

冷气发动机系统动态特性仿真研究

尤裕荣, 曾维亮

(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘要: 采用模块化建模方法, 将冷气发动机划分为减压阀、管路、容腔和喷嘴等模块, 建立了发动机系统模块化数学模型。对发动机启动过程和脉冲工作状态下的响应特性进行了仿真研究, 仿真结果与试车结果相吻合, 验证了所建立的数学模型的正确性。仿真计算结果还表明: 安全阀的开启性能和减压阀动作的灵活性等都是影响冷气发动机动态响应特性的主要因素。提出了改进发动机工作性能及可靠性的措施。

关键词: 冷气发动机; 模块化建模; 动态特性; 仿真研究

中图分类号: V434.23

文献标识码: A

文章编号: (2009) 06-0014-05

Simulation study on dynamic characteristics of cold gas engine

You Yurong, Zeng Weiliang

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

Abstract: By adopting the Module Assembly Simulation Method (MASM), the Cold Gas Engine (CGE) system is divided into four-module assembly-valve, pipeline, cavity and nozzle, and the CGE system mathematical model is developed. By using of this model, the engine startup and impulse working process dynamic characteristics are simulated. The simulation results are in good accordance with those of the test. The simulation results also indicate that the startup performance and the sensitivity of the PRV valve core movement system are the main factors that affect the dynamic characteristics of CGE. The scheme of improving the engine operation performance and reliability is proposed.

Key words: CGE; MASM; dynamic characteristics; simulation study

收稿日期: 2009-08-04; 修回日期: 2009-09-16。

作者简介: 尤裕荣 (1978—), 男, 工程师, 研究领域为流体系统组件设计及仿真。

符号说明:

A	—— 面积, mm^2	M	—— 运动组件质量, kg
C	—— 阻尼系数, 无量纲	p	—— 压力, MPa
C_d	—— 流量系数, 无量纲	q_m	—— 质量流量, kg/s
D	—— 管路直径, mm	R	—— 气体常数, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
F	—— 减压阀运动组件上合力, N	T	—— 温度, K
h	—— 安全阀最大开度, mm	V	—— 体积, mm^3
k	—— 比热比, 无量纲	x	—— 减压阀阀芯开度, mm
K	—— 弹簧刚度, N/mm	Δx	—— 管路分段长度, mm

下标:

1	—— 减压阀高压腔、节流口	cr	—— 临界
2	—— 减压阀低压腔、出口	e	—— 出口
a	—— 大气	i	—— 入口
c	—— 容腔	mb	—— 膜片
n	—— 喷嘴	vc	—— 减压阀阀芯
t	—— 气瓶		

0 引言

冷气发动机是一种小推力姿态控制动力装置, 它采用压缩气体(一般采用空气、氮气、氦气等)作为推进剂, 系统结构简单, 性能稳定, 具有良好的一致性, 成本低。由于推进剂为无毒、物理化学性能稳定的气体, 不会对航天器造成污染和伤害, 是各种推进系统中最为清洁的系统。气体由喷嘴喷出的过程中不发生任何化学反应, 反应速度快, 性能稳定, 重复性好。虽然冷气发动机比冲低, 耗气量大, 但在寿命较短的低轨道航天器中仍广泛使用, 在未来的空间站交会对接、宇航员空间机动行走、航天器空间维修和空间紧急救援任务中, 冷气推进系统仍占有一定优势^[1-3]。

目前, 由于高压气瓶、大流量小尺寸减压阀和高压气体密封技术的不断发展, 特别是适于高压使用的橡胶和金属内衬复合缠绕气瓶技术的发展, 使得冷气系统气瓶承压能力不断提高, 从而使适用于冷气系统发动机的总冲上限不断提高^[3]。

1 发动机系统数学模型

冷气发动机系统示意图如图 1 所示, 将其划分为管路、阀门、容腔和喷嘴四个模块, 在对发动机系统进行模块划分时, 其中环形管路与管路的分支视为容腔模块处理, 它将给多通管路的边界条件处理带来极大的方便; 对于与管路连接的容腔, 其边界的流量由管路模型来确定。

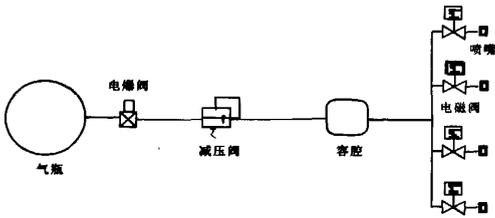


图1 冷气发动机系统示意图

Fig.1 Diagram of the cold gas engine

在建立冷气发动机系统数学模型前，先作如下假设：

(1) 工作介质视为理想气体；

(2) 容腔内气体的压力场和温度场均匀，且不与外界发生热交换；

(3) 管流为一维绝热流动，即流动参数沿管路截面均匀分布，气体与管壁的摩擦功加热气体而耗散；

(4) 电爆阀与电磁阀视为瞬时动作；

(5) 安全阀启动时，其阀芯开度可以近似认为是随减压阀出口压力的幂函数进行变化^[4]，本文 m 值取 1.5。

$$\text{即 } \Delta h = \begin{cases} (p/p_{cr}-1)^m h & 2p_{cr} \geq p \geq p_{cr} \\ h & p > 2p_{cr} \end{cases}$$

1.1 气瓶模块

一般情况下，可以将气瓶内参数按照集中参数法进行处理计算，即认为气瓶内的压力、温度和密度是均匀分布的。若气瓶压力为 p_i 、温度为 T_i 、体积为 V_i ，出口流量 q_m 可由喷嘴流量方程来确定，则可得到气瓶放气模块的数学模型

$$\begin{cases} \frac{dp_i}{dt} = -\frac{kRT_i}{V_i} q_m \\ \frac{dT_i}{dt} = \frac{k-1}{k} \frac{T_i}{p_i} \frac{dp_i}{dt} \end{cases} \quad (1)$$

1.2 管路模块

基于键合图思想，将管路交错分割为势变量和流变量两种单元，同时引入空间位置交错的处理方法，建立了一维气体管路的有限元状态变量模型^[9]

$$\begin{cases} \frac{dT_i}{dt} = \frac{T_i}{p_i} \frac{dp_i}{dt} + \frac{RT_i^2}{A\Delta x p_i} (q_{mi} - q_{m(i-1)}) \\ \frac{dq_{mi}}{dt} = R \frac{q_{m(i-1)}^2 T_{i-1} / p_{i-1} - q_{mi}^2 T_i / p_i}{A\Delta x} + A \frac{p_i - p_{i+1}}{\Delta x} - 2fR \frac{q_{mi}}{AD} \frac{T_i}{p_i} \\ \frac{dp_i}{dt} = \frac{kR}{A\Delta x} (q_{m(i-1)} T_{i-1} - q_{mi} T_i) \end{cases} \quad (2)$$

摩擦系数 f 是一个关于 Reynolds 数的函数，可由 Blasius 和 Nikuradse 经验公式来确定。

1.3 减压阀模块

在建立减压阀模型时，将阀腔内的气体参数采用集中参数方法来描述，即腔体内气体的压力、密度及温度分布均匀；同时不计密封不良造成的气体泄漏流量的影响，可得到减压阀数学模型^[6]

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = -u \\ \frac{du}{dt} = -\frac{C}{M} \frac{dx}{dt} - \frac{K}{M} x - \frac{F}{M} \\ \frac{dp_1}{dt} = \frac{kR}{V_1} (q_{m1} T_1 - q_{m1} T_1) \\ \frac{dT_1}{dt} = \frac{T_1}{p_1} \frac{dp_1}{dt} - \frac{RT_1^2}{p_1 V_1} (q_{m1} - q_{m1}) \\ \frac{dp_2}{dt} = \frac{kR}{V_2} (q_{m1} T_1 - q_{m2} T_2) + \frac{kp_2 (A_{mb} - A_{vc})}{V_2} \frac{dx}{dt} \\ \frac{dT_2}{dt} = \frac{T_2}{p_2} \frac{dp_2}{dt} - \frac{T_2 (A_{mb} - A_{vc})}{V_2} \frac{dx}{dt} - \frac{RT_2^2}{p_2 V_2} (q_{m1} - q_{m2}) \end{cases} \quad (3)$$

1.4 容腔模块

在建立容腔数学模型时，与气瓶建模相似，将容腔内状态参数也采用集中参数法处理，建立的数学模型为

$$\begin{cases} \frac{dp_c}{dt} = \frac{kR}{V_c} (q_{m1} T_1 - q_{mc} T_c) \\ \frac{dT_c}{dt} = \frac{T_c}{p_c} \frac{dp_c}{dt} - \frac{RT_c^2}{p_c V_c} (q_{m1} - q_{mc}) \end{cases} \quad (4)$$

1.5 喷嘴模块

冷气发动机是直接将高压气体从一个微型喷管喷出，在此把推力室当作一个收缩喷嘴来处理。因此，可得推力室模块的数学模型

$$q_{mn} = \frac{C_{dn} A_n p_i}{\sqrt{RT_i}} \phi \left(\frac{p_a}{p_i} \right) \quad (5)$$

式中：

$$\varphi\left(\frac{p_a}{p_i}\right) = \begin{cases} \sqrt{\frac{2k}{(k-1)}\left[\left(\frac{p_a}{p_i}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_a}{p_i}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} & \frac{p_a}{p_i} > \varepsilon_0 \\ \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{(k+1)}} & \frac{p_a}{p_i} \leq \varepsilon_0 \end{cases}$$

2 动态特性仿真计算

2.1 启动过程仿真计算

当发动机启动时,首先电爆管起爆,电爆阀打开,气瓶内的高压气体瞬间向电爆阀后边的管路系统进行充填。在充填过程中,减压阀出口压力瞬间达到最大值,这时安全阀自动开启,将高压气体排泄出去以保护系统的安全。高压气体在流经减压阀时,减压阀内腔体的压力剧增,迫使阀芯迅速运动,并关闭节流口。这时,高速气流将在减压阀的阀前与阀后管路内形成水击,并在管系中传播、反射,产生持续的流动振荡。在冷气发动机启动过程中,发动机内的各个参数状态将发生急剧变化,在减压阀前后的管路系统内存在强烈的压力振荡现象。

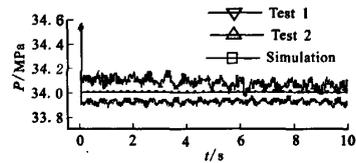
冷气发动机的启动过程,主要是考核减压阀的耐冲击性能。从图2(a)~图4(a)可以看出,电爆阀打开后,气瓶压力瞬间下降。其中两次试车过程,气瓶压力下降的程度有所不同,除了气瓶压力充气初始值存在差异外,其主要原因是减压阀阀芯动作的时间不一致造成的,由于减压阀阀芯的初始开度最大,以及摩擦力、阻尼力等非线性因素迟滞特性的影响,所以阀芯从启动到关闭的时间也不同,显然,时间越长,则气瓶放气的时间越长,从而造成压力下降越低,这也使得减压阀出口压力峰值偏高。

2.2 脉冲工作状态仿真计算

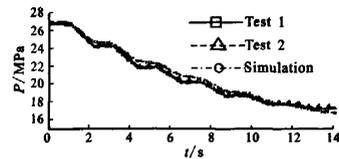
在冷气发动机进行脉冲工作过程中,当电磁阀打开时,高压气体会迅速喷射出去,减压阀低压腔内的压力瞬间下降,同时,阀芯打开,以补充减压阀后的低压气源,以保持在2.1MPa左右的压力范围内。约1s后关闭电磁阀,同时减压阀低压腔内的气体压力增大,迅速关闭阀芯。这时,在减压阀前后的管路中又产生水击现象,使

得管系内的气体压力再次产生强烈的压力振荡。约1s后,再次打开电磁阀,重复上述的工作方式,仿真结果与试车结果如图2(b)~图4(b)所示。

从脉冲工作过程的试车和仿真结果可以看出,当推力装置开启和关闭时,压力过渡的大小峰值的幅度较大,但很快就恢复到稳定的压力值。由此可知,发动机在脉冲工作状态下,能够很好的实现压力的脉冲变化,从而使得推力装置产生稳定的脉冲推力,对飞行器的飞行轨道、姿态进行有效控制。



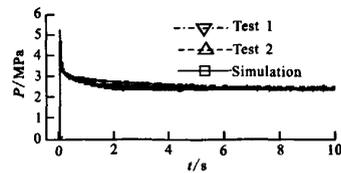
(a) 启动工作过程



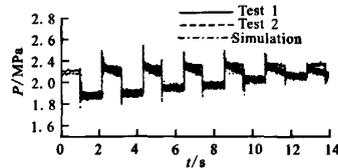
(b) 脉冲工作过程

图2 气瓶压力仿真结果与试验比较

Fig.2 Comparison between test and simulation results of gas cylinder pressure



(a) 启动工作过程



(b) 脉冲工作过程

图3 减压阀出口压力仿真结果与试验比较

Fig.3 Comparison between test and simulation results of PRV outlet pressure

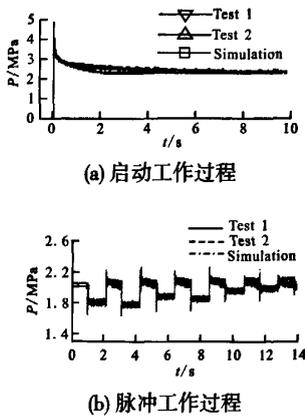


图4 推力装置入口压力仿真结果与试验比较

Fig.4 Comparison between test and simulation results of thruster inlet pressure

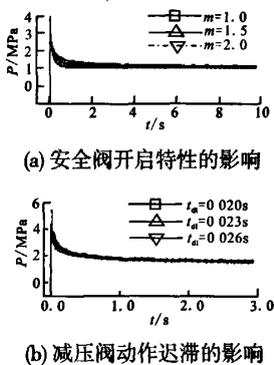


图5 减压阀出口压力仿真结果

Fig.5 Simulation results of PRV outlet pressure

从以上仿真计算结果与试车结果的比较,可以看出两者吻合较好,仿真结果基本上能够体现出试车过程,冷气发动机气瓶、减压阀出口及推力装置入口处实际的压力变化过程,表明所建立的冷气发动机系统数学模型的正确性。另外,为了验证主要阀门特性对发动机系统特性的影响,对安全阀的启闭特性与减压阀的动作特性对发动机系统的启动过程进行仿真计算,表明安全阀的启闭特性决定减压阀后系统压力的过渡特性。图5(a)中给出了不同的安全阀阀芯开启特性对减压阀后系统压力过渡特性的影响,其中 m 为幂函数的指数(假设条件5)。仿真结果表明, m 值越小,即安全阀动作性能越好,则压力就越迅速地

恢复到稳定值,反之压力过渡的时间越长。图5(b)所示的是减压阀动作时不同的迟滞时间对发动机启动特性影响的结果。显然,阀芯运动时迟滞时间越长,则气瓶压力降低得越多,而减压阀后系统的压力峰值也就越高;反之气瓶压力降低得少,减压阀后系统压力峰值就越低。

3 结论

通过对冷气发动机启动及脉冲工作过程的动态响应特性进行仿真研究,结合试车结果进行比较分析,验证了所建立数学模型的正确性,并对主要阀门组件特性对发动机系统动态特性的影响进行了仿真研究,得出以下结论:

(1) 减小减压阀阀芯运动组件上的摩擦力,提高阀芯运动系统的灵敏性,可减小发动机启动时的响应时间。

(2) 提高安全阀的启闭特性,有利于改善发动机启动过程及减压阀后系统的压力过渡特性,提高发动机的启动性能。

(3) 在尽可能减小减压阀阀芯上摩擦力的情况下,通过适当减小阻尼腔的阻尼孔个数或孔径来选取适合的阻尼系数,能够提高发动机脉冲工作过程的稳定性及可靠性。

参考文献:

- [1] Smith Peter. Cryosat cold gas system and component development [R]. AIAA-2004-3859.
- [2] Bzibziak R. Miniature cold gas thrusters[R]. AIAA-92-3256.
- [3] 李平. 姿控发动机技术成就与发展[J]. 火箭推进, 2000(1).
- [4] 聂万胜, 陈新华. 姿控推进系统发动机关机的管路瞬变特性[J]. 推进技术, 2003, 24(1).
- [5] Yurong You. Finite elements state-variant model for one dimensional pneumatic pipe[C]. The 8th Asian International Fluid Machinery Conference, October 12-15, 2005. Hefei University of Technology Press, P944 ~ 950.
- [6] 尤裕荣, 曾维亮. 逆向卸荷式气体减压阀的动态特性仿真[J]. 火箭推进, 2006, (3): 24-30.

(编辑: 王建喜)