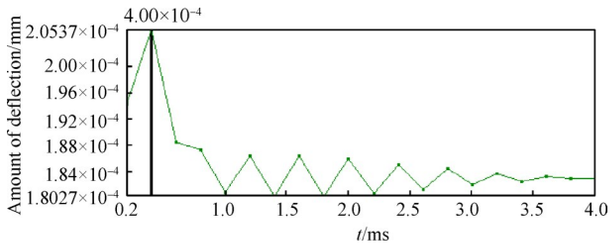


Fig. 6　Variation course of maximum radial displacement of gas control surface of valve core with charging time

瓷材料，充分降低阀芯转动惯量至 15.74g·cm²。阀门动密封采用一道镀聚四氟乙烯 O 型圈，摩擦力矩计算公式为

$$M_{\mathrm{f}} = \frac{1}{2}\pi f D^2 L_0 p_{\mathrm{cm}} \tag{3}$$

$$L_0 = \left(4\varepsilon^2 + 0.34\varepsilon + 0.31\right) d_0 \tag{4}$$

$$p_{\mathrm{cm}} = 0.9p + 0.3 \tag{5}$$

式中 M_{f} 为密封面上的摩擦力矩，N·mm；f 为动摩擦系数；D 为摩擦面直径；L_0 为密封圈与转动面接触宽度，mm；ε 为密封圈相对压缩量；d_0 为密封圈绳径；p_{cm} 为密封面接触压力；p 为阀门工作压力，6MPa。计算得阀芯转动摩擦力矩为 74N·mm。

根据动力系统总体供电性能，以低转动惯量、高转速、较大转矩系数、较小时间常数为依据，选用某型直流无刷伺服电机，伺服电机通过减速器与阀芯连接，伺服及负载的主要技术指标如表 1 所示。

分析易知，在直径 ϕ8mm 喷管喉径、直径 ϕ24mm 阀腔设计条件下，理论上阀门至少需要旋转 39°可保证两喷管的开关切换，由于装配精度、控制偏差等因素存在，在保证阀门到位时间的前提下，增大阀门设计转角有利于提高阀门切换可靠性。此外，电机减速器减速比影响输出转速和输出转矩，分别对阀门到位时间有不同的影响趋势。同时，较大减速比的减速器自身转动惯量也较大，不利于提升阀门高频动态响应特性。本文以阀门转角、减速比为变量，定量分析其对阀门到位时间的影响，从而实现阀门转角、减速比的参数优化设计；具体的优化工作在设计

Table 1 Main technical parameters of valve servo and load

Servo and load indicator	Numerical value
Idle speed of n_0/(r/min)	16300
No-load current I_0/mA	82.8
Blocking torque M_H/(N·mm)	586
Blocking current I_H/A	20.9
Resistance R/Ω	2.3
Time constant τ/ms	1.62
Rotational inertia of rotors J_D/(g·cm^2)	5.54
Reduction ratio ε	5.4
Rotational inertia of reducer J_N/(g·cm^2)	60
Reducer efficient η	0.7
Rotational inertia of coupling J_L/(g·cm^2)	6.1
Rotational inertia of valve core J_Z/(g·cm^2)	15.74
Friction torque of valve core M_F/(N·mm)	74

上主要是采用空心杯式结构和轻质耐烧材料减小转动阀芯的转动惯量、特殊表面喷涂材料密封圈降低阀门的摩擦力矩等，参数匹配上主要是在伺服系统的输出转速、系统惯量、阀门转角之间迭代最优的参数。

在阀门切换控制系统中，实际采用了基于阀门转角反馈的PID控制，这里对阀门到位时间的计算简化为阀门单纯加速过程，不考虑阀门切换过程中的气动阻力，相关伺服参数之间的定量关系符合式(6)~(8)，分析计算得到不同阀门转角、减速比设计参数下的阀门到位时间如表2所示。

$$\tau' = 100 \times \frac{\left(J_D + \left(J_N + J_L + J_Z\right)/\xi^2\right)R}{\left(M_H/I_H\right)^2} \tag{6}$$

$$n = (1 - \frac{M_F \cdot \eta}{M_H \cdot \xi})n_0 \tag{7}$$

$$\theta = \int \frac{6}{10^3}\frac{n}{\xi}(1 - e^{-\frac{t}{\tau'}})dt \tag{8}$$

式中τ'为电机负载下的机械时间常数，ms；J_N为减速器转动惯量，g·cm^2；ξ为减速比；n为负载下的电机最高转速，r/min；η为减速器传动效率；t为阀门到位时间，ms；θ为阀门转角，(°)。

根据表2，对比方案3，5，6可知，随着减速比的增大，虽然能够一定程度上缩短负载下的电机机械时间常数，但由于减速器自身转动惯量的增大以及输出转速的降低，仍然导致阀门到位时间显著延长。理论上越低的减速比越有利于缩短阀门到位时间，考虑到需要足够的输出转矩提升阀门切换可靠性，选定减速比为5.4。再通过对比方案1~4可知，在减速比为5.4的条件下，不超过120°阀门转角即可确保10ms以内的阀门到位时间，满足燃气阀门高频工作特性的需求。因此，基于弥补装配及控制偏差等因素影响，确保阀门转动到位，可以选取相对较大的阀门转角。

本文通过对阀门转角、减速比参数化性能影响分析，最终优化选取阀门转角90°、减速比5.4，理论阀门到位时间7.368ms，由于气动阻力、加工偏差、控制算法优化程度的影响，实际阀门到位时间会长于7.368ms，燃气阀门的实际高频工作特性通过地面燃气考核试验进行验证。

4 燃气阀门高频工作特性考核试验

为了验证本文燃气阀门转动间隙、伺服参数分析优化结果，考核燃气阀门工作可靠性和高频响应性能，研制了一台两喷管单阀门样机，并匹配设计了电机驱动控制器和燃气发生器，阀门总工作时长10s，燃烧室平均压强6MPa，阀门高频切换指令发送频率为100Hz。由于受到多向推力高频测试技术和设备的限制，在两个喷管扩张段相同截面处进行高频压强采集，以压强响应时间表征燃气阀门高频工作特性，试验系统如图7所示，试验曲线如图8所示。

从测试曲线上可知，阀门在实验开始的1s高频切换和实验中期的2s高频切换中均能正常工作，总压稳定后，单个喷管的重复性及一致性较好，由于微小的喉径偏差和扩张段上测压管的位置偏差导致了实验中两个喷管的压强信号大小会有偏差。

Table 2 Parametric analysis table of valve rotation angle and deceleration ratio

Servo parameter	Scheme 1	Scheme 2	Scheme 3	Scheme 4	Scheme 5	Scheme 6
Valve angle θ/(°)	45	60	90	120	90	90
Reducer ratio ε	5.4	5.4	5.4	5.4	12.0	20.0
Rotational inertia of reducer J_N/(g·cm^2)	60	60	60	60	93	134
Reducer efficient η	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
Time constant τ'/ms	2.442	2.442	2.442	2.442	1.854	1.735
Maximum speed n/(r/min)	15755	15755	15755	15755	16055	16153
Arrival time t/ms	4.592	5.554	7.368	9.110	13.064	20.306

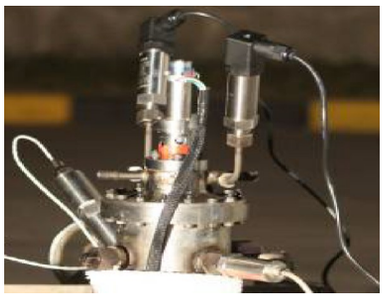


Fig. 7　Test system of single valve ground thermal test

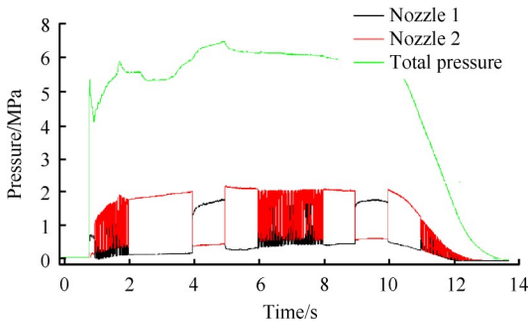
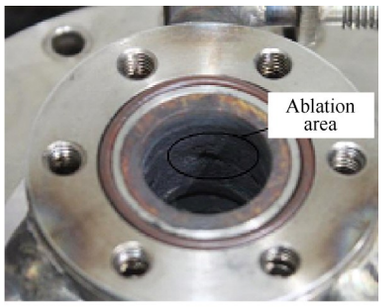


Fig. 8　Motor pressure curve

实验采用的推进剂为双基体系的洁净负压力指数推进剂，并且在阀门的入口处设计了高温燃气过滤装置进行凝聚相粒子的过滤，因此，阀门实验后高温滤网上分布较多的固体颗粒物，阀腔和阀芯上很少。布置在阀腔壁面上的喷管喉部有轻微的烧蚀量（两个喷管喉部均不大于0.2mm），阀腔和阀芯的直径变化不明显。实验后的阀腔结构、阀芯结构和燃气滤网如图9所示。

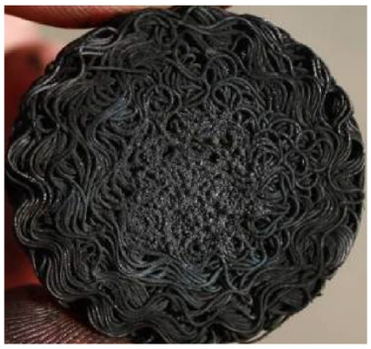
两喷管180°对置的阀门在设计上保证时刻为一个喉径打开的状态，但是在实际的工作中，由于加工的偏差和阀芯部件的烧蚀，在过渡状态时会有等效喉径大小的微小变化；实验显示，等效喉径的微小变化会使燃烧室的总压有微小的波动，但是在阀门高频切换的过程中，总压的波动非常微小。

在整个10s工作过程中，阀门切换均正常，工作可靠。压强响应分析过程中，定义压强上升响应时间 $t90$ 为阀门切换（打开某喷管）指令发出至喷管压强达到最高压强90%的间隔时间；压强下降响应时间 $t10$ 为阀门切换（打开某喷管）指令发出至喷管压强达到最低压强10%的间隔时间。实验中使用的两喷管在设计上是完全一样的，在喉径的加工和喷管测压管的焊接位置上不可避免会有偏差，由于阀门设计的喉径位置在阀腔壁面位置，喷管直管处均为扩张段，喷管测压的位置布置在扩张段上，微小的喉径偏差和位置偏差导致了实验中两个喷管采集的压强信号大小始终不一致。其次，分析响应特性最直接的方法是采用推力测试数据，但是，固体姿轨控多喷管的六分力推力测试中，多方向高频的测试也一直是研究的课题，多方向高频响应的推力数据也一直无法获得；采用压强分析响应特性也是目前通常采用的方法，理论上，在喉部位置采集压强进行分析，响应特性和压强数据的偏差最小，但是由于实际阀门结构设计及测压结构布置的限制，测压管无法布置到阀门的喉部位置，在扩张段布置测压，测得的压力数据为气体经过喉部的超声速段上的气流压力，偏差仅为气体超声速的填充和排放时间，理论分析小于毫秒量级，远远小于阀门工作的响应时间，认为可以采用喷管扩张段的压强进行响应特性分析。



（a）Valve cavity

（b）Valve core

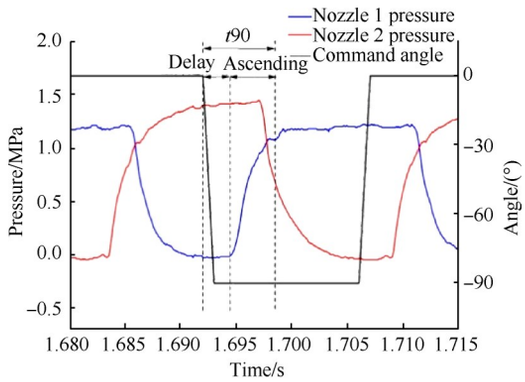


（c）Stainer

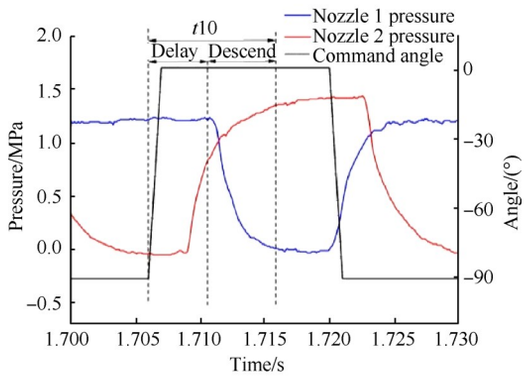
Fig. 9　Valve diagram after experiment

实测喷管压强曲线如图10所示，喷管1压强上升延迟时间2.4ms，上升时间4.3ms，$t90$ 为6.7ms；喷管1压强下降延迟时间4.4ms，下降时间4.8ms，$t10$ 为

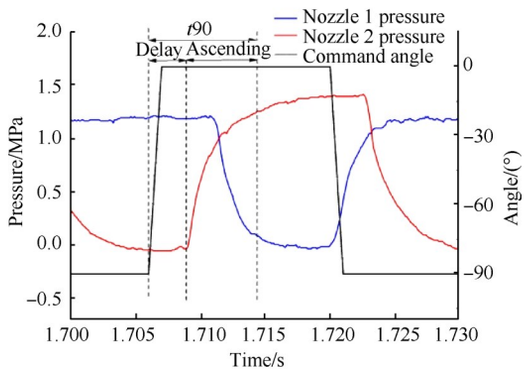
9.2ms；喷管2压强上升延迟时间2.9ms，上升时间5.5ms，$t90$为8.4ms；喷管2压强下降延迟时间4.9ms，下降时间4.5ms，$t10$为9.4ms。



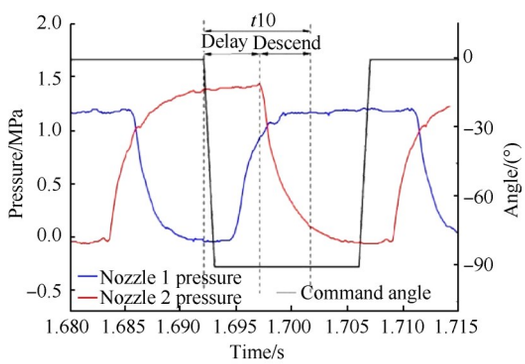
(a) Nozzle 1 $t90$ curve



(b) Nozzle 1 $t10$ curve



(c) Nozzle 2 $t90$ curve



(d) Nozzle 2 $t10$ curve

Fig. 10　High frequency response analysis of pressure of two nozzles with single valve

文中理论分析认为阀门的到位时间为7.368ms，燃气的填充时间通常不大于1ms，并且是在阀门旋转过程中同时进行的，因此认为理论的动态响应时间即为7.368ms。实验中喷管1的$t90$为6.7ms，$t10$为9.2ms；喷管2的$t90$为8.4ms，$t10$为9.4ms；压强上升和下降的延迟时间在2.4~4.9ms，比理论上伺服的机械时间常数1.62ms大得多，而单纯的上升时间和下降时间相差不大，分析整个工作过程可认为伺服~阀门系统的响应延迟是影响动态特性的重要因素。

5　结　论

本文通过对燃气阀门参数化性能影响分析及优化，阀门高频工作可靠，响应时间能够达到10ms以内，主要结论如下：

（1）电机直驱旋转燃气阀门具有结构简单、伺服功率密度高、高频响应迅速等技术优势，能够满足固体姿轨控动力系统推力调控应用需求。本文通过采用单阀门控制两喷管的技术方案，能够增强阀门推力调节稳定性。阀门转子采用空心杯结构设计，大幅降低结构转动惯量，提升阀门高频响应特性。

（2）燃气阀门初始转动间隙是核心设计参数之一，经仿真分析，阀门受热膨胀对转动间隙影响较大，工作初期气流冲击导致的阀芯偏斜量十分微小。同时考虑燃气残渣和泄漏量的影响，综合优化阀门间隙，本文设计条件下，最终优化阀门间隙为0.2mm，能够确保阀门可靠高频切换，燃气相对泄漏量为9.1%。

（3）通过阀门负载及伺服对阀门到位时间参数化影响分析，阀门到位时间随阀门转角变化的增幅低于线性增长幅度，应适当增大阀门转角以提升阀门旋转到位的可靠性，消除控制偏差和装配偏差的影响。在确保电机输出转矩满足阀门可靠旋转需求下，降低电机输出减速比能够大幅缩短阀门到位时间。

（4）本文基于电机直驱旋转燃气阀门研制了单阀门样机，设计10s工作时间内阀门两喷管推力切换可靠，结构完整，阀门高频响应时间在10ms以内。

参考文献

[1] Coon J, Yashahara W. Solid Propulsion Approaches for Terminal Steering[R]. *AIAA* 93-2641.

[2] 李　哲，魏志军，张　平. 高温燃气阀在导弹上的应用[C]. 成都：固体火箭推进第22届年会论文集（发动机分册），2005：209-213.

[3] 彭　瑾，熊本炎．标准-3导弹固体火箭发动机关键技术分析[J]．飞航导弹，2015(6)：76-80.

[4] 徐丹丹．美国固体姿轨控推力系统技术研究[J]．飞航导弹，2015(7)：64-70.

[5] 李世鹏，张　平．固体燃气控制阀内流场参数计算[J]．固体火箭技术，2003，26(3)：25-27.

[6] Bartz D R. A Simple Equation for Rapid Estimation of Rocket Nozzle Convective Heat Transfer Coefficient[J]. *Jet Propulsion*, 1957, 27(1).

[7] Turk S L, Battista R A, Kuo K K. Dynamic Responses of Solid Rockets During Rapid Pressure Change[J]. *Spacecraft*, 1973, 10(2).

[8] Naumann K W, Weig , Ringeisen A. Solid Rocket Motors for the De-Orbiting of Satellites[C]. *Madrid*: 8*th European Conference for Aeronautics and Space Sciences*, 2019.

[9] Hopfe N, Kurth G. Funnel Controller for a Simulation Model with Attitude Control System Application[C]. *Inverness*: 5*th International Symposium on Energy Challenges and Mechanics*, 2016.

[10] Hopfe N, Kurth G. Funnel Flight Controller for a Simulation Model and Attitude Control System[J]. *Journal of Energy Challenges and Mechanics*, 2016, 3(2).

[11] 侯　晓，付　鹏，武　渊．固体火箭发动机能量管理技术及其新进展[J]．固体火箭技术，2017，40(1).

[12] 杨振华，房建卿，权维利，等．燃气摆阀作动频率对燃烧室动态影响的数值研究与验证[J]．固体火箭技术，2018，41(3).

[13] 金　蔚，黄少波．固体燃气阀开关状态内流场分析[J]．航空兵器，2014(3)：36-39.

[14] 滑利辉，田维平，甘晓松，等．喉栓式推力可调发动机喷管流场数值模拟[J]．固体火箭技术，2008，31(4).

[15] 李　娟，王占利．喉栓式推力可调固体火箭发动机动态响应特性数值分析[J]．固体火箭技术，2009，32(1).

（编辑：朱立影）