

液体火箭发动机涡轮泵转子瞬态响应特性*

杜家磊, 李 铭, 姜绪强, 李锦宽

(北京航天动力研究所 北京, 100076)

摘要 针对液体火箭发动机涡轮泵转子动态响应参数难以直接测得的问题,以实际涡轮泵转子为对象,开展转子瞬态响应仿真计算和实测振动数据提取分析。首先,采用有限元方法建立考虑支承结构参与振动的转子动特性计算模型,计算转子的稳态特性;其次,以发动机试车实测的涡轮泵启动升速曲线为基础,计算转子的瞬态响应特性,并与从实测的振动加速度数据中提取的转子动特性进行对比分析。结果表明:转子瞬态响应峰值出现的位置相比稳态响应有一定滞后,启动加速度越大,滞后越明显;从涡轮泵壳体上的振动加速度测点提取的同步响应曲线在转子过临界转速时出现了峰值;仿真计算的瞬态响应峰值与实测的加速度峰值最大差异为 6%。

关键词 涡轮泵;转子动力学;临界转速;启动特性;瞬态响应

中图分类号 V434.1;TH17

引 言

液体火箭发动机涡轮泵具有工作转速高、启动冲击大、振动环境恶劣的特点。为保证涡轮泵可靠工作,要对转子的动力学特性进行计算、分析和测试,为涡轮泵结构的优化设计、运行健康状态判断提供依据。在发动机启动、关机的瞬态过程中,涡轮泵转子转速是不断变化的,其动态响应包含了模态测试、转子高速动平衡等试验所不具备的丰富信息,是转子动特性设计、运行状态判断的重要参考。

在转子瞬态特性仿真研究模型方面,既有采用 Jeffcott 转子的模型^[1],也有采用基于传递矩阵^[2]或有限元方法^[3]的多自由度转子模型。由于瞬态模型的时间相关性,上述模型都需要结合 Newmark 法^[1,3]或 Runge-Kutta 法^[4]等数值积分方法求解得到转子的瞬态响应。在转子瞬态响应研究应用方面,既有对转子的瞬态响应特性及其影响因素进行预测和分析^[5],也有利用转子的瞬态响应信息进行转子动平衡修正研究^[6],以及通过计算转子的瞬态响应来研究支承刚度非线性、转子热致弯曲等非线性因素^[4,7]对转子动态特性的影响规律。针对液体火箭发动机涡轮泵转子的瞬态特性,既有模拟涡轮泵转子启动过程的转子瞬态动力学特性预测分析^[2],也有针对支承刚度非线性对转子动特性影响规律的研究^[8]。

笔者以实际液体火箭发动机涡轮泵转子为研究对象,建立基于有限元方法的转子动力学计算模型,

以发动机试车实测的涡轮泵转子升速曲线为基础,计算涡轮泵转子启动过程的瞬态响应特性,并与稳态响应特性以及根据实测数据分析提取的瞬态响应参数进行对比,以期为涡轮泵转子实际运行健康状态的判断和参数优化设计提供指导。

1 转子结构和计算模型

1.1 转子结构

图 1 为涡轮泵转子结构示意图,主要包括主轴、诱导轮、泵叶轮和涡轮盘等零件。采用滚动轴承支承,轴承安装在鼠笼弹性支承内,弹支处设置金属橡胶阻尼器,为转子提供必要的支承刚度和阻尼。转子工作在 2,3 阶临界转速之间,在启动、关机过程中需跨过 1,2 阶临界转速^[9]。

笔者采用有限元方法对转子轴承系统进行动力特性计算,分别对转子和支承结构划分单元,构建计算模型,得到转子的运动方程后,再用龙格库塔法进行数值积分计算转子的瞬态响应特性。

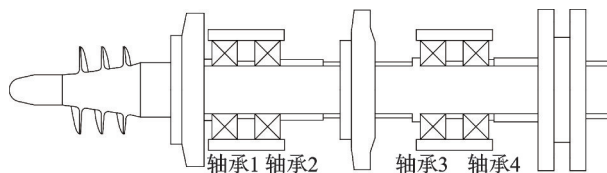


图 1 涡轮泵转子结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of the turbopump rotor

* 航天液体动力全国重点实验室基金资助项目(2024JJ015005)

收稿日期:2022-11-21;修回日期:2023-02-12

1.2 转子有限元模型

将转子划分为若干个梁单元和圆盘单元,建立各单元的运动方程,并进行组合得到转子的运动方程^[10]。图2为梁单元示意图。采用 Timoshenko 梁单元建立单元的运动方程,每个单元有2个节点,每个节点有4个自由度(2个平动+2个转动),共8个自由度,其广义位移向量可表示为

$$\mathbf{q}^b = [u_{x1}, u_{y1}, \phi_{x1}, \phi_{y1}, u_{x2}, u_{y2}, \phi_{x2}, \phi_{y2}]^T \quad (1)$$

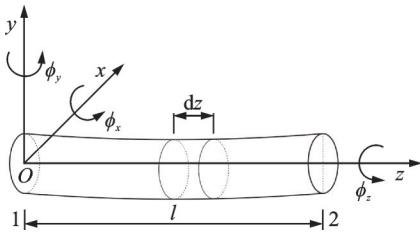


图2 梁单元示意图

Fig.2 Schematic of the beam element

根据单元形函数推导出梁单元的势能和动能,代入拉格朗日方程可得梁单元运动方程为

$$\mathbf{M}^b \ddot{\mathbf{q}}^b + \Omega \mathbf{G}^b \dot{\mathbf{q}}^b + \mathbf{K}^b \mathbf{q}^b = \mathbf{F}^b \quad (2)$$

其中: $\mathbf{M}^b$ 为梁单元质量矩阵; $\mathbf{G}^b$ 为梁单元陀螺效应矩阵; $\mathbf{K}^b$ 为梁单元刚度矩阵; $\mathbf{F}^b$ 为梁单元所受的力向量; $\mathbf{q}^b$ 为梁单元广义位移向量。

图3为圆盘单元示意图。该模型是将转子系统中具有圆盘结构和动力特征的部件的质量和转动惯量参数集总,用理想的无厚度刚性圆盘来表示。圆盘单元的广义位移就是其节点的位移向量,即 $\mathbf{q}^m = [u_x, \phi_y, u_y, -\phi_x]^T$ 。假设圆盘单元的质量、直径转动惯量和极转动惯量分别为 m, J_d 和 J_p ,利用拉格朗日方程,可得圆盘单元运动方程为

$$\mathbf{M}^m \ddot{\mathbf{q}}^m + \Omega \mathbf{G}^m \dot{\mathbf{q}}^m = \mathbf{F}^m \quad (3)$$

其中: $\mathbf{M}^m$ 为圆盘单元质量矩阵; $\mathbf{G}^m$ 为圆盘单元陀螺效应矩阵; $\mathbf{F}^m$ 为单元所受的力向量; $\mathbf{q}^m$ 为圆盘单元广义位移向量。

对于超临界涡轮泵转子,为顺利通过临界转速,一般会采用柔性支承结构。图4为支承结构模型。

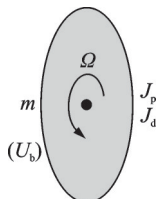


图3 圆盘单元示意图

Fig.3 Schematic of the disk element

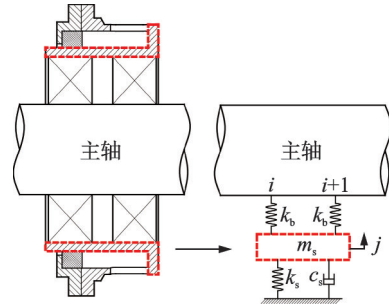


图4 支承结构模型

Fig.4 Model of the supporting structure

由于部分支承结构质量(图4中虚线框内)在转子工作中会受轴承和转子的动态反作用力而参与振动,影响弹性支承的动刚度,因此采用考虑支承结构参与振动的模型进行计算^[11]。

如图4所示,将滚动轴承简化为弹簧,弹性支承和金属橡胶阻尼器简化为弹簧和阻尼器,弹性支承参振部分简化为集中质量,建立弹性支承参振质量的运动方程,即

$$m_s \ddot{x}_j + c_s \dot{x}_j + k_s x_j - k_b(x_i - x_j) - k_b(x_{i+1} - x_j) = 0 \quad (4)$$

其中: m_s 为参振结构质量; k_b 为轴承刚度; k_s 为弹性支承刚度; c_s 为阻尼器提供的阻尼; i, j 为节点编号。

按上述单元划分方法建立转子支承系统有限元模型,如图5所示。转子上的诱导轮、泵叶轮、涡轮盘均用圆盘单元表示,主轴的轴段用梁单元表示,支承采用考虑结构质量参振影响的模型。

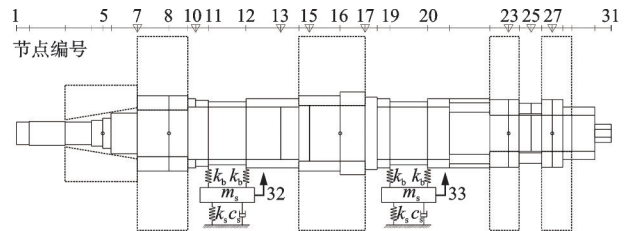


图5 转子支承系统有限元模型

Fig.5 Finite element model of the rotor and supporting system

将式(2)~(4)所示各单元的运动方程进行组合,可得到整个转子系统的运动方程为

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}} + (\mathbf{C} + \Omega \mathbf{G}) \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K} \mathbf{q} = \mathbf{F} \quad (5)$$

其中: $\mathbf{M}, \mathbf{G}, \mathbf{C}$ 和 $\mathbf{K}$ 分别为系统的质量矩阵、陀螺矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; $\mathbf{F}$ 为转子所受的力向量; $\mathbf{q}$ 为系统广义位移向量。

$$\mathbf{q} = [u_{x1}, \phi_{y1}, \dots, u_{x(n-2)}, \phi_{y(n-2)}, u_{x(n-1)}, u_{xn}, u_{y1}, -\phi_{x1}, \dots, u_{y(n-2)}, -\phi_{x(n-2)}, u_{y(n-1)}, u_{yn}]^T \quad (6)$$

系统中转子上每个节点有4个自由度,支承结构参与振动的质量节点有2个自由度。

1.3 瞬态响应计算方法

根据式(5)可计算转子临界转速、稳态不平衡响应及稳定性等动力学特性。在计算瞬态响应时,采用4阶龙格库塔法。将式(5)改成如下状态方程式

$$\begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -M^{-1}(C - i\Omega G) & -M^{-1}K \\ I & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}} \\ \mathbf{q} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -M^{-1} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{F} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7)$$

计算转子瞬态不平衡响应时,转速 Ω 是随时间变化的,即 $\dot{\Omega} \neq 0$ 。因此, F 表示的转子所受的力向量不仅包括不平衡力,还包括由于转速随时间变化产生的附加作用力。式(7)中隐含了时间项 t ,令 $\mathbf{y}(t) = \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}} \\ \mathbf{q} \end{bmatrix}_t, \mathbf{k} = \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{bmatrix}_t$,可将其写成 $\mathbf{k} = f(t, \mathbf{y})$ 形式。

根据4阶龙格库塔计算方法,有

$$\begin{cases} k_1 = f(t, y_i) \\ k_2 = f(t + \Delta t/2, y_i + \Delta t k_1/2) \\ k_3 = f(t + \Delta t/3, y_i + \Delta t k_2/2) \\ k_4 = f(t + \Delta t, y_i + \Delta t k_3) \end{cases} \quad (8)$$

可得

$$y_{i+\Delta t} = y_i + \frac{\Delta t}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4) \quad (9)$$

对式(7)按式(8)和式(9)所表示的方法进行数值积分,即可得到瞬态过程转子广义位移向量随时间的变化情况。

2 转子动特性仿真计算

2.1 稳态特性

涡轮泵转子采用滚动轴承支承,轴承安装在鼠笼弹性支承内,并安装金属橡胶阻尼器。支承结构模型计算时,滚动轴承刚度按经验取 $k_b = 1 \times 10^8 \text{ N/m}$,鼠笼弹性支承刚度取实际值 $k_s = 7.0 \times 10^7 \text{ N/m}$ 。金属橡胶阻尼器的阻尼系数随着激励频率(转速)的升高而逐渐下降^[12],这里以文献[12]的试验测量结果为参考,拟合得到金属橡胶阻尼器的阻尼系数随转速的变化规律,并代入转子动力学计算程序进行计算。

考虑支承阻尼的影响,计算得到的转子前3阶正向涡动(forward whirling,简称FW)频率随转速的变化。转子Campbell图如图6所示。

按上述刚度、阻尼参数设置,计算得到转子稳态不平衡响应幅值随转速的变化,如图7所示。根据

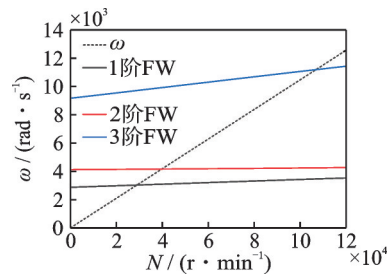


图6 转子Campbell图

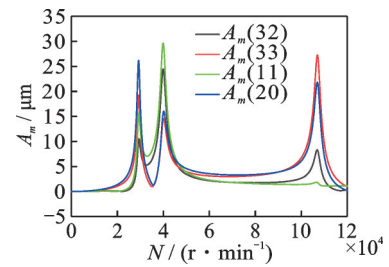


图7 转子的稳态不平衡响应

Fig.7 Steady-state unbalance response of the rotor

图7的不平衡响应峰,可以判断识别转子前3阶临界转速。将根据图7识别的临界转速与计算的阻尼临界转速及转子高速动平衡试验识别的前2阶临界转速进行对比,结果如表1所示。转子的前3阶模态振型如图8所示。

表1 转子临界转速结果对比

Tab.1 Comparison of the rotor critical speeds

阶数	Campbell图	临界转速/(r·min ⁻¹)		计算与试验差异/%
		计算稳态响应位移峰值	高速动平衡试验位移峰值	
1	28 954	29 230	28 168	3.7
2	39 748	39 916	38 223	4.4
3	106 859	106 949	—	—

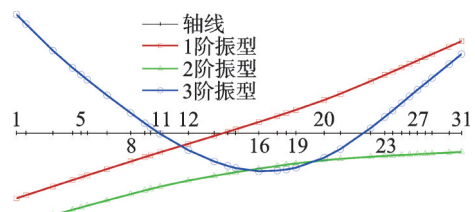


图8 转子前3阶模态振型

Fig.8 The first three mode shapes of the rotor

由表1可以看出,从计算的转子不平衡响应峰值识别的临界转速与根据Campbell图得到的临界转速非常接近,差异小于0.9%,说明根据转子的稳态不平衡响应峰值来识别转子临界转速是可行的。计算与高速动平衡试验识别的1,2阶临界转速差异小于4.5%,验证了计算方法的准确性。

2.2 瞬态响应

假设转速随时间变化线性增加(即升速速率为常数),计算了转子转速从0升高到 8×10^4 r/min的启动时间分别为1.5 s和3.0 s时转子的瞬态不平衡响应,并与稳态不平衡响应进行了对比,如图9所示。由于瞬态与稳态响应的差异主要在临界转速附近,故图9仅给出了转速在20 000~60 000 r/min之间的响应对比。

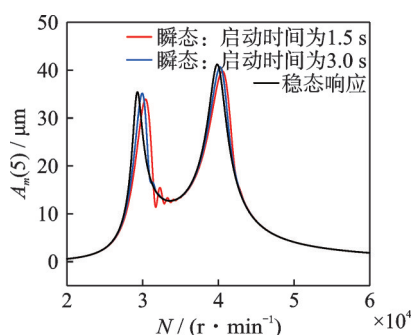


图9 转子瞬态和稳态不平衡响应对比

Fig.9 Comparison between the transient and the steady-state unbalance of the rotor

由图9可以看出:瞬态响应与稳态响应的差异主要在临界转速 $\pm 10\%$ 范围以内;相比稳态响应,瞬态响应的峰值有一定滞后,且升速越快滞后越明显;从瞬态启动时间1.5 s来看,1阶和2阶共振峰位置相比稳态滞后约1 100 r/min和800 r/min;升速越快,共振峰的最大幅值也有一定程度降低。瞬态启动时间为1.5 s时,转子过1阶临界转速后,振动幅值有一定程度的波动,之后逐渐趋稳;稳态和瞬态启动时间为3.0 s则没有波动,这主要与升速速率和转子阻尼大小有关。

3 实际启动过程涡轮泵转子瞬态特性

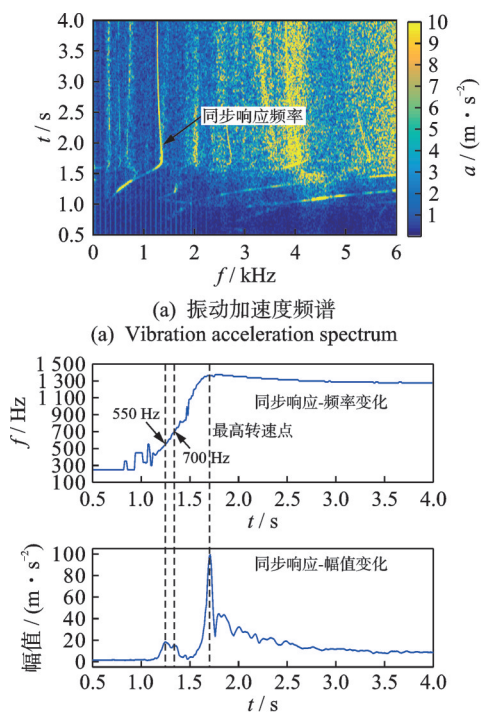
液体火箭发动机涡轮泵实际工作中转子启动非常快,可在1~2 s内从0升高到每分钟几万转,同时伴随着强烈的压力、温度冲击。因涡轮泵内部极端的温度和压力条件限制,转子的动态响应难以直接测量,需根据壳体上的振动加速度来判断转子运行状态。因此,对涡轮泵转子实际工作中的瞬态特性进行计算,对比分析转子位移与实测加速度响应的异同,可以辅助判断转子实际启动过程的工作状态。

3.1 升速曲线和振动响应

某发动机试车中,实测的启动过程涡轮泵壳体振动加速度如图10所示。从图10(a)可以明显看到

转子的同步响应频率曲线,从频谱图中提取的转子同步响应频率、幅值随时间的变化如图10(b)所示。

由图10(b)可以看出,在启动过程中转子达到最高转速之前,同步响应幅值有2个明显的响应峰值,对应的频率分别为550和700 Hz,推测是转子过1,2阶临界转速时的振动峰通过支承结构传递至壳体所致。为进一步分析转子自身振动情况,对启动过程转子的瞬态响应进行了计算分析。



(b) 振动加速度同步响应频率和幅值
(b) Frequency and amplitude of vibration acceleration

图10 试车启动过程涡轮泵壳体振动加速度

Fig.10 Vibration acceleration of the turbopump shell in a test

3.2 启动过程转子瞬态响应计算

对启动过程涡轮泵转子实际升速曲线进行多项式拟合,得到转速随时间变化的函数,然后代入转子动力学计算程序,仿真计算启动过程转子自身的同步响应位移随转速的变化。考虑到转子的振动是通过支承结构传递到壳体的,为便于对比,选择图5模型中支承节点32,33的位移和加速度响应,图11给出了启动过程涡轮泵转子瞬态响应计算结果。

由图11可以看出,启动过程中转子过1,2阶临界转速时,2个支承结构节点处的位移和加速度均出现明显峰值,推测涡轮泵壳体上的振动加速度峰值是由此起见的。将计算的转子启动过程瞬态响应峰值转速(频率)与试验中实测的壳体振动加速度峰值频率进行对比,如表2所示。

由表2可知,仿真计算得到的瞬态响应1,2阶

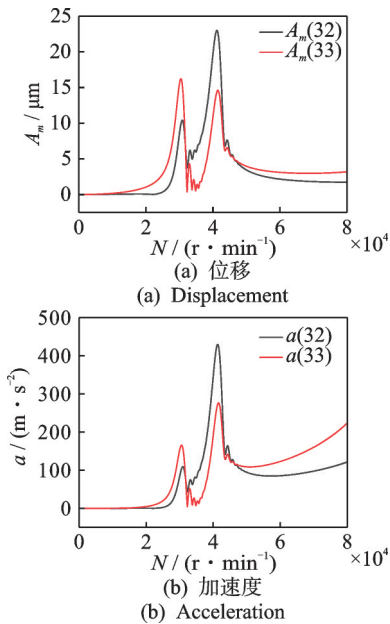


图 11 启动过程涡轮泵转子瞬态响应计算结果

Fig.11 Calculated rotor transient response of the turbopump during startup

表 2 转子启动过程瞬态响应峰值频率对比

阶数	峰值频率/Hz		差异/%
	仿真计算	试验结果	
1	515	550	-6
2	687	700	-2

峰值频率都低于试验中壳体上测得的加速度同步响应峰值,最大差异为6%。差异产生主要原因有:

① 仿真计算的是支承结构上的响应,试验实测的是壳体上的加速度响应,两者之间的金属橡胶阻尼器和零件间的结构阻尼可能导致壳体上的响应滞后;

② 转子启动过程时间短,采样点有限,为兼顾频谱图的时间和频率分辨率,识别的峰值频率存在±6.25 Hz 的误差。考虑到上述误差可以确认,图 10(b)中转子达到最高转速前的振动加速度峰值是转子过 1,2 阶临界转速时的振动峰通过支承结构传递至壳体导致的。

为进一步分析转子在达到最高转速点的振动峰产生的原因,计算对比了转子的稳态和瞬态不平衡响应,如图 12 所示。其中,瞬态响应是根据实际启动转速曲线计算得到的,稳态响应无需考虑转子的升速特性,计算的转速范围为 0~100 000 r/min。

由图 12 可以看出:瞬态与稳态响应的差异主要在转子临界转速附近,由于启动加速性的影响,转子过临界转速时瞬态响应的峰值略低于稳态响应,瞬态响应峰值出现的位置则滞后于稳态响应;在其他转速区间,瞬态响应与稳态响应基本重合。因此,可

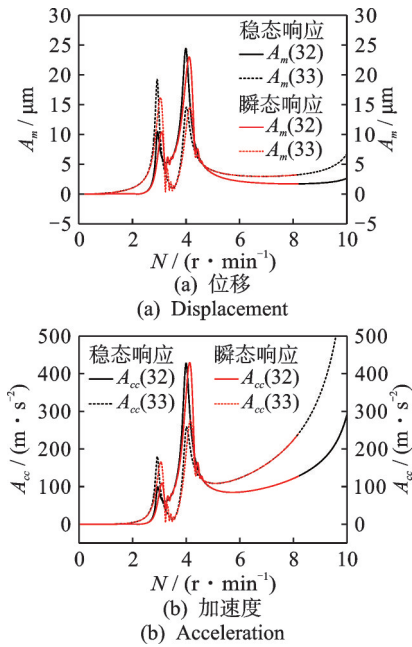


图 12 转子稳态与瞬态响应对比

Fig.12 Comparison between the steady-state and the transient response of the rotor

以根据稳态响应曲线推测启动过程中转速进一步升高时的响应情况。

对比图 12(a,b)可知,在 60 000~80 000 r/min 之间,转子的位移响应基本不变,而加速度响应则显著升高。主要原因是:振动加速度与旋转频率的平方成正比,转速越高,振动加速度相比振动位移的放大就越明显;超过 80 000 r/min 后,随着振动位移响应开始增大,振动加速度响应则迅速升高。因此,将振动加速度作为判断转子工作转速是否接近临界转速共振影响区的依据时,需考虑振动加速度不仅与振动位移成正比,还与转动角速度的平方成正比。若振动加速度幅值曲线的增速快于转动角速度的二次曲线,说明位移也开始增大,已进入临界转速的共振影响区。

由图 12(b)可知,在 80 000 r/min 左右振动加速度有迅速升高的趋势,但从绝对值来看,还低于转子过 2 阶临界转速时的加速度峰值,因此推测图 10(b)中转子最高转速点的振动峰产生的原因是转速接近 3 阶临界转速共振影响区,振动加速度明显增大,也可能与启动过程中涡轮泵内部的压力冲击以及发动机其他部件传递的启动过程振动冲击有关。

4 结 论

1) 转子瞬态与稳态响应的差异主要在临界转速±10% 的范围以内,转子过临界转速的瞬态响应

峰值转速相比稳态响应有一定程度的滞后,峰值大小也有所降低,且启动加速越快,峰值转速滞后和大小降低越明显。

2) 从试验中涡轮泵壳体上实测的振动加速度频谱提取转子同步响应,可以识别转子过临界转速的振动峰,识别的振动峰值转速与仿真计算结果最大差异为6%。

3) 转子的振动加速度与振动位移和转动角速度的平方成正比,若振动加速度幅值随转速的增速快于转动角速度的平方曲线,说明位移开始增大,已进入临界转速共振影响区。

4) 以实测的启动过程振动加速度同步响应峰值转速为基准,参照理论计算的瞬态响应峰值转速相比稳态的滞后量,推测涡轮泵转子在实际试车工况下的临界转速是可行的。

参 考 文 献

- [1] 岳聪,任兴民,邓旺群. 柔性转子加速过临界瞬态响应特征分析[J]. 机械科学与技术, 2013, 32(3): 395-398.
YUE Cong, REN Xingmin, DENG Wangqun. Analyzing transient response of flexible rotor across critical speeds [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2013, 32(3): 395-398.(in Chinese)
- [2] 肖明杰,黄金平,李锋. 基于传递矩阵法的涡轮泵转子系统瞬态动力学特性预测和分析[J]. 机械强度, 2011, 33(6): 900-906.
XIAO Mingjie, HUANG Jinping, LI Feng. Prediction and analysis to the transient dynamic characteristics of the turbo-pump rotor system based on the transfer matrix method[J]. Journal of Mechanical Strength, 2011, 33(6): 900-906.(in Chinese)
- [3] FEI Z X, TONG S G, WEI C. Investigation of the dynamic characteristics of a dual rotor system and its start-up simulation based on finite element method[J]. Journal of Zhejiang University: Science A, 2013, 14(4): 268-280.
- [4] 李以农,郑玲,朱才朝,等. 转子-非线性弹性支承系统的瞬态响应[J]. 重庆大学学报, 2001, 24(5): 22-25.
LI Yinong, ZHENG Ling, ZHU Caichao, et al. Transient response of rotor nonlinear elastic support system [J]. Journal of Chongqing University, 2001, 24(5): 22-25.(in Chinese)
- [5] CAO J, ALLAIRE P, DIMOND T. Coupled lateral and torsional nonlinear transient rotor-bearing system analysis with applications [J]. Journal of Dynamic

Systems, Measurement and Control, 2015, 137(9): 091011.

- [6] 温广瑞,臧廷朋,廖与禾. 基于非平稳信息的转子瞬态动平衡方法[J]. 振动、测试与诊断, 2013, 33(4): 614-619.
WEN Guangrui, ZANG Tingpeng, LIAO Yuhe. A rotor transient dynamic balancing method based on non-stationary information [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33(4): 614-619.(in Chinese)
- [7] PALACIOS-PINEDA L M, GÓMEZ-MANCILLA J C, MARTÍNEZ-ROMERO O, et al. The influence of a transversal crack on rotor nonlinear transient response [J]. Nonlinear Dynamics, 2017, 90(1): 671-682.
- [8] FLEMING D P, POPLAWSKI J V. Transient vibration prediction for rotors on ball bearings using load-dependent nonlinear bearing stiffness [J]. International Journal of Rotating Machinery, 2004, 10(6): 489-494.
- [9] 杜家磊,王怡萱,李铭,等. 超高转速氢涡轮泵柔性转子动特性仿真分析[J]. 火箭推进, 2022, 48(2): 86-93.
DU Jialei, WANG Yixuan, LI Ming, et al. Dynamic characteristics simulation and analysis for the flexible rotor of an ultrahigh speed hydrogen turbopump [J]. Journal of Rocket Propulsion, 2022, 48(2): 86-93.(in Chinese)
- [10] 廖明夫. 航空发动机转子动力学[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2015: 209-222.
- [11] 杜家磊,李铭,王怡萱,等. 支承结构参与振动对涡轮泵转子动特性的影响[J]. 推进技术, 2023, 44(4): 190-196.
DU Jialei, LI Ming, WANG Yixuan, et al. Effects of vibration of supporting structure on dynamic characteristics of a turbopump rotor [J]. Journal of Propulsion Technology, 2023, 44(4): 190-196.(in Chinese)
- [12] ERTAS B H, AL-KHATEEB E, VANCE J M. Rotordynamic bearing dampers for cryogenic rocket engine turbopumps [J]. Journal of Propulsion and Power, 2003, 19(4): 674-682.



第一作者简介:杜家磊,男,1990年9月生,博士、高级工程师。主要研究方向为液体火箭发动机涡轮泵。曾发表《支承结构参与振动对涡轮泵转子动特性的影响》(《推进技术》2023年第44卷第4期)等论文。

E-mail:dujialei90@163.com

通信作者简介:姜绪强,男,1979年8月生,硕士、研究员。主要研究方向为液体火箭发动机设计。

E-mail:jiangxq1111@163.com