

# 大功率、高转速、高扬程涡轮泵 振动分析与减振研究

黄智勇, 胡钟兵, 李惠敏

(陕西动力机械设计研究所, 陕西 西安 710100)

**摘 要:** 比功率和能量密度都很高的火箭发动机涡轮泵, 工作时引起振动的基本原因之一是较大的损失功作用在质量较小的产品上, 减振必须是以提高组件的效率降低其振动比载荷为首选措施, 同时改变其刚度与强度。组件中动、静件叶片之间的能量转换是引起流体压力脉动的主要原因, 避免压力脉动的频率与转子转动的倍频耦合, 特别是较低的倍频, 是降低产品耦合振动的关键。流体密封间隙内的激振力对产品振动的影响很复杂, 但激振力的主频与转子的某一固有频率接近时, 将会对转子激起很大的振动, 改变密封间隙内流体激振力的频率是抑制流-固耦合振动的主要方向。

**关键词:** 涡轮泵; 振动; 分析; 措施

**中图分类号:** V434

**文献标识码:** A

**文章编号:** (2005)06-0001-06

## Analysis of vibration and vibration reduction for turbopumps with high-power, high-rotation speed and high-delivery-head

Huang Zhiyong, Hu Zhongbing, Li Huimin

(Shaanxi Power Machine Design and Research Institute, Xi'an 710100, China)

**Abstract:** The power and efficiency of turbopump in rocket engine is very high. The essence factor of stirring vibration is that the greater loss power works on the low mass parts. The method of reducing vibration is improving efficiency of the subassembly, decreasing its vibration specific load, and changing the rigidity and strength at the same time. The process of energy transformation between blades of the runner and the stator cause pressure oscillation. To avoid frequency coupling between pressure oscillation and rotation speed multiple frequency, especially lower multiple-frequency coupling, the key is to reducing coupling resonances. Vibration of parts affected by induced-vibration

收稿日期: 2005-07-15; 修回日期: 2005-08-08

作者简介: 黄智勇 (1964—), 男, 研究员, 研究领域为液体火箭涡轮泵技术。

in the clearance of liquid seals is very complicated. When the main-frequency of induced-vibration is close to a certain natural-frequency of the rotor, it induces very big rotor vibration. Thus changing the frequency of fluid-induced vibration in seal is the main direction to bade fluid-solid coupling vibration.

**Key words:** turbopump; vibration; analysis; method

## 1 引言

随着新材料、新技术与新工艺的出现与应用,液体火箭发动机的推力与性能得到了提高,从而要求涡轮泵的流量、出口压力与功率大幅度提高。如俄罗斯的 PD-170 发动机主涡轮泵的功率达到了 196MW,主氧化剂泵流量达到 1728kg/s,出口压力达到了 60MPa,燃料二级泵出口压力更是高达 80~90MPa 以上。由于涡轮与泵的效率不可能无限提高,质量与几何尺寸不能无限增大,而且有严格的限制,如果总体方案、组件结构设计不合理,振动可能会达到产品结构无法承受的水平。对短时间、一次性使用的发动机虽然可以采用抗振的办法来解决,但要得到运载器的许可。而对于长时间与多次使用的发动机来说,再采用抗的办法就可能不是最佳选择,而必须从产生振动的机理上进行分析研究,从结构上找出产生振动的原因并采取有效措施减振,使得涡轮泵工作时的振动量级满足发动机的要求。

## 2 涡轮泵装置的振动机理

### 2.1 组件能量损失引起的振动

发动机工作时涡轮与泵的能量损失一定伴随着流体速度脉动和压力脉动,而部分脉动能量会转化为振动能量,即转化为表征结构振动载荷的振动能量,这部分能量需要由产品结构质量来吸收。用振动比载荷  $S_{THA}$  表示损失功率  $N_S$  与结构质量  $m_T$  之比:

$$S_{THA}=N_S/m_{THA} \quad (1)$$

式中,  $N_S$  为涡轮泵内所有涡轮、泵及其他组件的损失功率之和。

借助涡轮泵比功率  $N_b=N_T/m_{THA}$  的概念,可将 (1) 式转化为:

$$S_{THA}=N_T(1-\eta_{THA})/m_{THA} \quad (2)$$

由 (2) 式可见,涡轮泵的振动比载荷随着泵与涡轮等组件效率的提高而减小,当  $\eta_{THA} \rightarrow 1$ ,  $S_{THA} \rightarrow 0$ , 根据涡轮泵的设计与使用经验,  $S_{THA}$  通常在 15~100kW/kg 之间。但当振动比载荷超过 60kW/kg 时,振动就达到了相当高的水平,此时涡轮泵的结构质量已无法吸收这样大的振动能量,涡轮泵在工作中就有可能出现故障甚至破坏,这就要求提高涡轮泵组合件的效率,对结构进行改进,以降低振动比载荷。

### 2.2 密封间隙中流体激振力引起的振动

流体密封间隙中的流体激振是高压涡轮泵等叶轮机械常见而很难解决的问题。虽然对其机理的认识目前尚不十分清楚,但普遍认为密封中流体激振力是由于转子在动密封间隙中偏置,间隙周向存在不均匀压力分布所引起。流体在间隙中高速旋转,使得周向压力分布的变化与转子和密封之间的间隙变化不一致,这样,流体作用在转子上的力可分解成一个与偏置方向相垂直的切向力,该力将激励转子产生涡动。当激励力达到或超过一定值且主频率与转子的某阶固有频率相近时,特别是与转子的一阶固有频率接近时,就会使转子产生剧烈的振动。目前所了解到的造成密封间隙中压力沿周向分布不均匀的主要原因有:

- (1) Lomakin 效应;
- (2) Alford 效应;
- (3) 螺旋形流动效应;
- (4) 流体三维流动效应;
- (5) 流体二次流效应等。

密封间隙中的流体激振力和动力特性系数与

转子振动的联系通常用下面的方程表示:

$$-\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K & K \\ -K & K \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C & -C \\ -C & C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} \quad (3)$$

公式(3)是分析密封中流体激振的基础。

密封的交叉耦合刚度  $k$  是引起转子失稳的主要因素,  $k$  值增大时, 转子的稳定性降低, 主阻尼系数  $C$  则有利于转子稳定。在分析密封流体激振力对转子稳定性的影响时, 首先要考虑密封的动力特性系数。动力特性系数与其结构形式密切相关。

密封流体激振力对转子的扰动反力是以一固定的角速度绕轴径旋转, 流体激振力的旋转效应是诱发转子失稳的主要因素, 该力在旋转坐标中可用下面的数学表达式来描述:

$$-\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K - m_f \tau^2 \omega^2 & \tau \omega D \\ -\tau \omega D & K - m_f \tau^2 \omega^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} D & 2\tau m_f \omega \\ -2\tau m_f \omega & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} m_f & 0 \\ 0 & m_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} \quad (4)$$

应该指出的是流体密封间隙内的流体激振对产品振动的影响定性定量研究都不十分成熟, 采用的计算模型是经过了许多假定与简化, 这是一个非常复杂的流—固耦合振动问题。

流—固耦合非线性振动数学模型可用下面的方程组来描述。转子的横向振动方程为:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + 2\xi\omega_n \frac{\partial x}{\partial t} + \omega_n^2 x \\ = \frac{1}{2} \frac{\rho u_0^2 L D}{m_0} C_L + e\Omega^2 \sin \Omega t \end{aligned} \quad (5)$$

流体动力系数满足 VanderPol 型振动的方程为:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 C_L}{\partial t^2} - [\alpha\omega_s \frac{\partial C_L}{\partial t} - \frac{\gamma}{\omega_s} (\frac{\partial C_L}{\partial t})^3] \\ + \omega_s^2 C_L = \frac{b\omega_n}{D} \frac{\partial x}{\partial t} \end{aligned} \quad (6)$$

式中各经验系数为  $\alpha=0.1$ ;  $\gamma=1/3$ ;  $b=0.52$ 。  $\omega_s$  为流场脉动主频率。

### 2.3 动、静叶片匹配不合适引起的耦合振动

大功率、高转速、高扬程泵叶轮出口具有很高的动压, 结构设计时一般采用带环列叶片的扩压器将动压转化为静压。这样叶轮叶片与静子扩

压器叶片就有一个优化匹配的问题, 否则两者就会发生耦合, 引起组件作耦合振动。根据 p.л.约夫和 B.И.潘琴科的研究成果, 组件工作时由动、静叶片引起的耦合振动减至最小的条件是:

$$k_1 z_1 / z_2 \neq m$$

$$(k_1 z_1 \pm 1) / z_2 \neq m \quad (7)$$

式中,  $k_1$ ——叶片频率  $f$  的谐波阶次  $f = \omega x / (2\pi)$

$m$ ——任一正整数;

$z_1$ 、 $z_2$ ——叶轮和扩压器叶片数。

因此, 在确定叶片数时应在一阶、二阶、三阶、四阶和谐波阶次下满足条件式(7), 对于高压、高速、大功率泵动静叶片在五阶以下不能发生耦合, 一些特殊条件情况在九阶以下不能发生耦合。

### 2.4 组件汽蚀引起的自激振动

液体火箭发动机主泵通常的工作条件是进口压力较低, 起动速率快, 系统管道短、管壁薄, 刚度相对小, 工作介质有时还是液氢、液氧等低温易汽化流体。因此, 泵工作时极易发生汽蚀, 使得组件发生汽蚀振动。

在研究汽蚀振荡时发现, 比系统振荡周期小得多的汽穴空泡时间对诱导导轮的离心泵及其系统的稳定性与振动影响很大, 因此, 汽蚀引起的振动主要是汽穴空泡生长、发展、破裂带来的后果。假设流体不可压缩, 管道壁绝对刚性, 不考虑出口管路中流体运动时的压力惯性损失, 流体转速为恒值, 无热交换。汽穴空泡动力方程如下:

$$T_k \frac{d\delta\tilde{V}}{dt} + \delta\tilde{V}_k = \frac{\partial\tilde{V}_k}{\partial k} \delta k + \frac{\partial\tilde{V}_k}{\partial q} \delta q + T_1 \frac{d\delta\tilde{m}_1}{dt} \quad (8)$$

式中, 工况参数  $q = c_1 / sn$ , 当转速为常数时,  $q$  的偏差可用泵入口无量纲的流量偏差表示:

$$\delta q = \bar{q} \delta\tilde{m}_1 \quad (9)$$

将(9)式代入(8)式, 汽穴空泡动力方程可写成下面形式:

$$T_k \frac{d\delta\tilde{V}}{dt} + \delta\tilde{V}_k = \frac{\partial\tilde{V}_k}{\partial k} \delta k + \bar{q} \frac{\partial\tilde{V}_k}{\partial q} \delta\tilde{m}_1 + T_1 \frac{d\delta\tilde{m}_1}{dt} \quad (10)$$

泵在试验时工况参数  $\bar{q}$  的变化是通过改变出

口管流阻系数来实现,即在出口管上安置节流装置。如果假定工况参数 $\bar{q}$ 在一定范围内改变时泵扬程变化不大,出口管无量纲线性流阻与工况参数 $\bar{q}$ 没有关系。实际上在工况参数不变时,泵入口压力决定汽蚀振荡,当入口压力高于某一值或低于某一值时,汽蚀引起的振荡会自行消失。

### 3 减振措施与试验结果

#### 3.1 改进组件结构提高涡轮泵效率

某发动机主涡轮泵在研制初期,主泵离心轮

前盖板密封凸肩采用固定台阶式迷宫结构,后盖板上的平衡活塞节流处直径较大,集液环为了便于加工采用等截面结构。泵水力试验效率在0.62~0.64之间,振动比载荷 $S_H=54\sim55.5$ ,额定工况试车时振动很大,经常出现结构破坏。后来将迷宫密封改为浮动环密封,减小平衡活塞节流处直径,以提高泵容积效率,同时将集液环按等流速原理设计成变截面结构,提高泵水力效率,泵水力试验效率提高到0.66~0.68。振动比载荷 $S_H=50\sim52.5$ ,虽然产品可以进行额定工况的试车,但不能长时间工作。表1列出了几种产品的振动比载荷。

表 1 产品振动比载荷表

Tab.1 Vibration specific load of the subassembly

产品序号		效率	总功/kW	损失功/kW	总质量/kg	振动比载荷
1	T	0.48	8085	4204	195	26.8
	O	0.75	1904	476		
	F	0.72	1960	552.7		
2	T	0.38	329	204	21	11.6
	O	0.68	58.6	18.8		
	F	0.68	66.5	21.3		
3	T	0.39	679.5	414.5	16	31.7
	O	0.63	126	46.6		
	F	0.64	129	46.4		
4	T	0.75	34105	8527	170	50.2
	O	0.66	16960	5766	110	52.5
	F	0.63	8620	3193	104	30.7

从表1中可以看出,2号产品的振动比载荷最小(11.6),4号产品中的氧化剂泵振动比载荷最大(52.5)。试车结果是2号产品振动量级只有几个到十几个加速度 $g$ ,一次试车就可以达到一千秒以上。4号产品在研制初期由于组件效率低,振动比载荷达到55以上,振动量级经常达到上千个加速度 $g$ ,产品结构经常遭到破坏。提高组件效率后,振动比载荷降到了52以下,产品可以在额定工况下试验,但振动仍有几百个加速度 $g$ 。

#### 3.2 改变动、静组件叶片数以提高叶片的耦合阶次

4号产品上转动件与静止件很多,消耗功率小的零件在此不考虑,主要转动件与静止件有两种

状态。表2列出了组件的动、静叶片数,表3列出了动、静叶片耦合的阶次。

表 2 4号组件动静叶片数

Tab.2 Stator numbers of No.4 subassembly

序号	组 件 名 称	状态 1	状态 2
1	氧离心轮出口叶片	12	12
2	氧扩压器进口叶片	9	10
3	燃料离心轮出口叶片	12	12
4	燃料扩压器进口叶片	7	10
5	涡轮转子叶片	34	34
6	涡轮静子叶片	21	21

表 3 4 号组件动静叶片耦合阶次

Tab.3 Coupling ranks of the runner and stator of No.4 subassembly

组件名称	$k_1 z_1 / z_2$				$(k_1 z_1 \pm 1) / z_2$			
	阶次 k	状态 1	状态 2	m	阶次 k	状态 1	状态 2	m
氧化剂泵	1	12/9	12/10	无	1	(12±1) /9	(12±1) /10	无
	2	24/9	24/10	无	2	(24±1) /9	(24±1) 10	无
	3	36/9=4	36/10	有	3	(36±1) /9	(36±1) 10	无
	4	48/9	48/10	无	4	(48±1) /9	(48±1) /10	无
	5	60/9	60/10=6	有	5	(60±1) /9	(60±1) 10	无
燃料泵	1	12/7	12/10	无	1	(12±1) /7	(12±1) /10	无
	2	24/7	24/10	无	2	(24±1) /7	(24±1) /10	无
	3	36/7	36/10	无	3	(36±1) /7=5	(36±1) /10	有
	4	48/7	48/10	无	4	(48±1) /7=7	(48±1) /10	有
	5	60/7	60/10=6	有	5	(60±1) /7	(36±1) /10	无
涡轮	1	34/21		无	1	(34±1) /21		无
	2	68/21		无	2	(68±1) /21		无
	3	102/21		无	3	(102±1) /21		无
	4	136/21		无	4	(136±1) /21		无
	5	170/21		无	5	(170±1) /21		无

3.3 增加转动件、支撑件的刚度与紧固件的拧紧力矩

对于在转子一阶临界转速以下工作的大功率、高转速涡轮泵来说，转动件与支撑件的刚度对转子的挠度、轴心轨迹、正反进动及涡动有很大的影响。增加零组件的刚度，可以减小转子的动静挠度，保证节流元件（浮动密封、迷宫密封等）处的间隙均匀，降低密封内流体激振力对转子的作用。增加紧固件的拧紧力矩主要是保证转动件与受力件在工作中不会因为温度、受力、变形等环境的变化而出现松动，造成转子的动平衡、对中、轴承的同轴度等精度恶化。某涡轮泵的试验证明，在采取上述措施后振动可以降低 20% 左右。

3.4 改善主流场平稳性以减小流体压力脉动引起的振动

由压力脉动引起的振动往往比较大，而且对组件的破坏性很强，因此涡轮泵中流场的平稳性是设计的关键问题。4 号产品在研制初期，涡轮泵联试后发现扩压器叶片进口处有裂纹，个别叶片

进口发生断裂。原因就是离心轮叶片出口与扩压器叶片进口存在结构参数上的不合理，造成了此处的流场不平稳，压力脉动过大。改变扩压叶片的进口角与进口部分的型面，同时改变离心轮叶片出口到扩压叶片进口的距离，使得从离心轮出来的高压高速液体能够平稳地进入扩压叶片内。后来的试验扩压器叶片进口再没有出现裂纹与断裂现象。

一次涡轮泵参与发动机热试车时，在启动时泵出口管发生断裂。测试参数显示当时管内的瞬态压力脉动达到 100MPa 以上，频率与转子转速的一倍频接近。原因也是泵出口到发生器的导管结构不合理，高压高速液体在正向冲击管壁后引起流场剧烈变化，产生了很大的压力脉动，从而引起了巨大的机械振动，导致在很短的时间内就发生了结构破坏。后来在管壁冲击处加上一个导流锥后，流场得到很好的改善，试验中再没有出现与转速一倍频接近的大压力脉动，解决了此处的压力脉动引起的机械振动。

## 4 结论

通过对液体火箭发动机涡轮泵特性分析, 涡轮泵振动产生的基本源是其振动比载荷。改善与稳定组件主流场的目的是提高其水力效率, 改变与完善零件结构的目的是降低流体冲击与摩擦损失以提高内效率, 因此, 降低振动比载荷是减小振动的关键。

设计转速在转子一阶临界转速以下工作的大功率涡轮泵, 转动件与轴承座的支撑刚度对振动的影响较大。提高转动件与轴承座刚度的目的是减小转子在工作时的挠度与轴承座变形, 保证转子的动平衡精度与同心度。

流体密封间隙内流体激振力对转子的动特性影响很大, 是涡轮泵发生流—固耦合振动的根源。在一定条件下, 当密封间隙内流场脉动主频与转

子的某阶固有频率相近时, 特别是与一阶固有频率接近时, 将会产生强烈的自激振动, 从而发生密封流体激振。因此, 改变流体密封结构和工作条件就是改变间隙内流体流场的脉动频率, 防止与转子的固有频率发生耦合。

### 参考文献:

- [1] B.B 奥夫相尼科夫, Б.И 博罗夫斯基. 液体火箭发动机涡轮泵装置原理与计算[M]. 任汉芬, 夏德新译. 北京: 宇航出版社, 1986.
- [2] 黄智勇. 液氧煤油发动机涡轮泵关键技术研究[R]. 国防科学技术报告, 1999.
- [3] 何立东. 转子密封系统流体激振的理论和实验研究[D]. 工学博士学位论文, 哈尔滨工业大学, 1999.

(编辑: 王建喜)

\*\*\*\*\*

## 简讯

### NASA 成功试验航天飞机主发动机

2005年10月25日, 美国国家航空航天局(NASA)斯坦尼斯航天中心成功进行了航天飞机主发动机试验, 发动机点火试验时间为520秒, 这是航天飞机进入轨道所需要的时间。

本次试验验证了先进健康管理系统(Advanced Health Management System)。如果在涡轮泵中检测到不正常的振动, 该系统将关闭发动机。这是为降低航天飞机主发动机风险而作的一次重大改进。