

文章编号: 1000-8055(2000) 01-

某涡喷发动机燃油压力高频脉动现象的分析及解决

鲍文¹ 闫志刚¹ 于达仁¹ 何保成² 冯彦² 黎林林²

¹(哈尔滨工业大学 能源与动力学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

²(中国航天工业总公司 第三十一研究所, 北京 100095)

摘要: 本文针对某涡喷发动机燃油压力高频脉动现象, 建立了供油调节系统的动态非线性数学模型, 并用全局分段线性化方法进行了稳定性分析, 确认燃油压力高频脉动是由于系统不稳定造成的, 并据此给出了解决措施。

关键词: 涡轮喷气发动机; 脉动; 燃油系统; 数学模型

中图分类号: V433 文献标识码: A

1 问题的提出

某涡喷发动机的供油调节系统为气动液压式, 见图 1。发动机起动加速段的工作过程如下: 在助推火箭的推动下, 导弹起动, 风车效应使涡喷

压阀开始溢流, 将油压稳定在给定值上, 随着弹体速度进一步上升, 压气机出口压力 p_2 增大, 通过阻尼孔 G_2 和缓冲器作用后的 p_2' 也随之升高, 作用在膜片上的气压力大于弹簧力后, 燃油调节阀逐渐开大, 增加燃烧室供油, 弹体的速度迅速增加, 直至达到巡航状态。

在试验中发现: 加速阶段燃油压力发生高频脉动, 而且幅值很大, 进入加速段末端和巡航状态后, 振动迅速衰减至正常范围内, 如图 2 所示。

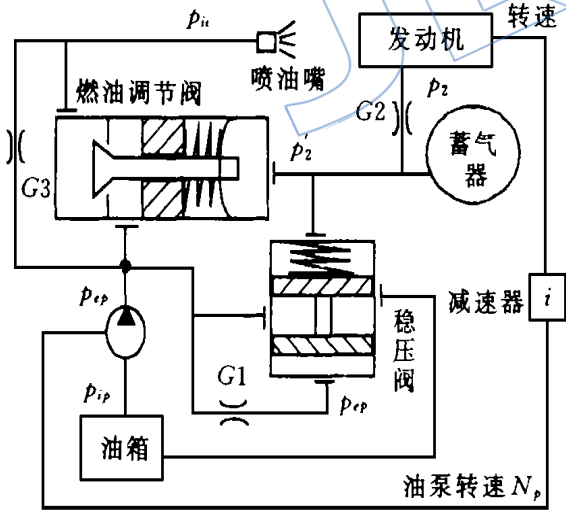


图 1 弹用涡喷发动机供油调节系统物理模型

发动机的转子旋转加速, 带动油泵工作, 通过 G_3 孔向燃烧室供油, 当油泵转速增加到一定值后, 稳

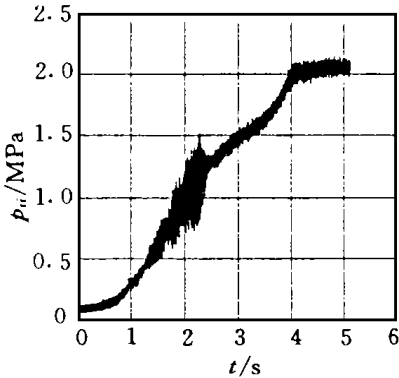


图 2 燃油压力高频脉动现象

燃油压力脉动频率在 260~280 Hz, 并不是任何一个单独部件的固有频率, 和发动机的振动频率也相差甚远。起动加速段是发动机整个工作

收稿日期: 1998-12-18; 修订日期: 1999-03-19

基金项目: 航空科学基金资助项目(980241057)

作者简介: 鲍文(1970-), 男, 哈尔滨工业大学能源学院讲师, 博士

过程中的薄弱环节,在加速段中出现燃油压力的高频大幅值剧烈脉动会对发动机的正常工作造成不利影响,因此燃油压力的高频脉动成为某导弹研制过程中亟待解决的问题,而搞清燃油压力脉动的机理是解决问题的关键。

2 对燃油压力高频脉动现象的初步分析

利用已有的试车数据,对某次试车试验中采

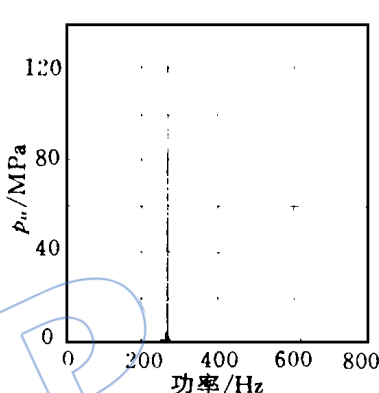
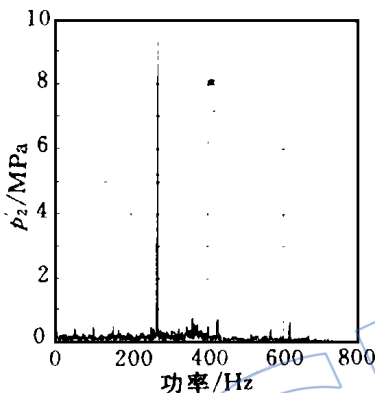
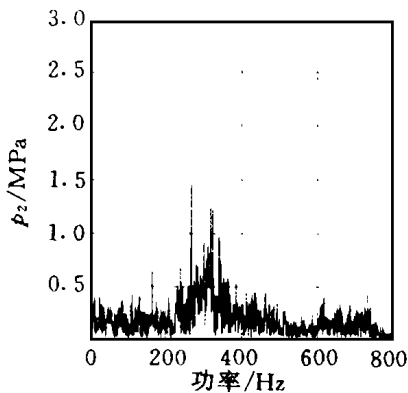


图3 p_2, p_2', p_{ii} 的功率谱

p_2' 中的脉动幅值应该小于 p_2 。另外,在供油调节系统单独试验中,同样发现存在高频振动。由此可以判断, p_{ii} 高频脉动不是由发动机传给供油调节系统的,而是由供油调节系统内部的原因造成的。 p_2' 和 p_{ii} 的高频脉动是由燃油调节阀和稳压阀的高频脉动引起的,燃烧室的燃烧状态也随着燃油压力和流量发生高频脉动,并引起 p_2 脉动,所以 p_2' 中的脉动信号幅值远大于 p_2 中的脉动信号。

3 供油调节系统的数学模型

在建立数学模型的过程中,应该注意两个问题:一是数学模型适用的频带宽度,二是供油调节系统中存在的诸多非线性因素。根据图 1 所示的供油调节系统物理模型,用机理建模与实验建模相结合的方法,建立供油调节系统的数学模型。

燃油调节阀包括力平衡方程、静态液流方程、动态液流方程,由实验数据拟合得到的流量特性方程如下:

$$m_j \frac{d^2 y}{dt^2} + B_j \frac{dy}{dt} = p_2' A_m -$$

$$K_j(y_0 + y_{20}) - f_m(y) - A_j p_{ep} - F_s - F_D$$

$$F_s = f(h)(p_{ep} - p_{ii}) \cdot$$

$$\left[C_v \frac{\overline{\rho} \cos \theta}{A} f(h) \frac{p_{ep} - p_{ii}}{A} \right]$$

样得到的 p_2, p_2', p_{ii} 进行了频谱分析,得到 3 个信号的功率谱如图 3 所示。 p_2' 和 p_{ii} 在 260 Hz 处都存在一个尖峰值,其它频点处的功率谱幅值则都很小,而 p_2 信号中存在很强的噪声,对应 260 Hz 处的峰值较 p_2' 和 p_{ii} 的峰值小得多。

根据供油调节系统的工作原理,若燃油压力的高频脉动是压气机出口压力脉动引起的,那么 p_2 压力脉动信号经过 G_2 孔和蓄气器的缓冲作用进入供油调节系统后,脉动的幅值应该大大减弱,

$$F_D = \rho L \left(\frac{dQ_A}{dt} \right)$$

$$Q_A = f(h)(p_{ep} - p_{ii})$$

其中: y 是燃油调节阀的位移, m_j 是阀芯质量, B_j 是阻尼系数, A_m 是膜片面积, y_0 是弹簧预紧位移, K_j 是弹簧刚度, $f_m(y)$ 是膜片的力—位移特性,由实验数据拟合得到, L 是燃油调节阀中的阻尼长度, $f(h)$ 是燃油阀的流量特性,由实验数据拟合得到, C_v 是油流的速度系数, A 是阀芯受到油压作用的有效面积。

稳压阀的数学模型:

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} + B_c \frac{dx}{dt} = A_c p_{ep}' - p_2' A_c -$$

$$K_c(x_0 + x) - \rho L \frac{dQ_c}{dt}$$

$$Q_{G2} = K_{G2}(p_{ep} - p_{ep}') = A_c \frac{dx}{dt}$$

$$Q_c = f_c(x) \frac{p_{ep} - p_{ii}}{A}$$

其中: x 是稳压阀的开度, L 是稳压阀中的阻尼长度, M 是稳压阀的阀芯质量, B_c 是阻尼系数, A_c 是稳压阀阀底的面积, K_c 是弹簧刚度, x_0 是弹簧预紧量, $f_c(x)$ 由实验数据拟合得到。

依照管路动态建模理论建立从压气机出口到燃油调节阀和稳压阀的气管路模型,表示为传

递函数形式。其中 T_1 指管路中一阶声学固有频率对应的时间常数。

$$\frac{p_2'(s)}{p_2(s)} = \frac{1}{(T_{0s} + 1)(T_{1s}^2 + 2T_1\xi_{1s} + 1)}$$

$$\frac{p_2'(s)}{G_2(s)} = \frac{K(T_{2s}^2 + 2T_2\xi_{2s} + 1)}{(T_{0s} + 1)(T_{1s}^2 + 2T_1\xi_{1s} + 1)}$$

燃油调节阀和稳压阀上方腔室气体流量平衡方程:

$$\frac{V_2K}{a_2} \frac{dp_2'}{dt} = G_2 + \rho(A_cV_c - A_fV_f)$$

G_2 孔流量方程:

$$G_2 = \rho a_2(p_2 - p_2')$$

其中: V_2 是两个阀门中腔体的容积, K 和 a_2 是常数。

油泵的流量方程式, 式中 a, b 和 c 由实测的特性得到:

$$Q_P = an + bn(p_{ep} - p_{ip}) + c(p_{ep} - p_{ip})$$

喷油嘴流量方程:

$$Q_i = a' p_{ii} - p_2'$$

油管道的方程以传递函数的形式给出:

$$\frac{p_d(s)}{p_u(s)} = \frac{1}{T_s^2 + 2T\xi_s + 1}$$

余下油管路中流量平衡方程:

$$Q_P = Q_{G3} + Q_A + Q_C$$

$$Q_{G3} = f_{G3} p_{ep} - p_2'$$

其中, f_{G3} 是 G_3 孔的流量特性, 由实测数据拟合得到。

4 供油调节系统的稳定性分析

4.1 供油调节系统的全局分段线性化

从上面的讨论可以知道, 供油调节系统是一个强非线性系统, 从起动加速到巡航状态, 供油调节系统必须在很大的范围内工作, 因此, 若采用常规方法在某个工作点小偏差线性化, 则得到的模型必然不能反映系统在全工况范围的动态特性。因此, 采用全局分段线性化的方法, 在各个工作点上对系统进行小偏差线性化, 求出系统在该工作点的线性化模型, 并进行稳定性分析, 再把各个工作点联结起来, 就可以对系统在整个工作范围内进行稳定性分析。具体的算法如下: (1) 在以发动机油泵转速 N_P 和蓄气器后压力 p_2' 为坐标所确定的平面内, 转速以 100 r/min 为单位、压力以 0.01 MPa 为单位划分网格, 由每个交叉点上的

压力和转速值确定系统的工作点。(2) 由给出的 N_P 和 p_2' , 求取每个工作点上系统内部状态的静态值, 并在此点对系统进行小偏差线性化。(3) 求取各个小偏差线性化模型的特征方程并判断系统的稳定性;(4) 将系统在各个工况点的稳定性绘制于 N_P-p_2' 平面上, 从而得到系统在整个工作区间上的不稳定域。

4.2 供油调节系统的不稳定工作域

按照上述算法, 得到系统的不稳定域如图 4

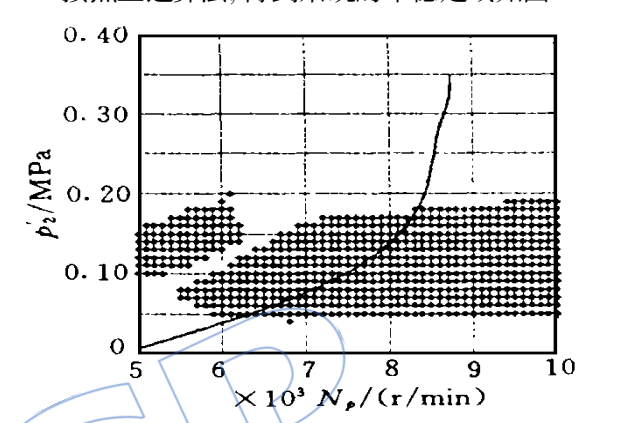


图 4 供油调节系统的不稳定工作域

所示, 图中的 “*” 表示不稳定工作点, 图中的曲线是启动加速过程中发动机参数轨迹线。从图中可以看到, 不稳定域分成几个部分, 这正是非线性系统的典型特征之一。在发动机加速段的一些区域内, 供油调节系统的内回路是不稳定的。由于加速段转速急剧升高, 供油压力随之迅速升高, 所以发动机能很快冲出不稳定区域, 因此在整个加速过程中, 系统处于不稳定状态的时间比较短, 振动发散后很快收敛, 在系统的时域图上看到的现象就是燃油压力在加速段大幅值高频脉动, 并且先发散后收敛。通过对数学模型的进一步分析发现, 脉动的频率对应着油管路的固有频率, 这说明在起动加速段系统高频增益过大, 和油管路的高频脉动特性相互作用而导致系统失稳, 造成了燃油压力的高频脉动。

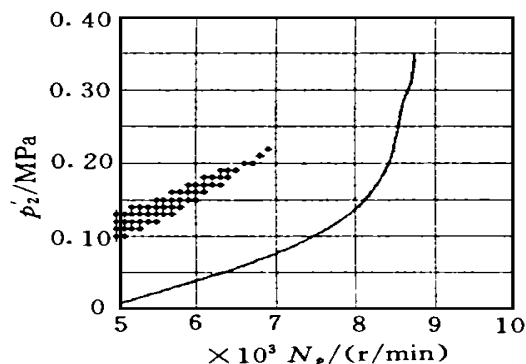
4.3 部件参数与不稳定域的关系

4.3.1 稳压阀阻尼孔直径的影响

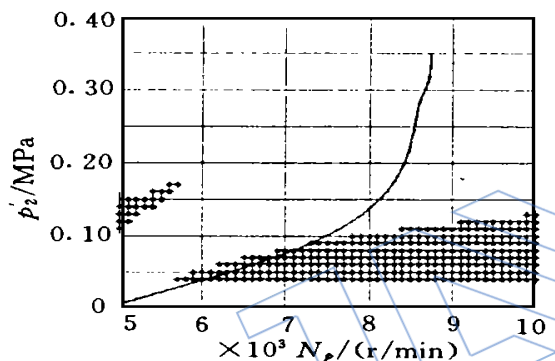
找到燃油压力高频脉动的原因之后, 希望能够找出相应的解决措施。以下研究各部件参数对系统稳定性的影响, 以找出可行的解决方法。

图 5(a) 给出了阻尼孔 (G_1) 孔变化后, 发动机不稳定域的变化情况。减小 G_1 孔, 可以增大稳压阀的运动阻尼, 降低稳压阀的响应速度, 减小稳压

阀的高频增益, 削弱寄生回路的作用, 因此可以提高系统的稳定性。从中可以看到, 阻尼孔减小对系统的稳定性提高的作用非常明显, 但是阻尼孔直径太小, 则阻尼过大, 会过多地降低低压阀的响应速度, 因此应适度选取。试验表明, 适当减小阻尼孔后, 起动阶段燃油压力高频脉动现象不再出现。



(a) 阻尼孔直径减小后的不稳定域



(b) 膜片刚度增大后的不稳定域

图 5 部件参数与不稳定域的关系

4.3.2 燃油调节阀膜片刚度对系统稳定性的影响

燃油调节阀的膜片刚度变大, 相当于增加了燃油调节阀的运动阻尼, 同样能够明显减小系统的不稳定域。膜片刚度变化后系统不稳定域如图 5(b) 所示。

5 结 论

针对某导弹燃油压力的高频脉动现象进行了分析, 确定燃油压力的高频脉动是由于供油调节系统的内部原因造成的, 建立了供油调节非线性动态数学模型, 用全局线性化方法求出系统在各个工作点上的小偏差线性化模型, 并计算了系统在各个工作点上的稳定性, 得到了系统的不稳定工作域。分析了部件参数于系统稳定性的关系, 提出了解决燃油压力高频脉动的措施, 经过试验验证, 效果良好。

参 考 文 献

- 1 苏尔皇. 管道动态分析及液流数值计算方法[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1985
- 2 A. 埃斯波西托. 流体动力与应用[M]. 北京: 冶金工业出版社, 1992 年
- 3 朱行健, 王雪瑜. 燃气轮机工作原理及性能[M]. 北京: 科学出版社, 1992 年
- 4 Б. Н. 彼特洛夫. 燃气涡轮发动机自动控制系统的设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 1988 年

(责任编辑 杨再荣)

Analysis of Fuel Pressure High-Frequency Pulsation in a Turbo Jet

Bao Wen¹, Yan Zhigang¹, Yu Daren¹, He Baocheng², Feng Yan², Li Linlin²

¹(PO Box 458, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

²(PO Box 7208-32, Beijing 100074, China)

Abstract: A dynamic nonlinear mathematics model of fuel system was set up for the high-frequency pulsation of fuel pressure in a turbo jet. The stability of the system was analyzed with whole-scale-subsection linearization. It was confirmed that high-frequency pulsation was caused by the instability of the system. An improvement method was proposed on the basis of the analysis of the relation between system parameters and system stability.

Key words: turbojet engines; fluctuations; fuel systems; mathematical models