

基于流固耦合方法的运载火箭安全阀颤振问题研究

陈其法 朱春艳[†] 王文彬 曹文斌

(上海宇航系统工程研究所, 上海 201109)

摘要 安全阀是运载火箭增压输送系统所属重要单机,用于保护推进剂贮箱免受过压,在地面测试中曾出现安全阀在启闭过程中主阀颤振现象,导致零件受损并影响产品性能.基于动网格下的 $N-S$ 流动方程和非线性接触下的刚体运动控制方程的流固耦合方法,采用 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型和显式动力学算法分析了阀门的气动载荷,进而分析出阀门颤振产生的机理为流场压力脉动与结构频率耦合和活塞在冲击响应作用下与阀杆都产生了塑性变形,据此提出增大运动部件尺寸来改善结构频率的措施,并对改善后的产品开展抽样试验验证,测试结果表明采取的改善措施有效地解决了阀门颤振问题,具有实际的工程价值.

关键词 安全阀, 颤振, 流固耦合, 气动载荷, 试验验证

DOI: 10.6052/1672-6553-2019-007

引言

颤振现象一直是工程研究中的关键问题,如航空中机翼、尾翼的颤振抑制研究^[1,2]以及微尺度输液管道颤振问题^[3].在运载火箭的研制过程中,也会面临各种颤振现象,引起结构共振,导致结构失稳破坏等,因此颤振问题研究非常重要.安全阀是运载火箭增压输送系统所属重要单机,用于保护推进剂贮箱免受过压,其性能好坏直接关系到运载火箭的飞行成败.在地面测试过程中,曾出现安全阀在启闭过程中主阀颤振现象,导致阀门零件受损,并影响产品的启闭和密封,直接影响到运载火箭飞行的可靠性,解决安全阀颤振问题已经成为运载火箭研制工作的关键问题.

目前,越来越多的国内外学者,采用计算流体力学 CFD 的方法对各种阀门颤振问题进行分析.美国 Stennes 航天中心(SSC)的火箭发动机试车系统采用的是固定开度的数值模拟方法,对稳压阀和氢气进气阀的压力进行频域分析,并试图找到与结构频率的相关性,从而发现阀门异常振动的原因^[4,5].国内相关学者和研究单位也采用了类似方法,对于不同固定开度下液压阀和三通阀的流动特

性进行分析^[6,7].更有学者,对结构的相关气动力特别是偏心力进行研究,试图找出其对结构振动的影响^[8,9].

随着对阀门动态特性问题认识的不断深入,现在部分学者也对阀门的运动与气体的流固耦合作用进行了探索.巴鹏^[10]、曹芳^[11]分别对截止阀和压力调节阀的动态特性进行了研究.本文研究的安全阀结构如图 1 所示,阀门运动过程不仅要承受气动载荷,还有结构系统中的弹簧作用力和波纹管作用力,启闭过程中阀芯还存在与定位螺杆、阀门壁腔有接触碰撞问题.因此对于这类阀门,单纯的 CFD 分析或者结构分析都很难有效解决问题,故本文基于流固耦合分析方法,考虑阀门运动与气动载荷的流固耦合效应,分析了阀门的气动载荷,进而分析在该载荷作用下阀门的振动冲击损伤,探究其发生颤振的机理,提出改进措施并开展试验验证,有效地解决了阀门颤振问题.

1 阀门工作原理及故障描述

本文研究的安全阀为先导式结构,包含主阀和先导阀两部分,其中主阀包括壳体、活塞、波纹管组件、密封圈、活塞杆、弹簧及定位螺杆等,波纹管

组件及相关内壁组成内腔,壳体与波纹管组件组成外腔,如图 1 所示。外腔压力低时,安全阀内腔通过先导阀与外腔连通,内外腔压力平衡,阀门在弹簧力和波纹管力作用下保持关闭;外腔压力高时,安全阀内腔与外腔不连通,且内腔压力通过先导阀泄出,外腔压力高于内腔,气压力克服弹簧力和波纹管力使阀门打开,外腔泄压;当外腔压力下降到一定值时,内腔又通过先导阀与外腔连通,内外腔压力平衡,阀门又在弹簧力和波纹管力作用下保持关闭。

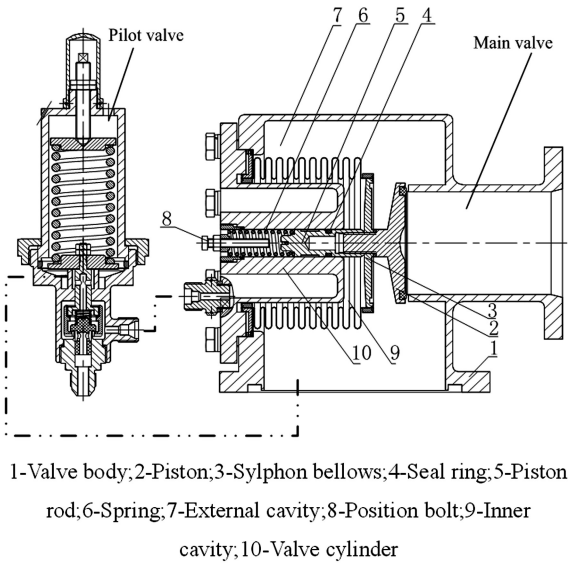


图 1 安全阀结构示意图

Fig.1 Schematic of safety pneumatic valve structure

在地面测试中,当主阀外腔充气到 0.45MPa 时,主阀发生明显颤振,充压设备受到异常的大冲击现象。如图 2 所示,改进前安全阀在关闭时出现颤振现象,在关闭时压力出现剧烈波动,关闭压力急剧下降,最低下降到 0.355MPa,超出要求的范围即大等于 0.42MPa。

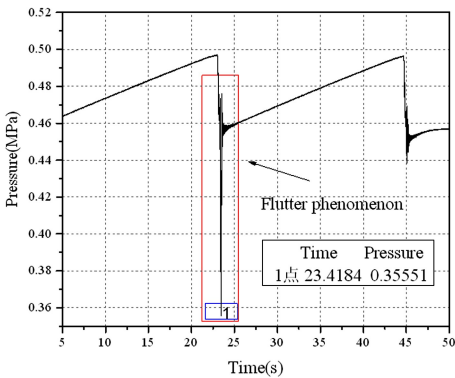


图 2 改进前安全阀地面测试压力曲线图

Fig.2 Measured pressures by ground test of valve before improving

为深入研究异常现象的机理,将阀门拆解,发现活塞杆与内壁产生较明显的摩擦,同时与定位螺杆发生明显的撞击痕迹,产生较明显的塑性变形,并且定位螺杆有轻微弯曲变形,各个主要部件的材料参数如表 1 所示。

表 1 各个部件材料参数

Table 1 Material parameters

Name	Elasticity modulus /GPa	Density /($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	Poisson ratio	Yield strength /MPa
Valve body	270	2700	0.3	—
Syphon bellows	70	2700	0.3	—
Piston	72	2700	0.3	375
Piston rod	72	2700	0.3	375
Position bolt	250	7800	0.3	735

注:弹簧刚度为 6.93kN/m。

2 基于流固耦合分析的阀门数值分析方法

安全阀数值模拟研究一般是对安全阀流动区域建模,通过计算得出流场参数分布。目前有两种模拟方法,一种是固定开度模拟,另一种是瞬态开启模拟。固定开度模拟的特点是将安全阀的阀芯固定到某个开启高度,使密封面内外流域连通,然后离散流域进行流场分析;瞬态开启模拟则不固定开度,利用动网格技术和结构动力学方程来实现动态开启模拟。这两种方法最重要的区别在于,瞬态开启模拟充分考虑了开启过程的动态特性,尤其是运动件(活塞)和流体(增压气体介质)的流固耦合效应,而固定开度模拟和试验法则忽略了开启过程中流体及开启部件惯性效应。为分析该阀门的异常振动现象,须同时考虑结构和气动特性,因此将采用基于气动流固耦合分析的阀门振动冲击分析方法。分析流程如图 3 所示。

2.1 流体与结构控制方程

安全阀打开时,阀内气体瞬间大流量排出,其流体运动的质量守恒控制方程如式(1)所示:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0$$

(1)

其中, ρ 为流体密度, t 为时间, x_i 为空间坐标, u_i 为笛卡尔坐标系下的速度分量。除(1)式外,任何流动系统须满足动量守恒定律,目前工程上通常采用基于 Reynolds 时间平均的 N -S 方程(RANS 方程)模拟方法处理不可压缩流动问题,RANS 方程如式(2)所示:

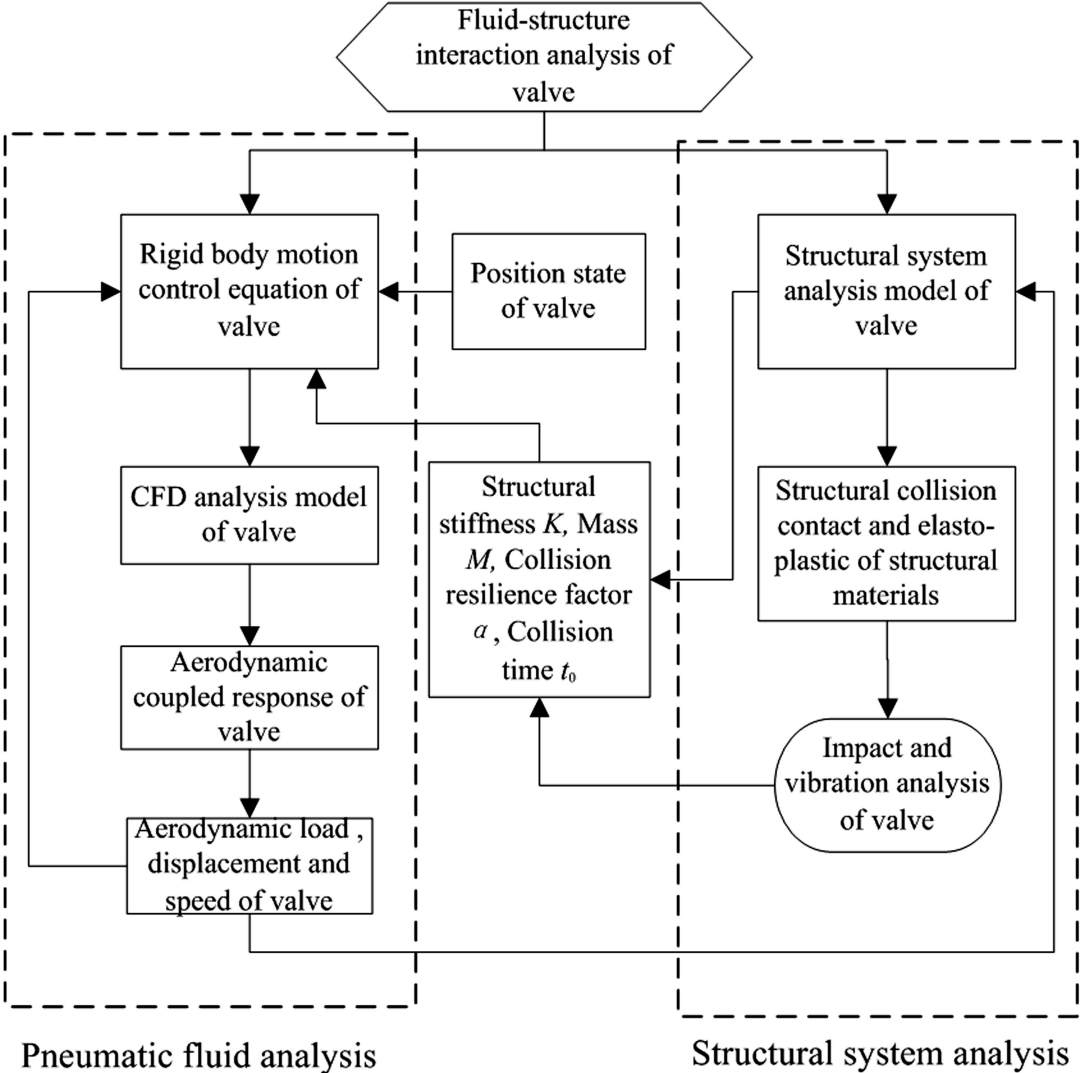


图3 阀门耦合分析流程
Fig.3 Analysis flow of valve

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \overline{\rho u'_i u'_j}) + S_i \tag{2}$$

其中, $-\overline{\rho u'_i u'_j}$ 为湍流雷诺应力, S_i 为原项; $i, j = 1, 2, 3$. 由于该方程不封闭, 产生了不同的湍流模型.

阀门的运动涉及 CFD 模型的网格更新, 须采用动网格模型 (Dynamic Mesh) 捕捉由阀门运动引起的流域边界随时间的变化, 从而分析其新的流动状态, 其控制方程可以表示为^[12,13]:

$$\begin{aligned} &\int_{\Delta V} \frac{\partial(\rho \varphi)}{\partial t} dV + \int_{\Delta S} \rho \varphi (\bar{u}_i - \bar{u}_s) v_i d\bar{A} \\ &= \int_{\Delta S} \Gamma \frac{\partial \varphi}{\partial x_i} v_i d\bar{A} + \int_{\Delta V} S_\varphi dV \end{aligned} \tag{3}$$

其中, φ 为通量, ΔV 为控制体体积, ΔS 为控制体表面积, ρ 为液体密度, $\bar{u}_i$ 为液体速度分量, $\bar{u}_s$ 为动

格的变形量, v_i 为控制体体积各边的单位法向矢量, Γ 为扩散系数, S_φ 为通量原项, ∂V 为控制体边界. 目前对于 CFD 网格重构主要有重叠动网格技术、重构动网格技术^[14,15], 该方法在规定的时间不重新更新网格, 适合大变形问题; 变形动网格技术, 如弹簧拉伸法, 适合弹簧和波纹管等弹性元件分析. 接下来将采用重构动网格技术与变形动网格技术进行阀门运动状态网格更新.

对于结构控制方程主要包括两个方面: 首先是针对阀门刚体运动控制方程, 如图 3 所示分析流程, 在进行阀门 CFD 分析时, 不考虑阀门的弹塑性变形对气动载荷的影响, 仅仅考虑结构刚体运动与气动耦合的影响, 其控制方程为:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f_s + f_l \tag{4}$$

$$\dot{x} = -\alpha x \quad t_c = t_0 \tag{5}$$

$$f_l = \begin{cases} f_a + f_0 & x < 0 \\ f_a + f_1 & x > 0 \\ f_a + f_0 & \dot{x} = 0; x = 0; t_c \leq t_0 \\ f_a + f_1 & \dot{x} = 0; x = -d_0; t_c \leq t_0 \end{cases} \quad (6)$$

其中, m 、 c 、 k 分别为阀门活塞组件结构质量、系统阻尼、弹簧与波纹管的等效刚度; f_s 为结构力, 包括弹簧和波纹管对阀门作用力; f_l 为气动压力; f_a 为外腔气动压力, f_0 为阀门打开时内腔近似气动压力; f_1 为阀门关闭时内腔近似气动压力; d_0 为阀门最大开度; t_c 为阀门与定位螺杆撞击过程所耗时间; t_0 、 α 分别为阀门与定位螺杆接触碰撞所需时间、阀门完成接触碰撞后回弹系数, 这两个值由阀门在所受气动载荷条件下进行响应分析得到。

得到阀门运动过程中气动载荷之后, 将结构的材料弹塑性、非线性接触等因素进行深入考虑, 对结构进行非线性接触分析, 本文采用显式动力学算法, 根据最小势能原理, 将整个结构进行离散, 其控制方程为:

$$\sum_e \int_{V_e} \rho \mathbf{N}^T \mathbf{N} dV \ddot{\mathbf{u}}^e + \sum_e \int_{V_e} \mathbf{B}^T \boldsymbol{\sigma} dV - \sum_e \left(\int_V \mathbf{N}^T \mathbf{f} dV + \int_{S_\sigma} \mathbf{N}^T \bar{\mathbf{T}} dS \right) = 0 \quad (7)$$

其中 $\ddot{\mathbf{u}}^e$ 为位移向量, $\mathbf{N}$ 为向函数, $\mathbf{B}$ 为应变矩阵, $\boldsymbol{\sigma}$ 为应力向量, $\mathbf{f}$ 为体积力, $\bar{\mathbf{T}}$ 为面力, V_e 为单元体积。采用 LS-DYNA 进行显式动力学分析, 通过沙漏粘性阻力向量 $\mathbf{H}$, 接触力 $\mathbf{R}$ 及阻尼阵 $\mathbf{C}$, 则控制方程变换为如式 (8) 所示, 最后采用中心差分方法进行求解:

$$\sum_e \int_{V_e} \rho \mathbf{N}^T \mathbf{N} dV \ddot{\mathbf{u}}^e + \sum_e \int_{V_e} \mathbf{B}^T \boldsymbol{\sigma} dV - \sum_e \left(\int_V \mathbf{N}^T \mathbf{f} dV + \int_{S_\sigma} \mathbf{N}^T \bar{\mathbf{T}} dS \right) + \mathbf{C} \dot{\mathbf{u}} - \mathbf{R} - \mathbf{H} = 0 \quad (8)$$

2.2 分析模型与边界

由于产品结构的对称性, 气动模型采用结构对称的一半进行分析, 如图 4, 计算网格采用非结构网格, 网格数量约为 500 万, 在活塞开启流动区域进行了加密。为了更好地捕捉边界层, 在靠近固壁区域采用 6 层三棱柱边界层网格, 如图 5 所示, 第一层网格高度设为 0.02mm。流动介质采用可压缩空气, 进口及出口截面分别设置成压力进口和压力出口, 入口压力为 0.45MPa, 出口压力为 0.101MPa。考虑阀内壁面处缓冲层的厚度较小, 为降低模型计

算要求和快速收敛, 壁面处理采用了壁面函数法; 同时考虑阀门流场可能存在的流动分离和复杂的二次流现象, 采用 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型。

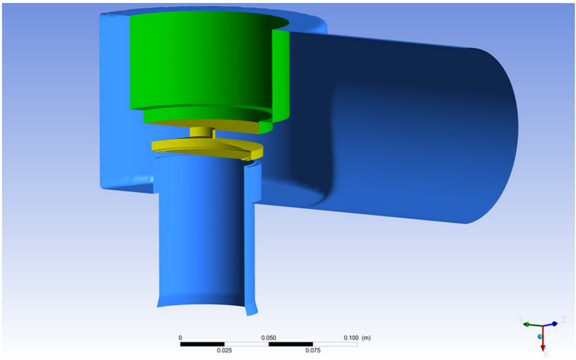


图 4 气动阀几何模型图

Fig.4 Pneumatic valve model

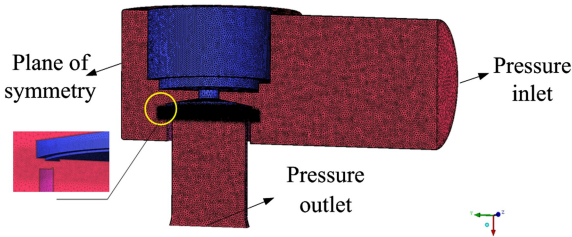
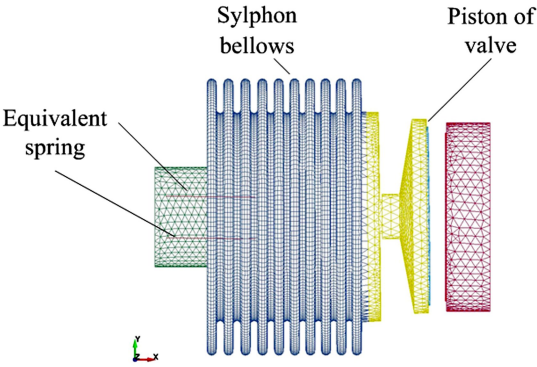


图 5 分析模型

Fig.5 Analysis model

对于结构分析模型, 由于阀门会发生冲击响应, 因此, 采用显式动力学分析方法, 并且考虑结构材料的弹塑性影响及各个部段的接触效应。为提高分析效率, 将轴向弹簧进行等效, 保持初始刚度不变, 采用两个对称的弹簧单元进行等效, 如图 6 所示。定位螺杆、轴筒及活塞杆采用弹塑性模型, 其余采用弹性模型, 结构的载荷由考虑阀门运动下的 CFD 流固耦合分析得到。



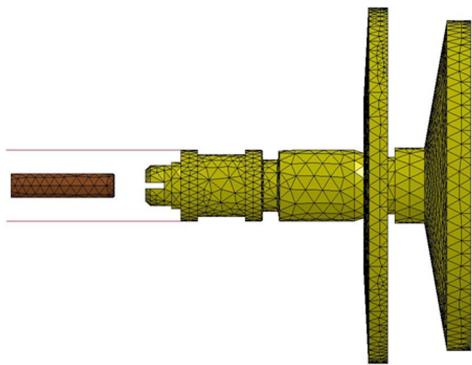


图6 阀门有限元分析模型
Fig.6 FEM model of valve

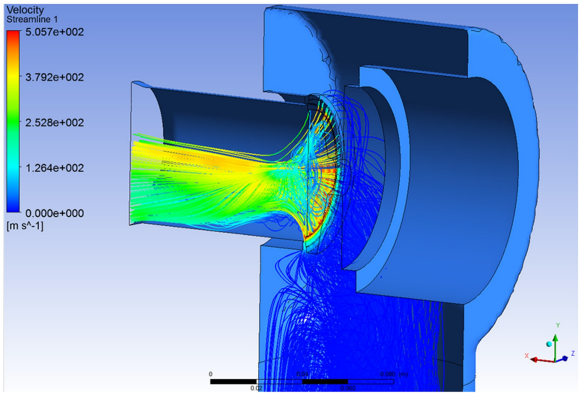


图8 开启高度1mm的流线图
Fig.8 Velocity trace under the condition of 1mm distance

3 计算结果分析

由于瞬态开启过程的初始条件采用定常条件下的结果,因此,需要先进行定常分析,然后结合气动力、弹簧刚度、波纹管的刚度及结构质量,进行考虑阀门运动下的流固耦合分析。

3.1 流体定常计算

定常分析在活塞开启高度为1mm工况下进行.图7为定常计算速度云图,图8为流线图,从图中看出,阀门内部流动非常复杂,压缩空气从活塞开启的狭小区域射出,大部分气体集中在出口管路中心区域。

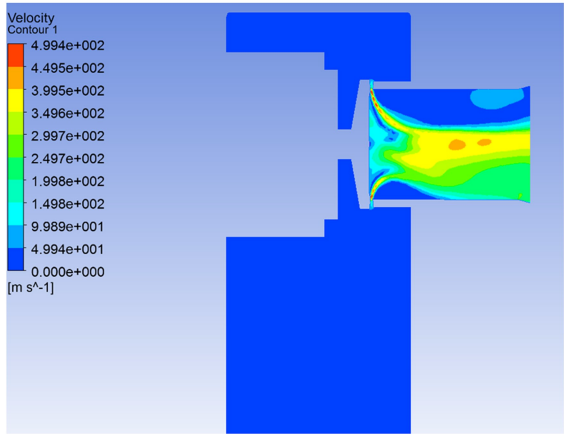


图7 定常计算速度云图
Fig.7 Velocity of steady analysis

如图9所示,尽管入口马赫数仅为0.1马赫,但活塞射流区域的马赫数能达到1.8马赫的超音速,已经达到了临界流动,属于超音速阻塞流,开口处交替出现膨胀波,形成了一段超音速射流.超音速流动出现在阀座与活塞之间的流场区域。

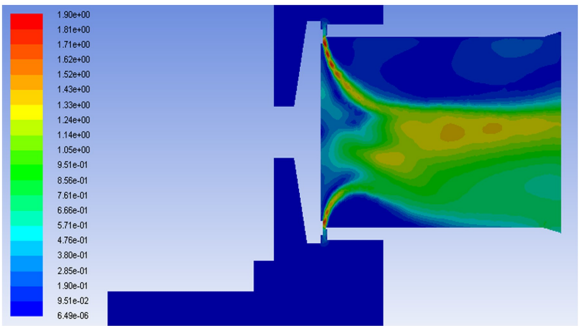


图9 开启高度为1mm的马赫数云图
Fig.9 Mach number under the condition of 1mm distance

3.2 流体非定常分析

非定常计算是基于定常计算结果展开的,计算步长为 5×10^{-6} sec.该分析过程中将阀门活塞视为刚体,考虑结构运动与气动的耦合效应,进行流固耦合分析。

不同时刻和开度对应的流场图如图10所示,表明了不同时刻阀门不同开度下的流场情况。

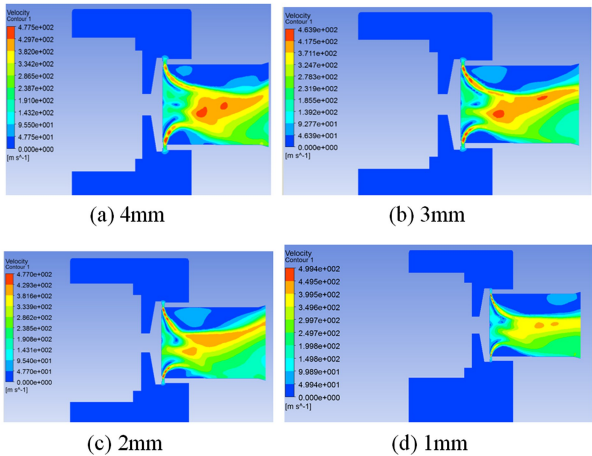


图10 不同开度下速度云图
Fig.10 Velocity under different opening distance

图 11 为阀门打开至与定位螺杆接触碰撞过程中的气动载荷变化曲线,主要包括轴向平动载荷与

弯矩,可以看出阀门非轴向力作用很小,说明由气动引起的偏心力很小。

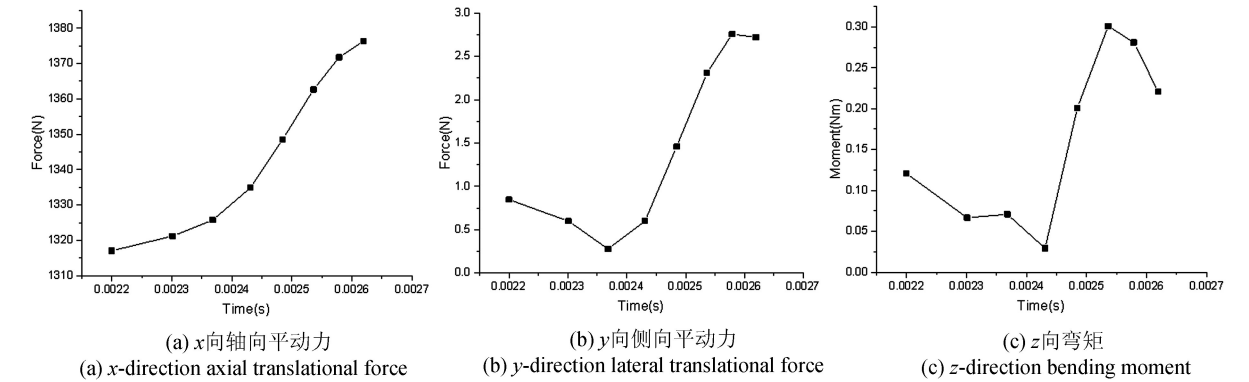


图 11 阀门气动载荷曲线
Fig.11 Aerodynamic loading of valve

3.3 阀门气动载荷下的冲击响应分析

通过分析,结构基频为 50Hz 左右,通过非定常开度分析,阀门开度越小其流体压力脉动频率越低,低于 1mm 开度下流体压力脉动频率范围极有可能与结构频率耦合,从而结构与气动载荷产生共振;另一方面根据冲量定理,可得到阀门冲击时所

受到的定位螺杆的撞击力大约为 4000N,远大于定位螺杆的稳定极限,容易产生较大塑性变形,如图 12、图 13 所示,定位螺杆经过第一次接触撞击后残余塑性轴向变形为 0.23mm,侧向塑性变形为 0.22mm,结构应力与塑性应变如图 14、图 15、图 16 所示。

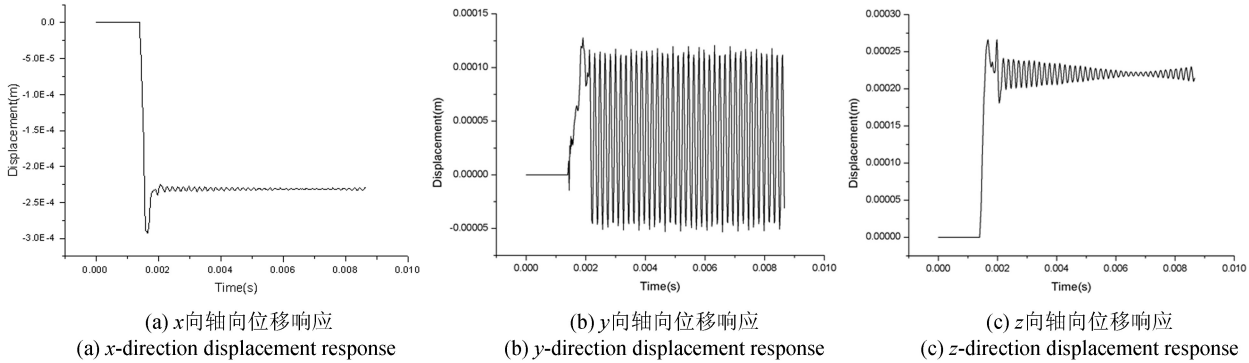


图 12 定位螺杆的响应曲线
Fig.12 Responses of position bolt

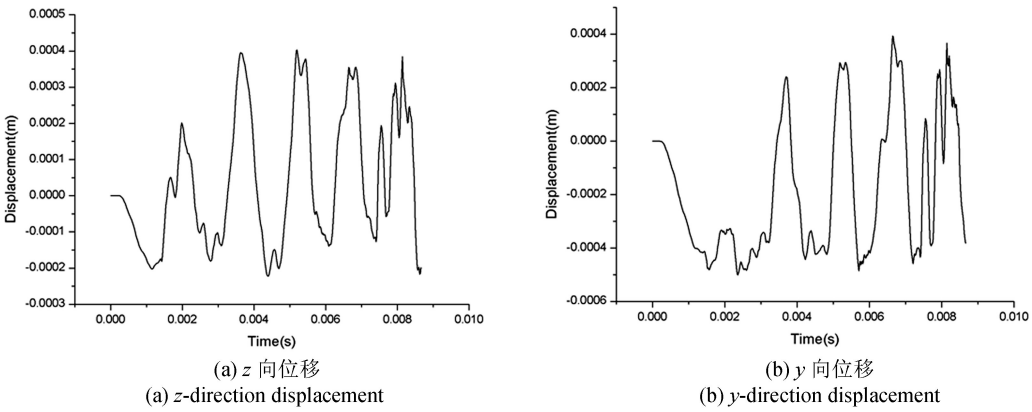


图 13 活塞杆测向位移
Fig.13 Lateral displacements of piston rod

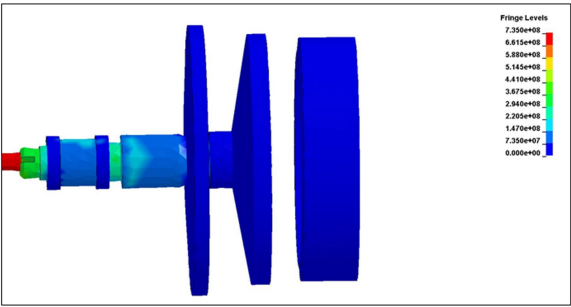


图 14 等效应力
Fig.14 Equivalent Von Mises stress

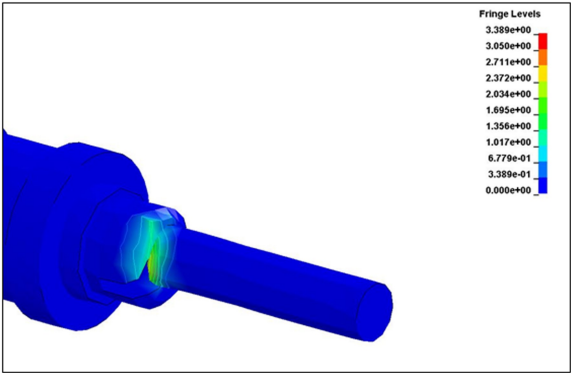


图 15 弹塑性变形
Fig.15 Elastic-plastic strain

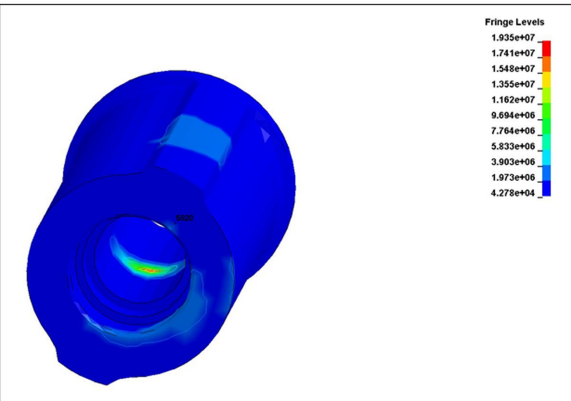


图 16 活塞筒接触应力
Fig.16 Contact stress of valve cylinder

4 结构改进与验证

通过前面分析,得出结果如下:

- 1)从流场特性上看,阀门内部流场比较复杂,阻塞流现象明显,且开度越小容易出现流动压力脉动,并可能与结构频率耦合;
- 2)考虑结构运动条件下的流固耦合气动载荷分析,可以看出结构所受非轴向力、力矩很小;

3)由活塞接触冲击响应看出,定位螺杆与活塞进入塑性阶段明显,经过第一次接触冲击后残余塑性变形较大,经过累计冲击后会导致活塞杆与活塞筒产生非轴向接触摩擦冲击.

为解决上述问题,对主阀结构进行改进,通过增大活塞杆、弹簧和调整螺钉,增大了运动部件的稳定性,改善了结构频率;同时增大了密封圈的尺寸并减小活塞杆和活塞筒的接触面,增大了系统的阻尼,更改前后如图 17 所示.

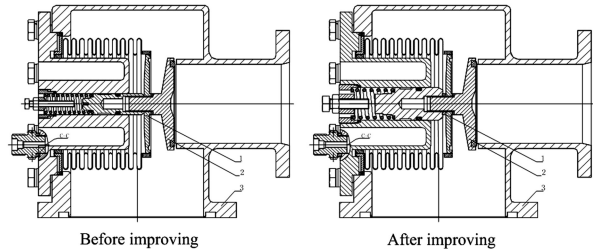


图 17 改进前后阀门结构示意图
Fig.17 Valve structure before and after improving

对更改后的安全阀子样进行测试,产品性能良好,均没有出现颤振现象,改进后试验曲线如图 18 所示.由图 18 可见,改进后安全阀没有出现图 2 中的颤振现象,打开关闭压力均较为平稳,关闭压力最低为 0.438MPa,满足要求的范围 ≥ 0.42 MPa.

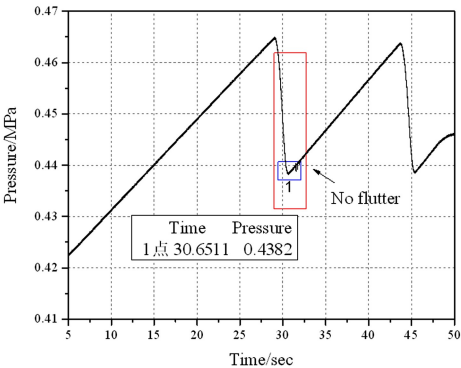


图 18 改进后安全阀地面测试压力曲线图
Fig.18 Measured pressures by ground test of valve after improving

5 结束语

采用了定常和非定常计算方法,获得了安全阀不同开度下内部超音速阻塞流压力场、速度场和流量情况,结果表明阀门内部流场复杂,阻塞流现象明显,小开度下流动压力脉动频率与结构存在耦合;通过对安全阀启闭下的气动流固耦合分析得到阀门的气动载荷,可见活塞运动过程中阀门受轴向

力较大;显示动力学阀门碰撞冲击响应分析分析结果表明定位螺杆与活塞会产生塑性变形,且累计冲击会导致活塞杆与活塞筒产生非轴向接触摩擦冲击。

为了解决上述问题,对主阀结构实施了相应的改进,增大运动部件尺寸和阻尼,改善了结构频率,并对改进后的阀门进行地面测试,测试结果表明,改进后的主阀结构在阀门启闭过程中没有产生颤振现象。

参 考 文 献

- 张旭,王斌. 尾段主梁刚度变化对 T 型尾翼颤振特性的影响. 动力学与控制学报, 2016, 14(5): 417~421 (Zhang X, Wang B. Effect of stiffness variation of tail main-beam on flutter characteristics of t-tail. *Journal of Dynamics and Control*, 2016, 14(5): 417~421 (in Chinese))
- 陈恒,王扬渝,金江明. 带控制截面机翼结构基于非线性能量阱的颤振抑制. 动力学与控制学报, 2017, 15(5): 459~466 (Chen H, Wang Y Y, Jin J M. Flutter suppression for a rigid airfoil with a control surface based on nonlinear energy sink. *Journal of Dynamics and Control*, 2017, 15(5): 459~466 (in Chinese))
- 郭勇,谢建华. 微尺度悬臂管颤振的研究. 动力学与控制学报, 2018, 16(1): 53~64 (Guo Y, Xie J H. Research on flutter of micro-scale cantilever pipe. *Journal of Dynamics and Control*, 2018, 16(1): 53~64 (in Chinese))
- Shipman J, Hosangadi A, Ahuja V. Unsteady analyses of valve systems in rocket engine testing environment. In: 40th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, Fort Lauderdale, FL, July 11-14, AIAA, 2004: 2004~3663
- Ahuja V, Hosangadi A, Cavallo P A, et al. Analyses of transient events in complex valve and feed systems. In: 41st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Tucson, AZ, July 10-13, 2005, AIAA, 2005: 2005~4549
- 高俊庭,殷晨波,叶仪,等. 非全周开口液压滑阀内部流场的 CFD 解析. 液压与气动, 2013, 5: 58~60 (Gao J T, Yin C B, Ye Y, et al. CFD simulation of flow field in hydraulic spool valve with notches. *Chinese Hydraulics & Pneumatics*, 2013, 5: 58~60 (in Chinese))
- 王渭,陈凤官,明友,等. 水力除焦三通阀流道结构的 CFD 分析. 流体机械, 2012, 11(40): 25~28 (Wang W, Chen F g, Ming Y, et al. CFD analysis of the flow channel structure for hydraulic decoking three-way valve. *Fluid Machinery*, 2012, 11(40): 25~28 (in Chinese))
- 丁学俊,刘顺,黄来,等. 600MW 汽轮机叶轮偏心气流激振力分析与模拟. 动力工程学报, 2010, 5(30): 342~346 (Ding X J, Liu S, Huang L, et al. Analysis and simulation of stream-exciting force caused by impeller eccentricity in 600 MW steam turbines. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2010, 5(30): 342~346 (in Chinese))
- 王安麟,吴小锋,周成林,等. 基于 CFD 的液压滑阀多学科优化设计. 上海交通大学学报, 2010, 12(44): 1767~1772 (Wang A L, Wu X F, Zhou C L, et al. Multidisciplinary optimization of a hydraulic slide valve based on CFD. *Journal of Shanghai Jiao Tong University*, 2010, 12(44): 1767~1772 (in Chinese))
- 巴鹏,邹长星,陈卫丹. 截止阀启闭时流动特征的动态数值模拟. 振动与冲击, 2010, 10(29): 157~161 (Ba P, Zou C X, Chen W D. A dynamic numerical simulation of flow features during stop-valve's opening or closing. *Journal of Vibration and Shock*, 2010, 10(29): 157~161 (in Chinese))
- 曹芳. 大流量煤气压力调节阀流固耦合机理及动态特性研究[博士学位论文]. 山东:山东大学, 2012 (Cao F. Research on fluid-structure interaction mechanism and dynamic characteristics of high-flow gas pressure control valve[Ph. D Thesis]. Shandong: Shandong University, 2012 (in Chinese))
- 吴贺贺. 基于非结构动网格技术及运动物面粘流场数值计算方法研究[硕士学位论文]. 江苏:江苏科技大学, 2012 (Wu H H. Numerical method research based on dynamic unstructured grids and kinetic object surface viscous flow field[Master Thesis]. Jiangsu: Jiangsu University of Science and Technology, 2012 (in Chinese))
- 王福军. 计算流体动力学分析—CFD 软件原理及应用. 北京:清华大学出版社, 2004: 101 (Wang F J. Computational fluid dynamics analysis-CFD software principal and application. Beijing: Tsinghua University Press, 2004: 101 (in Chinese))
- Zeng D H, Ethier C R. A semi-torsional spring analogy model for updating unstructured meshes in 3D moving domains. *Finite Elements in Analysis and Design*, 2005, 41(11-12): 1118~1139

15 王红,陈红全,马志华,等. 动边界问题无网格算法及其
动态点云. 南京航空航天大学学报, 2009,41(3):296
~301 (Wang H, Chen H Q, Ma Z H, et al. Gridless
Method for solving moving boundary problems and its dy-
namic cloud of points. *Journal of Nanjing University of
Aeronautics & Astronautics*, 2009,41(3):296~301 (in
Chinese))

FLUTTER ANALYSIS OF ROCKET SAFETY PNEUMATIC VALVE
BASED ON FLUID-STRUCTURE INTERACTION

Chen Qifa Zhu Chunyan[†] Wang Wenbin Cao Wenbin
(Aerospace System Engineering Shanghai, Shanghai 201109, China)

Abstract For the rocket pressurization system, safety pneumatic valve is a security device which protects the propellant tank from overpressure. On a ground test, the main valve revealed a phenomenon of flutter as the valve opening or closing, which may induces damage to some parts, what's worse, threatens the product performance. To find out the cause of valve flutter, based on fluid-structure interaction of N - S dynamic grid flow equation of and nonlinear contact rigid body motion control equation, aerodynamic load is computed by Realizable k - ε turbulence model and explicit dynamic algorithm. The mechanism of valve flutter phenomenon is pressure fluctuation coupling with structural frequency and piston rod produces plastic deformation under impact response with position bolt. An improvement measure to improve structural frequency is increasing the size of moving parts. Following with ground test verification, the result shows that the measure being taken can suppress the safety pneumatic valve flutter effectively, which has practical engineering value.

Key words safety pneumatic valve, flutter, fluid-structure interaction, aerodynamic load, test validation

Received 29 April 2018, revised 8 November 2018.
[†] Corresponding author E-mail: zhuchunyan621@126.com