

# 流量调节器研制中的主要问题及结构改进

陈维宇, 刘站国, 王 昕, 程亚威, 张赤民

(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

**摘 要:** 介绍了一种用于液氧/煤油发动机的流量调节器的结构、原理。在调节器研制中出现的主要问题有滑阀卡滞、主级工况的负载特性存在负差率、转级活塞不能复位等。根据调节器的工作条件, 运用静力学原理, 分析了产生的原因, 提出了改进方法, 并进行了试验验证。试验结果表明: 结构改进后的调节器工作可靠性得到了明显提高。

**关键词:** 液体火箭发动机; 流量调节器; 结构改进

**中图分类号:** V434

**文献标识码:** A

**文章编号:** (2009) 06-0031-06

## Problems in the development process of a flow regulator and improvement of its structures

Chen Weiyu, Liu Zhanguo, Wang Xin, Cheng Yawei, Zhang Chimin

(Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

**Abstract:** In this paper, the principle and structures of a flow-regulator used for liquid rocket engines is introduced. The main problems in the development process are introduced in detail. Based on statistic mechanical analysis under the working condition of the regulator, the reasons are analyzed. The improved structures have been put forward and have been tested. The results of tests show that the reliability of the regulator has been improved after structures improvement

**Key words:** liquid rocket engine; flow-regulator; improvement of the structure

## 0 引言

在现代高压补燃液氧煤油发动机中, 为了提

高发动机工作过程的精度和保持工况使主要参数(推力、混合比)能按一定的规律变化, 通常采用调节器。高压补燃液氧/煤油发动机在发生器燃料路设置流量调节器(以下简称调节器), 调

收稿日期: 2009-09-22; 修回日期: 2009-10-16。

作者简介: 陈维宇(1967—), 男, 高级工程师, 研究领域为液体火箭发动机自动器。

节和稳定发生器的混合比,控制涡轮燃气参数,从而实现发动机推力的调节,并保持推力稳定;同时,在发动机起动时,调节器也是发动机实现工况转换的关键环节。因此,调节器工作是否可靠直接影响到发动机的起动过程和工作可靠性。在调节器的研制中,出现了影响发动机正常工作的故障,如滑阀“卡滞”、转级活塞不复位,为解决这些问题,提高调节器的工作可靠性,对调节器的结构进行了改进及优化,并进行了大量试验研究,改进结构的调节器已经过了多台次、长时间热试车的考验,其改进方案得到了考核。

## 1 调节器结构及工作原理

高压补燃液氧/煤油发动机的调节器借鉴了国内、外调节器研制的成功经验,采用了直接作用式结构。在直接作用式调节器中,敏感元件与执行机构是一体的,即敏感元件同时起着改变节流副面积的执行机构的作用。调节器结构原理如图1所示。

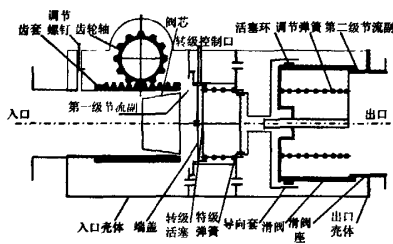


图1 调节器结构原理示意图

Fig.1 Structure schematic of the regulator

**调节器的工作原理:**调节器是利用反馈原理进行工作的。作用在敏感面积上的压差力的方向始终与滑阀关闭的方向一致,而弹簧力则是朝向滑阀打开的方向,通过对作用于敏感面积上的压差力与弹簧力等进行比较,控制第二级节流副的过流面积,来保持第一级节流副压降基本不变。其工作过程如下:当入口压力增加或出口压力降低导致调节器压差增加时,则作用于敏感面积前后的压差增加,滑阀的平衡受到破坏,滑阀朝关闭方向移动,从而第二级节流副流阻增大,这样

导致调节器的内腔压力增加,反过来又使敏感面积前后的压差减小,抑制滑阀继续朝滑阀关闭方向移动,最终滑阀达到新的平衡状态,保持第一级节流副压差基本不变;反之,当入口压力降低或出口压力增加导致调节器压差降低,则作用于敏感面积上的压差也减小,滑阀朝打开方向移动,使第二级节流副流阻减小,这样调节器的内腔压力降低,反过来又使作用于敏感面积上的压差增加,抑制滑阀继续朝滑阀打开方向移动,最终使作用于滑阀上的力处于平衡状态,保持第一级节流副压降基本不变。同理,当入口压力不变,出口压力变化时,作用于敏感面积上力的平衡被破坏,通过反馈作用,保持第一节流窗口压降基本不变。

调节器的起动流量调节是通过调整调节螺钉,打开其通道的过流面积来保证。

转级时,给转级控制口通入一定压力介质,转级控制腔压力作用于转级活塞上的力克服摩擦力、转级弹簧的弹簧力以及转级活塞上的不平衡力,转级活塞带动阀芯一起运动,转级活塞移动一定距离后停止运动。由此实现由起动状态转到主级状态。

当调节器处于主级状态工况时,电机带动齿轮轴转动,通过改变第一级节流副的过流面积来实现流量调节,由此实现主级状态的流量调节,并按要求的规律变化。

## 2 研制中出现的主要问题及原因分析

在调节器研制中,先后出现了滑阀“卡滞”、主级工况(工作压降范围内)的负载特性存在“负差率”、转级活塞的复位能力余量不足及存在“卡滞”等问题。

### 2.1 滑阀存在“卡滞”

在调节器的研制中多次出现了滑阀运动不灵活即滑阀“卡滞”的故障,其表现形式为调节器的流量未到主级流量。滑阀节流副结构见图2,产生这一现象的原因是由于滑阀刃边厚度较薄,这样在大压差下就会产生较大的射流作用力,使滑阀的刃口产生变形,而“抱”在滑阀座上,导

致摩擦力增大, 进而使调节器失去调节功能。

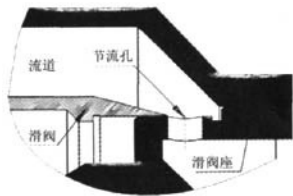


图 2 滑阀节流副示意图

Fig.2 Schematic of the throttle device in the spool valve

2.2 主级工况的负载特性存在“负差率”

调节器的负载特性反映的是抗干扰能力, 即在外部压降变化时调节器流量的变化关系。可用公式 (1) 表示:

$$\delta = \frac{\partial q}{\partial \Delta p} \quad (1)$$

式中,  $\delta$  为差率;  $\partial q$  为流量的变化量, kg/s;  $\partial \Delta p$  为压降的变化量, MPa。

通常, 对调节器而言, 随着压降的增加, 流量略有增加, 其差率为正。但是受某些因素影响, 也可能使调节器的流量随压降增大而减小, 形成“负差率”。如果调节器的负差率过大, 可能会对发动机的起动和转级过程造成影响, 容易引发发动机工作不稳定。因此, 应用于发动机上的调节器, 应尽量避免在所有工况范围内出现过大的“负差率”。

运动件的受力情况:

$$\Sigma F = \Delta p_1 \cdot A_F + F_Y - F_T \pm F_M = 0 \quad (2)$$

式中,  $F_Y$  为液动力, N;  $F_T$  为弹簧力, N;  $\Delta p_1$  为第一级节流副压降, MPa;  $A_F$  为敏感面积,  $m^2$ ;  $F_M$  为摩擦力, N。

从公式 (2) 可知, 滑阀所受的力主要有压差力、弹簧力、液动力及摩擦力。弹簧力和液动力是一种位置力, 因此第一级节流副的压差要随着滑阀的位置变化而变化。在忽略摩擦力的情况下, 流量的增加量

$$dq_m = \frac{K \cdot dh - dF_Y}{2\Delta p_1 \cdot A_F} q_m \quad (3)$$

式中,  $K$  为调节弹簧刚度, N/mm;  $dh$  为滑阀位

移增量, mm;  $\Delta p_1$  为额定压降下第一级节流副压降, MPa;  $A_F$  为敏感面积,  $mm^2$ ;  $dF_Y$  液动力增量, N。

从公式 (3) 可知, 要使调节器的差率不为负, 就是要保证公式 (3) 中的分子项不小于 0。而出现“负差率”的原因在于不能满足这一要求, 因此, 产生这一现象的原因可以确定为作用于滑阀的液动力所引起的“液压刚度”大于弹簧刚度所引起。

2.3 转级活塞存在不能复位和卡滞现象

在调节器的研制中出现了转级活塞不能复位的现象, 转级作动装置结构示如图 3 所示。转级活塞不复位将使调节器起动流量增大, 导致发动机起动过程异常和试车失败; 转级活塞卡滞意味着调节器不能按要求实现转级, 直接后果是发动机试车失败。

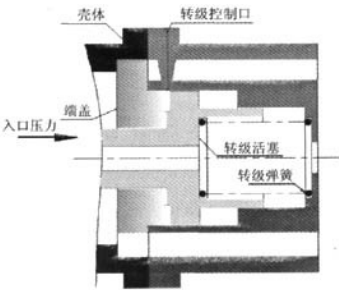


图 3 转级作动装置结构示意图

Fig.3 Schematic of the transition-actuation device

通过对转级活塞进行受力状态进行分析可知, 转级活塞承受的力有: 入口介质压力产生的不平衡力、弹簧力、摩擦力及转级控制腔压力所产生的不平衡力如图 4 所示。

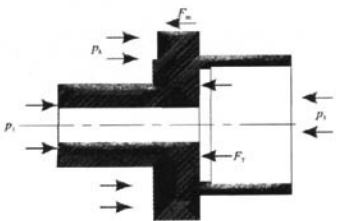


图 4 转级活塞受力分析示意图

Fig.4 Schematic of the force analyse in the piston for transition

转级活塞的受力方程:

$$\Sigma F = p_k \cdot A_k + F_m - p_i A_{k1} - F_T = 0 \quad (4)$$

式中,  $p_k$  为转级控制腔压力, MPa;  $A_k$  为转级控制腔面积,  $\text{mm}^2$ ;  $p_i$  为入口压力, MPa;  $A_{k1}$  为转级活塞的不平衡面积,  $\text{mm}^2$ ;  $F_T$  为转级弹簧力, N;  $F_m$  为转级活塞的总摩擦力, N。

在入口压力较低, 且  $p_i = p_k$  时, 这样在  $F_T$  不足够大, 转级活塞的合力  $\Sigma F$  大于 0 时, 转级活塞会移动。

转级活塞回位时的受力方程:

$$\Sigma F_i = F_T - F_m \quad (5)$$

而当  $p_i$ 、 $p_k$  均为 0 时, 且当  $\Sigma F_i$  大于 0 时, 转级活塞能自行复位。

通过分析后认为转级活塞不能复位与转级弹簧力小有关, 进而复位能力的余量不足。

而转级活塞卡滞是多方面原因引起的, 需要对端盖的受力、转级活塞的结构及工作条件进行分析, 端盖的受力有: 壳体反作用力、主级活塞的作用力及介质作用力, 如图 5 所示。

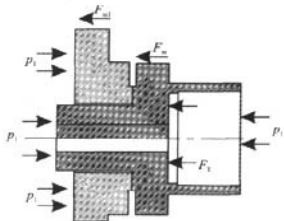


图 5 端盖受力分析示意图

Fig.5 Schematic of the force analyse in the casing

端盖的受力方程:

$$\Sigma F_2 = p_1 A_k - p_k A_{k1} - F_m - F_{m1} - F_T \quad (6)$$

式中,  $F_{m1}$  为端盖的总摩擦力, N。

由于端盖与壳体间存在轴向间隙, 当在入口压力冲击时, 由于作用于端盖的不平衡力  $\Sigma F_2$  大于 0, 这样端盖会产生轴向运动, 也带动转级活塞运动。而从转级作动装置的结构可知, 直接或间接影响转级活塞运动的配合面有较多, 装配方法不当也会引起转级活塞运动的配合面的干涉, 同时端盖的轴向运动也会对转级活塞的运动造成

影响, 因此转级活塞卡滞的原因主要归结为: 转级活塞配合面过多、装配方法不当以及端盖存在轴向“窜动”, 且轴向位移偏大。

### 3 结构改进及试验验证

调节器存在的上述问题直接影响到发动机试车的成败, 为此, 对调节器结构进行了改进, 并进行了大量试验研究。

#### 3.1 消除滑阀“卡滞”

由前述可知, 调节器工作过程中滑阀出现卡滞的原因是由于滑阀刃边厚度较薄, 滑阀的刃口变形所致, 因此要从根本上消除该故障, 就是设法减少或降低滑阀刃口的变形。为减少滑阀刃口的变形, 可以选择的方案主要有:

(1) 加厚刃边, 加厚刃边可以提高滑阀刚度和强度, 改善滑阀受力状况, 防止滑阀“抱”在滑阀座上;

(2) 增大滑阀的导流锥角。增大导流锥角, 同样可以改善滑阀受力状况, 可以减小液体压力在滑阀刃口产生的径向分力, 改善滑阀受力状态;

(3) 改变节流副结构。通过改变节流副结构也可以使滑阀刃口的受力状况得到改善;

(4) 在滑阀座上增加“均压槽”, 改善滑阀刃口的受力状况, 减小刃口受力变形面积, 从而降低摩擦力, 保证运动灵活。

但前三项措施均引起作用于滑阀的液动力发生变化。液动力

$$F_Y = l_e \delta_e \Delta p_2 \quad (7)$$

式中,  $l_e$  为节流副边缘宽度, mm;  $\delta_e$  为滑阀刃边厚度, mm;  $\Delta p_2$  为第二级节流副压降, MPa。

由公式 (7) 可知, 滑阀刃边厚度或节流副边缘宽度发生变化, 液动力也发生变化。当只增加刃边厚度时, 液动力也相应增加, 这样会使调节器出现“负差率”现象, 不利于发动机系统稳定。

通过对各种方案进行比较后, 选择了增加刃边厚度和采用“均压槽”的方案如图 6 所示, 并

进行了试验验证。大量试验结果表明滑阀工作可靠, 但试验结果也表明, 主级工况出现了“负差率”现象。

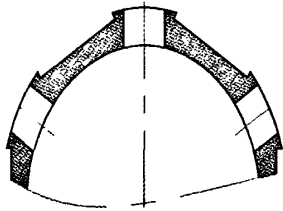


图 6 改进后的滑阀座结构

Fig.6 Improvement structure of the sleeve for spool valve

3.2 消除或减小主级工况负载特性“负差率”

影响调节器差率的主要因素是作用在稳流装置——滑阀上的液动力。由于液体通过滑阀节流副时, 流速和方向都要发生急剧变化; 当压降发生变化, 滑阀位置也会相应变化, 这样会使滑阀产生一个类似于“弹簧”的作用力, 其大小取决于调节器的压降、滑阀口的开度、滑阀边缘厚度、滑阀节流副型面等因素, 方向指向滑阀口的关闭方向。

因此消除和减小“负差率”, 可选择的方案有:

(1) 提高调节弹簧刚度, 即使弹簧力增量要大于液动力增量;

(2) 降低液动力, 使液动力增量小于弹簧力的增量。最主要的是可以通过优化滑阀节流副结构, 减弱或抵消液动力对滑阀的影响来实现。

为保持一定的继承性和延续性, 通过比较后, 选择了提高调节弹簧刚度的方案, 并进行了试验, 试验结果表明, 将弹簧刚度提高一倍后, 消除了大流量时调节器工作压降范围内的“负差率”, 出现“负差率”时压降已得到提高, 满足了发动机要求。

3.3 消除转级活塞不能复位和卡滞

通过前述对转级活塞的受力分析可知, 端盖存在轴向“窜动”, 并引起转级活塞的运动, 但由于装配、制造以及结构的原因, 端盖的运动又会对转级活塞的运动产生影响, 因此, 为消除主级活塞卡滞和不能复位的隐患, 可以选择的方

案:

(1) 重新选择转级作动装置的结构;

(2) 优化与转级活塞运动副的配合间隙, 避免干涉, 并对端盖与壳体间的轴向间隙进行调整;

(3) 增加转级弹簧力。

通过比较, 采用了后两种方案, 并进行了大量试验, 试验结果表明: 消除了转级活塞不复位和卡滞的隐患。

3.4 结构改进后的试验验证

3.4.1 调节器静态试验

静态液流试验是检验调节器性能的重要环节, 包括流量特性和负载特性。

3.4.2 流量特性

流量特性反映的是控制特性, 调节器的流量的试验结果表明: 试验拟合曲线的线性相关系数为 0.999, 最大流量可以达到 7.4kg/s (水), 最小流量可以达 1.5kg/s (水), 满足任务书要求。

3.4.3 负载特性

负载特性反映的是抗干扰能力, 可用调节精度来衡量。调节器主级状态的负载特性如图 7 所示。试验结果表明: 静态仿真结果与试验结果基本一致, 起动和主级状态的流量满足任务书要求。

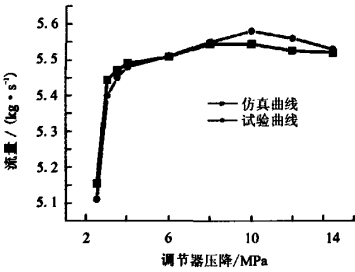


图 7 改进后调节器主级工况的负载特性曲线

Fig.7 Load characteristic of the regulator in the main stage operating condition after improvement

3.4.4 调节器专项试验验证

为尽可能模拟调节器在发动机上的实际工作条件而进行了专项试验, 以增加试验的覆盖性, 主要目的是考核调节器在转级过程和工作时的可靠性。试验结果表明, 调节器工作可靠。

### 3.4.5 热试车考验

结构改进后的调节器已有多台产品经过了大量液流、专项试验考核和几十次、长时间的热试车考验,调节器均工作正常。

## 4 结论

通过对调节器研制中出现的问题及所产生的原因进行分析,采取了针对性措施,并通过了试验验证。大量研究试验和多次试车考核结果表明:调节器结构改进后,工作可靠,性能满足要求。

### 参考文献:

- [1] 张贵田. 高压补燃液氧煤油发动机[M]. 北京: 国防工业出版社, 2005.
- [2] 格列克曼 Б Ф. 液体火箭发动机自动调节 [M]. 顾明初译 北京: 宇航出版社, 1995.
- [3] 休泽尔 D K. 液体火箭发动机现代工程设计[M]. 朱宁昌译. 北京: 宇航出版社, 1993.
- [4] 王昕. 流量调节器动态特性研究[J]. 火箭推进, 2004, 30 (3): 19-23.
- [5] 赵双龙. 滑阀液动力的计算与分析[J]. 火箭推进, 2006, 32(3):18-23.

(编辑: 马 杰)

(上接第 22 页)

- [4] 晏飞, 赵和明. 纤维缠绕金属内衬压力容器的设计与分析技术[J]. 上海航天, 2004, (4): 54-59.
- [5] 夏德顺. 重复使用运载器贮箱的研制现状 [J]. 导弹与航天运载技术. 2001, (2): 12-18.
- [6] 王戈, 刘长军, 李效东, 等. 聚合物基复合材料在液氧贮箱中的应用研究[J]. 宇航材料工艺. 2004, (1): 16-22.
- [7] 熊焕, 唐国金. 航天运载器及低温贮箱的热防护系统[J]. 导弹与航天运载技术. 2005, (1): 20-25.
- [8] Charles N Gudaitis. High Pressure Cryogenic Composite Tank Qualification[C]. SAMPE, 2000, Nov.
- [9] Tom D, James P. Development of Composite Overwrapped Pressure Vessels for High Pressure Cryogenic Storage Applications[C]. SAMPE, 2006, May.
- [10] Shimoda T, Morimoto T, Morino Y, etc. Study of CFRP Application to the Cryogenic Propellant Tank of Reusable Launch Vehicle[R]. AIAA 2001-1598.
- [11] Takahira Aoki, Takashi Ishikawa, Yoshiki Morino. Overview of Basic Research Activities on Cryogenic Composite Propellant Tanks in Japan[R]. AIAA 2001-1878.
- [12] Galib H Abumeri, Daniel N Kosareo, Joseph M Roche. Cryogenic Composite Tank Design for Next Generation Launch Technology[R]. AIAA 2004-3390.
- [13] David M Ray, Nathanael J Greene, Duane Revilock, etc. High Pressure Composite Overwrapped Pressure Vessel (COPV) Development Tests at Cryogenic Temperatures[R]. AIAA-2008-1912.
- [14] Terri L. Tramel, Susan M Motil. NASA's Cryogenic Fluid Management Technology Project[R]. AIAA-2008-7622.
- [15] Tom D, James P. Development of Cryogenic Composite Over-wrapped Pressure Vessels (COPVS) [C]. SAMPE, 2007, June.
- [16] David C. Achary, Robert W Biggs, Carl G Bouvier, etc. Composite Development & Applications for Cryogenic Tankage[R]. AIAA 2005-2160.
- [17] Bharani Ravishankar, Bhavani V Sankar, Martin Leong. Failure Criteria for Composite Materials at Cryogenic Temperatures[R]. AIAA-2008-1913.
- [18] Li Min-Chung, Brian H Jones. The Design of Composite Pressurized Tanks With and Without Lines for Use in Space Applications[C]. SAMPE, 2001, Nov.

(编辑: 王建喜)