

文章编号: 1000-8055(2003) 05-0692-06

液体火箭发动机涡轮泵耦合分析

谭松林, 黄道琼, 张继桐, 毛根旺
(西北工业大学 航天学院, 陕西 西安 710072)

摘要: 为提高液体火箭发动机工作可靠性, 防止灾难性故障发生, 避免其涡轮泵旋转频率与燃气脉动频率耦合, 对涡轮泵的激励传递途径进行建模分析研究得出了发生器燃气压力脉动是重要激励源的结论。通过构造涡轮盘旋转频率与激励的耦合准则, 计算得到了发动机涡轮泵工作时存在的耦合转速区, 并对发动机热试车耦合情况进行了分析验证并得到了一致结论。

关键词: 航空、航天推进系统; 涡轮泵; 激励; 耦合; 转速
中图分类号: V434 文献标识码: A

Coupled Analysis of Turbopump of Liquid Rocket Engine

TAN Song-lin, HUANG Dao-qiong, ZHANG Ji-tong, MAO Gen-wang
(Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: In order to improve the reliability of liquid rocket engine and prevent destructive failure, coupling between the rotating speed frequency and the gas pressure impulse must be avoided. Vibration responses of the turbopump were analyzed by building a transmission model of the excitation. The result that the gas pressure impulse of the gas generator is the main source of the excitation was given. Then, the coupled rules between excitation and rotating speed frequency of the turbine disk were shown and the coupled rotating speed range was obtained. In the end, the calculation results were validated by hot test information of the liquid rocket engine.

Key words: aerospace propulsion system; turbo-pump; excitation; coupling; rotating speed

1 引言

在液体火箭发动机研制过程中涡轮泵故障发生频度很高, 分析认为涡轮泵故障的主要原因是高转速、高温以及强振动等恶劣工作环境所致。在涡轮泵故障分析研究中, 发现发动机的发生器副系统路存在突频与涡轮泵转速的倍频频率一致的振动峰值。涡轮泵本身作为一个振源, 如果与发生器及其流路系统发生动力学耦合, 则往往表现为涡轮叶片断裂、轮盘裂纹、轴承损坏及燃气导管破裂等故障模式^[5]。本文试图通过从结构动力学的

分析观点出发, 对泵压式循环的液体发动机涡轮泵转速倍频振动的动力学行为进行研究, 建立旋转激励与涡轮盘的耦合准则, 由此确定涡轮泵稳定工作的转速区域, 并用发动机热试车耦合信息加以验证。发动机系统设计与参数调节时, 应尽量避免危险转速区。

2 涡轮泵激励的传递路径分析模型

经过模态分析表明: 发动机不存在通过推力室、发生器连接管路结构向涡轮泵传递转速倍频激励的路径, 引起转速倍频振动加剧的原因主要

收稿日期: 2002- 11- 18; 修订日期: 2003- 04- 03

作者简介: 谭松林(1966-), 男, 湖南益阳人, 西北工业大学航天学院在职博士生, 高级工程师, 主要从事液体火箭发动机动力学行为研究。

是包括发生器和推力室在内的流路系统脉动的激励传递。为分析压力、流量脉动沿液路的传递,需建立液体火箭发动机系统动力学模型。为此,对发动机液路作如下假设:

- (1) 作为频域模型,发动机液路简化为集中参数模型处理。
- (2) 泵前液路流体为无粘流体。
- (3) 略去泵后汽蚀管及节流圈产生的气泡柔性,泵后管路内的液体为不可压缩流体。
- (4) 燃料、氧化剂系统各自的扰动及其对推力室和发生器室压脉动的影响相互独立。

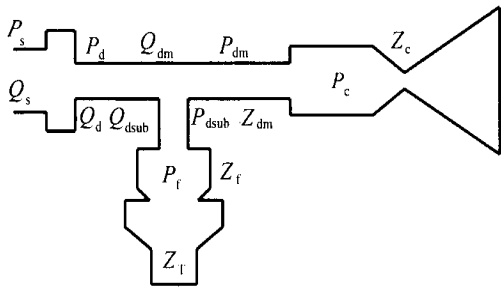


图1 发动机泵后动力学模型

Fig. 1 Dynamic model after engine pump

简化后的发动机系统动力学模型如图1所示。 P 和 Q 分别为压力及流量脉动,下标 $s, d, dsub, dm, c$ 和 f 分别表示泵入口、泵出口、泵后副系统、泵后主系统、推力室、发生器。 Z_p, Z_dsub 和 Z_dm 分别为泵、泵后主、副系统液路阻抗。 Z_c 和 Z_f 为推力室和发生器阻抗。

$$P_d = (m + 1) P_s - Z_p Q_d$$

$$Q_d = Q_s - SC_b P_s$$

$$Z_p = R_p + SL_p$$

发生器喷注器出口流量扰动 Q_{dsub} :

$$Q_{dsub} = \frac{Q_d(Z_{dm} + Z_c)}{Z_{dm} + Z_c + Z_f + Z_{dsub}} \tag{1}$$

而推力室阻抗 Z_c 及发生器阻抗 Z_f 可近似表示为^[1~3]:

$$Z_f = \frac{C_f^* / A_{thf}}{1 + S\tau_f} = R_f + SL_f \tag{2}$$

$$Z_c = \frac{C_c^* / A_{thc}}{1 + S\tau_c} = R_c + SL_c \tag{3}$$

其中: $m + 1$ 为泵动增益, C_c^* 为推力室特征速度, C_f^* 为发生器特征速度, C_b 为泵入口汽蚀柔度, A_{thc} 为推力室喉部面积, A_{thf} 为发生器出口面积, τ_c 为推力室时滞, τ_f 为发生器时滞, S 为拉普拉斯算符($S = j\omega$)。

根据假设,分别计算氧化剂系统扰动和燃料系统扰动引起的发生器燃气压力脉动 P_{fo} 和 P_{fr} ,然后用下式计算发生器总燃气压力脉动 P_f ^[2~4]:

$$P_f = P_{fo} + P_{fr} = Z_{fo} Q_{dsubo} + Z_{fr} Q_{dsubf}$$

其中: Z_{fo} 为氧化剂系统扰动时发生器阻抗, Z_{fr} 为燃料系统扰动时发生器阻抗, Q_{dsubo} 及 Q_{dsubf} 分别为发生器氧化剂喷嘴出口及燃料喷嘴出口流量脉动。表1为采用动力学模型计算得到的某发动机发生器燃气压力脉动幅值及泵后出口压力脉动幅值的比较。 $|P_{do}|$ 为氧化剂泵后压力扰动幅值, $|P_{df}|$ 为燃料泵后压力脉动幅值, n_r 为转速。由表1可知:发生器燃气压力脉动幅值远高于泵后压力扰动幅值,因而是涡轮盘的重要激励源。

表1 燃气压力脉动与泵出口压力脉动比较

Table1 The comparison of pressure impulse between gas and pump exit

	n_r	6 n_r	12 n_r
$ P_{fo} / P_{do} $		0.824	32.83
$ P_{fr} / P_{df} $		33.67	100.86
$ P_f / P_{do} $		10.55	21.27
$ P_f / P_{df} $		36.52	111.04

3 涡轮盘的激励- 耦合准则建立

发动机涡轮泵高速旋转时会产生非行波节园型、行波型、节径型或节径节园混合型模式,激励与涡轮盘结构是否耦合由耦合准则判断。

3.1 非旋转激励与涡轮盘的耦合关系

3.1.1 涡轮盘非行波模式与非旋转激励的耦合准则

纯节园模式时: $f_e = \eta f_N = f_i$

式中: f_e 为激励频率, f_N 为转速频率, f_i 为涡轮盘非旋转固有频率(静频), n 为转速频率的倍数。

纯节径型、节径- 节园混合型行波模式与转速倍频激励耦合时:

$$\eta f_N = f_f = f_d + K f_N \quad (\text{前行波})$$

$$\eta f_N = f_f = f_d + K f_N \quad (\text{后行波})$$

式中: f_d 为涡轮盘动频, K 为节径数。

3.2 旋转激励与涡轮盘的耦合

液体火箭发动机冲击式涡轮盘上的喷嘴结构如图2所示。

在以速度 C 流动的燃气流中, 平面压力波传播速度 V_T 及其相速度 C_p 的关系为:

$$C_p = V = C + a$$

a 为静止燃气中的音速。

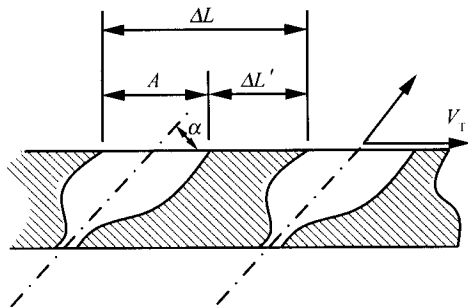


图2 喷嘴结构示意图

Fig. 2 Schematics of the nozzle

喷嘴喷出的平面压力波脉动形成一个绕涡轮盘高速旋转的激励, 与经结构传递的结构振动激励不同, 平面压力波沿涡轮盘周向以相速度 V_T 传播, 形成了绕涡轮盘轴高速旋转的脉动压力激励。 $V_T = V / \cos \alpha$

3. 2. 1 旋转激励与涡轮盘行波模式的耦合准则

涡轮盘行波模式某位置相对固定坐标的旋转频率为:

$$f_m = (f_d / K) \pm f_N$$

式中, “+”对应前行波, “-”对应后行波。压力波与涡轮盘在喷嘴中心线处相对速度 ΔV 可以写成:

$$\Delta V = V_T - V_D = 2\pi f_N (Q - 1) \quad (4)$$

式中: V_D 为喷嘴中心线处涡轮盘转动线速度, 且 $V_D = 2\pi r f_N$ 。

定义: $Q = \frac{V_T}{2\pi r f_N}$

压力波与涡轮盘行波模式的相对速度 ΔV_m :

$$\Delta V_m = V_T - 2\pi r f_m = 2\pi r f_N (Q - Z_i)$$

$$Z_1 = \frac{f_d}{K f_N} + 1 \quad (\text{前行波})$$

$$Z_2 = \frac{f_d}{K f_N} - 1 \quad (\text{后行波})$$

设轮盘周向每一喷嘴区长度与喷嘴间隔长度之比为 η , 压力波沿轮盘周向相对速度:

$$\Delta V_{me} = 2\pi r f_N (s\eta Q - Z_i)$$

因 $\lambda \gg \Delta L$, 因此将 s 个喷嘴简化为一个等效喷嘴, 其沿涡轮盘周向相对速度为 ΔV_{me} , 等效燃气波长 λ_e :

$$\lambda_e = 2\pi r s\eta Q / n \quad (5)$$

此等效喷嘴燃气掠过模态一周的时间 τ_1 :

$$\tau_1 = \frac{2\pi r}{\Delta V_m} = \frac{1}{f_N (s\eta Q - 1)} \quad (6)$$

则燃气一波长掠过模态所需时间 T :

$$T = \frac{\lambda_e \tau_1}{2\pi r} = \frac{1}{n f_N (1 - Z_i / s\eta Q)} \quad (7)$$

模态承受的激励频率 f_m 为:

$$f_m = n f_N \left[1 - \frac{Z_i}{s\eta Q} \right] \quad (8)$$

由于 f_d 是在固定于涡轮盘上的动坐标内获得的行波模式动频, 其激励频率可用上述同样方法获取, 则 s 个喷嘴的等效喷嘴燃气使涡轮盘承受的激励频率为 f_{m1} :

$$f_{m1} = n f_N \left[1 - \frac{1}{s\eta Q} \right]$$

因 $Q \gg 1$, 故有 $f_{m1} = f_d \approx n f_N$ 。因此:

$$Z_1 = \frac{n}{K} + 1 \quad (\text{前行波})$$

$$Z_2 = \frac{n}{K} - 1 \quad (\text{后行波})$$

当 s, Q, η 和 K 较大时, 有:

$$\frac{f_m}{f_{m1}} = \frac{n f_N \left[1 - \frac{Z_i}{s\eta Q} \right]}{n f_N \left[1 - \frac{1}{s\eta Q} \right]} \quad (9)$$

因 $s\eta Q \gg Z_i$, 所以旋转激励与涡轮盘行波模式耦合准则可近似表示为: $n f_N = f_d$

3. 2. 2 旋转激励与涡轮盘非行波模式的耦合准则

涡轮盘纯节园模态为非行波模态。此时, 激励与模态的相对速度为 $\Delta V_{m2} = V_{T0}$ 。 s 个喷嘴燃气一波长掠过涡轮盘所需时间 $\tau_2 = 1 / n f_N$ 。则有:

$$f_e = n f_N = f_d$$

4 涡轮盘模态- 激励耦合转速

振动理论表明, 当激励中心频率与结构固有频率之差 δ 小于结构半功率带宽的一半时, 会引致结构产生强耦合谐振。针对液体火箭发动机中、高频振动以转速倍频的谱峰最为突出的特点, 下面分别给出由于泵旋转产生的频率为转速倍频的旋转激励与非旋转激励导致涡轮盘耦合的耦合转速区。

固定激励情况下

设轮盘固有频率的温度修正系数为 A , 轮盘的动频系数为 B , 非行波模式承受固定激励时的危险转速 n^{*1} :

$$n_{i1} = 60 (Af_i \pm \delta) / n \tag{10}$$

行波模态承受固定激励时的危险转速 n_{i2} :

$$n_{i2} = 60 \frac{\pm \delta(n \mp K) \pm \sqrt{\delta^2(n \mp K)^2 + (A^2 f_i^2 - \delta^2)[(n \mp K)^2 - B]}}{(n \pm K)^2 - B} \tag{11}$$

式中: $(n \pm K)$ 中, “-”为前行波, “+”为后行波, $\pm \delta$ 为耦合区上下边界。

旋转激励情况下

非行波模态承受旋转激励时的危险转速 n_{i3} :

$$n_{i3} = 60 (Af_i \pm \delta) / n \tag{12}$$

行波模态承受旋转激励时的危险转速 n_{i4} :

$$n_{i4} = 60 \frac{\pm \delta n \pm \sqrt{\delta^2 n^2 + (n^2 - B)(A^2 f_i^2 - \delta^2)}}{n^2 - B} \tag{13}$$

5 耦合转速区验证

5.1 危险转速区计算

为验证耦合转速区, 利用导出的耦合转速区

对某发动机热试车转速数据进行了耦合分析。该发动机涡轮的喷嘴结构及涡轮盘的参数列于表2, 不同温度下的旋转激励与涡轮盘耦合无量纲危险转速区列于表3, 固定激励与涡轮盘的非行波与行波模态耦合的无量纲危险转速区列于表4和表5。由于温度会影响涡轮盘的固有频率值, 因此表3至表5给出了部分参考温度下的计算结果。

5.2 热试车涡轮盘耦合谐振分析

发动机涡轮泵工作转速通过系统参数平衡确定并受推进剂温度和泵入口压力影响, 发动机实际工作时的涡轮泵无量纲转速在0.5882 ~ 0.6353, 涡轮盘温度接近800℃, 涡轮泵主要承受高温燃气旋转激励的影响, 一般不考虑固定激励的影响, 对照表3计算结果则有可能进入行波模

表2 热试发动机涡轮盘参数
Table 2 Parameters of turbine disk in hot test

n	k	m	z	s	η	Q
6	1	1	7	18	7.35	11.123/10.112
12	6	0	3	18	7.35	11.123/10.112

表3 行波模态和旋转激励耦合区
Table 3 Progressive wave modal and the coupled range with the rotation excitation

n	n_i/n_c	$\delta = -4\text{ Hz}$	-2 Hz	0 Hz	2 Hz	4 Hz
6	750℃	0.632	0.633	0.634	0.636	0.637
	800℃	0.622	0.623	0.624	0.625	0.627
12	750℃	0.6093	0.6096	0.6099	0.6102	0.6105
	800℃	0.5995	0.5998	0.6001	0.6004	0.6008

注: n_c 为临界转速。

表4 固定激励与涡轮盘的非行波模态的耦合转速区

Table 4 Coupled rotating speed range under fixed excitation and nonprogressive wave modal

n	n_i/n_c	$\delta = -4\text{ Hz}$	-2 Hz	0 Hz	2 Hz	4 Hz
6	750℃	0.605	0.6061	0.6074	0.6085	0.6097
	800℃	0.5953	0.5965	0.5976	0.5988	0.6
12	750℃	0.5959	0.5964	0.5971	0.5976	0.5982
	800℃	0.5863	0.5869	0.5875	0.5881	0.5886

表5 固定激励与涡轮盘行波模态耦合区

Table 5 Coupled rotating speed range under fixed excitation and progressive wave modal

n	n_t/n_c	$\delta= -4\text{ Hz}$	-2 Hz	2 Hz	4 Hz
6	750℃(front progressive wave)	0.7737	0.7753	0.7785	0.7801
	800℃(front progressive wave)	0.7613	0.7629	0.7661	0.7677
	750℃(behind progressive wave)	0.5351	0.5362	0.5384	0.5394
	800℃(behind progressive wave)	0.5266	0.5276	0.5298	0.5308
12	750℃(front progressive wave)	1.3053	1.3067	1.3095	1.3109
	800℃(front progressive wave)	1.2843	1.2857	1.2886	1.2900
	750℃(behind progressive wave)	0.4010	0.4014	0.4022	0.4026
	800℃(behind progressive wave)	0.3945	0.3949	0.3957	0.3962

表6 热试转速耦合情况

Table 6 Rotating speed coupling situation in hot test

T vs f	800℃ f_{12}				800℃ f_6				750℃ f_{12}				750℃ f_6			
No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Run	s	s	s	s	s	s	s	s	s	s	s	s	s	s	s	s
A	—	—	—	—	39	14	18	5	35	14	16	3	—	—	—	—
B	8	3			23	3	10	2	47	2	27	2				
C	—	—			132	25	71	16	—	—	—	—	120	20	65	20
D					53	21	25	11	10	3	4	—	70	33	3	—
E	57.8	40	31.6	16	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
F	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	28.4	22	16	14

态与旋转激励耦合区。表6中列出6次典型热试车中,A 和 B 热试后涡轮盘无裂纹,C 和 D 热试后涡轮盘发生周向穿透性疲劳裂纹,E 和 F 试后涡轮盘发生沿周向分布的疲劳微裂纹,涡轮泵工作实测转速均落入了此范围。从振动数据的频谱分析可知,发动机发生了谐振。表中 f_6 和 f_{12} 分别表示与6和12倍转速频率激励耦合的模态对应的耦合情况。序号1, 5, 9和13表示转速落入 $\delta= \pm 4\text{ Hz}$ 对应的耦合区的总时间。2, 6, 10和14列出每次落入对应耦合区的最长持续时间。3, 7, 11和15列出转速落入 $\delta= \pm 2\text{ Hz}$ 对应的耦合区的总时间。4, 8, 12和16列出转速每次落入对应耦合区域的最长持续时间。

将上述耦合情况与涡轮盘的分解检查发现的故障情况对比分析可知:

(1) 涡轮盘产生疲劳裂纹的原因是涡轮盘发生了结构- 旋转燃气激励耦合谐振。

(2) 无量纲转速落入耦合区,尤其是落入 $\delta= \pm 2\text{ Hz}$ 及 $\pm 4\text{ Hz}$ 对应的耦合区的总时间 T_1 及每次落入上述区的最长持续时间 T_2 的大小决定了涡轮盘产生裂纹的危险程度,表中 C 和 D 试验的 T_1 和 T_2 时间最长,对应产生裂纹最严重。A 和 B 试验的 T_1 和 T_2 时间最短,产生裂纹的可能性大大减小。

研究进一步指出: T_1 反映了涡轮盘是否达到或超过其疲劳寿命,是指示耦合谐振危险程度的指标,其具体数值的确定取决于涡轮盘的材料疲劳性能。 T_2 反映了转速变化率的高低。此外,它还反映了涡轮盘所承受的激励的施加方式:若 T_2 较大,表明涡轮盘基本处于定频激励状态。若 T_2 较小,涡轮盘处于扫描激励状态。当 T_2 很小,涡轮盘处于快扫描激励状态,此时涡轮盘产生裂纹故障的危险相对较小。

(3) 热试转速分析获得的数据表明: 无论涡

轮盘有无裂纹,其转速落入以 $\delta= \pm 8\text{ Hz}$ 或更宽的 δ 值确定的耦合转速区的总落入时间及每次落入最长持续时间并无显著差异。而差异主要表现在落入以 $\delta= \pm 2\text{ Hz}$ 及 $\pm 4\text{ Hz}$ 确定的耦合转速区的相应数据。导致涡轮盘发生故障的强耦合谐振的危险耦合转速区应以 $\delta= \pm 2\text{ Hz}$ 与 $\pm 4\text{ Hz}$ 来确定。

6 结 论

通过对液体火箭发动机涡轮盘模态,液路及气路脉动压力波传递及涡轮盘与激励的耦合准则的研究,给出了冲击式涡轮盘的行波与非行波模态与泵转动产生的转速频率倍频(转速频率)旋转激励的耦合准则,以激励与涡轮盘模态中心频率差 $\delta= \pm 2\text{ Hz}$ 及 $\pm 4\text{ Hz}$ 确定了可引致涡轮盘产生行波与非行波模态耦合谐振的涡轮盘危险转速区并应用历次试车数据进行了验证分析,揭示了涡轮盘发生耦合谐振的情况。发动机系统设计与工况调节时,应利用危险耦合转速区公式进行耦

合分析,判断转速是否会引致涡轮盘耦合谐振,从而避免灾难性故障发生。

最后指出:准确估计涡轮盘温度,更精确的工作条件下涡轮盘模态特性的确定,尤其是阻尼的确定是影响耦合分析的重要因素,有待进一步深入进行。

参考文献:

[1] Slater J C etc. Forced Response of Bladed Disk Assemblies—A Survey[J] . The Shock and Vibration Digest, 1999, 31(1) : 15– 20.

[2] Sheldon Rubin. Prevention of Coupled Structure-Propulsion Instability (POGO) [R] . NASA SP- 8055, 1980.

[3] Sheldon Rubin. Longitudinal Instability of Liquid Rockets Due to Propulsion Feedback (POGO) [J] . Spacecraft and Rockets, 1966, 103(8) : 47– 51.

[4] Behead W Oppenheim, Sheldon Rubin. Advanced POGO Stability Analysis for Liquid Rockets[R] . AIAA- 92- 2454- cp, 1992.

[5] 朱宁昌. 液体火箭发动机设计[M] . 北京: 宇航出版社, 1994.