

磁力轴承转子动力学分析中不平衡载荷的设定

徐 , 王洪涛, 于溯源, 潘璐璐

(清华大学 核能与新能源技术研究院, 北京 100084)

摘要:参考航空发动机上常用的关于不平衡响应的分析方法,结合磁力轴承支承刚度远低于普通轴承的特点,提出了设定磁轴承支承下转子不平衡载荷的一种工程方法。这一方法可为进一步研究磁力轴承-转子系统设计中的转子不平衡响应、转子运行的稳定域度及进行转子动平衡设计等打下良好基础。

关键词:转子动力学;不平衡响应;载荷;激励

中图分类号: TB122

文献标志码: A

文章编号: 1000-6931(2008) S1-0571-05

Determination of Unbalance Load in Rotor Dynamics Analysis for Magnetic Bearing System

XU Yang, WANG Hong-tao, YU Su-yuan, PAN Lu-lu

(Institute of Nuclear and New Energy Technology, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: Considering the magnetic bearing stiffness is far below the normal bearing, and reference to the airplane engine research results, an engineering method was presented to determine the rotor unbalance load for dynamics analysis. The method lays a sound foundation for further study on the magnetic bearing-rotor system design and its rotor dynamics researches.

Key words: rotor dynamics; unbalance response; load; excitation

在国家“863”计划重点项目10 MW高温气冷堆氦气透平发电系统(HTR-10 GT)中,立式布置的氦气透平机组将直接运行于一回路的高温、高压氦气环境中,初步设计的机组额定转速为15 000 r/min,在达到工作转速前转子需跨越2阶弯曲临界。由于这样一个机组的轴承需在高转速和大承载下长期运行,此外,还要避免润滑介质泄漏污染氦气环境,因此,在经过多次反复论证后,选定采用磁力轴承技术方案,通

过设计具有特定支承特性的磁力轴承,确保机组能够稳定运行,且能使转子在升降速、过临界及额定转速下均有足够的稳定域度。

通过对弹性支承下的转子系统进行不平衡响应分析,并对其稳定性进行研究,可从动力学理论的角度得出对所设计的磁力轴承-转子系统进行评价的初步参考意见。但在进行系统不平衡响应分析及研究其稳定性问题时,首先要解决的关键问题之一是如何合理地设定载荷工

收稿日期:2008-08-15;修回日期:2008-11-30

基金项目:国家“863”计划重点项目(2003AA511010)

作者简介:徐 (1977—),男,广西南宁人,助理研究员,博士,核科学与技术专业

况,即转子上的不平衡激励载荷分布情况。虽然转子在加工制造完成后会进行动平衡的调整,并最终达到一定的动平衡等级,但因材质不均匀及制造安装过程中的误差等,转动部件的几何旋转中心均或多或少地偏离其惯性中心,且在转子上呈现一种未知的分布状态。一般在进行理论计算和分析时,由不平衡引起的激励力和力矩通常均被按照最恶劣的可能性进行假设。因此,在转子不平衡响应的理论分析或数值分析中假设的载荷并非一固定值或固定分布,而是随转子的转速和分析振型不同而不同。

1 简介

在 HTR-10 GT 项目中,氦气透平机组将由磁力轴承支承,并在一回路中超 2 阶弯曲临界运行。为解决其中的轴承设计问题,给出对磁力轴承支承特性设计的技术要求,设计转子过临界的具体方案,以及对转子升降速和运行过程进行评价,需从转子动力学理论的角度对所设计的磁力轴承-转子系统进行研究分析。

不平衡响应分析是转子动力学研究中一项非常重要的内容。由于诸多误差的存在,所有旋转机械中转动部件的几何旋转中心均与惯性中心有或多或少的偏移,由此产生了旋转过程中的不平衡载荷,且在转子轴向呈现不确定的分布状态。这种分布状态的不平衡载荷最终形成施加在转子上的一不平衡力系,包括力和力矩。转子在此不平衡力或不平衡力矩的激励下所产生的振动通常称为不平衡响应。为使轴承-转子系统的设计具有足够的安全性和稳定域度,需进行转子的不平衡响应分析及研究由此造成的系统稳定性问题。

由于分析必须设定转子不平衡量的大小及其分布规律,然而对一实际的转子,这些量却是未知的。在航空发动机设计手册中,介绍了传统轴承支承下转子动平衡的标准、不平衡载荷的设定及进行转子动力失稳的分析方法^[1]。由于磁力轴承在支承刚度上远小于传统轴承,且其主动控制的特性使得轴承的支承刚度和阻尼随着转速的变化而有所变化,因此,对于磁力轴承支承的转子系统,目前尚无一种国际通用的不平衡响应计算流程与判定标准。本文将借鉴航空发动机关于不平衡响应的计算分析方法,

提出一应用于磁力轴承支承的、使设计偏保守的不平衡载荷的设定方式。

2 磁力轴承支承特性与引起的转子模态、频率的变化

从对转子的支承作用看,磁力轴承同样是为转子提供支承刚度和支承阻尼,不同的是磁力轴承的支承刚度和阻尼的定义与传统轴承有所区别,且其支承特性不仅取决于轴承的结构,还取决于其控制系统,是初始平衡位置、控制电流、控制频率等的函数^[2]。因此,在进行磁力轴承支承特性及转子动力学问题研究时,不可照搬传统轴承理论。

此外,对于相同的转子结构,当轴承的支承刚度变化时,其临界转速也随之变化。以高温气冷堆氦气透平发电机的临界频率随支承刚度变化为例,图 1 为有限元计算的结果曲线^[3]。

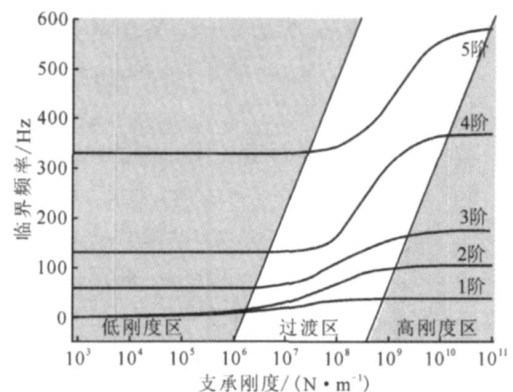


图 1 转子临界频率随支承刚度的变化

Fig. 1 Relationship between sustaining stiffness and critical frequency of rotor

从图 1 可看出,同一阶临界频率会随支承刚度的增大而增大。按临界频率变化的趋势可在图 1 划分出低刚度区、过渡区和高刚度区,其中过渡区由于支承刚度接近转子自身弯曲的内刚度,因此,临界频率随支承刚度快速变化。磁力轴承能够提供的刚度通常要低于、甚至远低于转子的内刚度,因此,大多数情况下处于低刚度区。

另外,在支承刚度变化引起临界频率变化的同时,转子的模态振型也随之发生变化^[4],如图 2 所示,图 2 中假设支承在转子的两端。

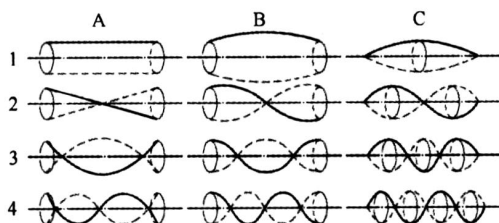


图2 转子模态振型随支承刚度的变化

Fig. 2 Relationship between sustaining stiffness and critical modal of rotor

1——1阶振型;2——2阶振型;

3——3阶振型;4——4阶振型

A——支承刚度为0;B——支承刚度与转子弯曲刚度相当;C——支承刚度无穷大

结合图1、2对弹性支承下的转子模态进行简单的讨论,在大多数情况下,采用普通轴承支承的转子在进行动力学分析时,可简化认为轴承的支承刚度远大于转子的弯曲刚度或在计算时将轴承刚度设为无穷大,转子在发生模态弯曲变形时,模态形状大致如图2中C列所示情况,轴承位置可认为没有径向位移振幅,因此,轴承支承位置也是转子模态形状中的节点位置。

当支承刚度逐渐下降时,转子在轴承支承位置的径向位移振幅不再为0,而是伴随轴的振动和弯曲,也一定程度地偏离中心位置,图2中B列示出了这种情况下的模态形状,图1中的过渡区则表明在这种情况下,支承刚度的变化对转子模态频率的变化会产生较大的影响。

当支承刚度为0时,即无支承或自由转子的情况下,转子的1阶和2阶振动的振型保持转子本身不变形,因此,这两阶模态也被称为刚性模态,按照模态的形状又将1阶称为平动刚性模态,2阶称为摆动刚性模态,对应的频率均为0。当轴承的支承刚度远低于转子自身的弯曲刚度时,转子所表现出的模态形状与自由转子的情况相似,只是其对应的刚性模态频率不再为0,而是支承刚度、转子质量及转子转速的函数,通常与支承刚度的 $1/2$ 次方成正比^[5]。

磁力轴承所提供的支承力是电磁力,因此,理论上不可能实现过高的刚度,同时从反馈控制系统的角度来看,过高和过低的刚度均是不稳定的^[6],若按最易实现的“中等”刚度情况进行换算,磁轴承的刚度一般均远小于转子自身

的弯曲刚度,结合图1、2,可采用自由转子的模态形状来近似磁轴承转子的模态形状,而3阶和3阶以上的模态频率也可采用自由转子的模态频率来近似。

3 磁力轴承支承下转子不平衡载荷工况的设定

根据磁力轴承支承下转子特征频率的特性,参考在设计航空发动机时对发动机不平衡量的设定方法^[1],定义不平衡载荷 (u, β) ,其中, β 为在与转速同步的旋转坐标系中不平衡量所在的角度位置, u 为不平衡量的大小,其值为:

$$u = em \text{ (kg} \cdot \text{mm)}$$

其中: e 为偏心距,若参照G1级的动平衡标准^[7],可将其设定为一常值: $e = 8 \mu\text{m}$; m 为产生不平衡的转子段质量,其取值需依据分析转子的不平衡模态振型进行具体设定。

针对磁力轴承支承的特点,制定出的针对不同模态振型情况下设定不平衡载荷的具体方法如下。

1) 刚性模态的不平衡载荷设定

磁力轴承支承的转子前两阶模态一般为刚性模态,这种由于轴承支承刚度低而出现的刚性模态振型比较简单,在考虑不平衡载荷时可近似地做简化处理。

(1) 刚性平动模态,不平衡载荷施加在转子中段(图3)

取不平衡质量 m 为转子总体质量 $m_{\text{总}}$,因此,不平衡量 $u = 8 \times 10^{-3} m_{\text{总}} \text{ (kg} \cdot \text{mm)}$, $\beta = 0^\circ$ 。

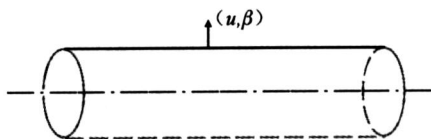


图3 刚体平动模态的不平衡载荷

Fig. 3 Unbalance load of parallel modal

(2) 刚性摆动模态,不平衡载荷施加在转子两端(图4)

假设不平衡量均匀施加到转子两端,距转子中心处偏移距离为 $L/2$,其中, L 为转子长度。因此,不平衡量 $u_1 = 8 \times 10^{-3} m_{1/2} \text{ (kg} \cdot \text{mm)}$, $u_2 = u_1$, $\beta_1 = 0^\circ$, $\beta_2 = 180^\circ$ 。

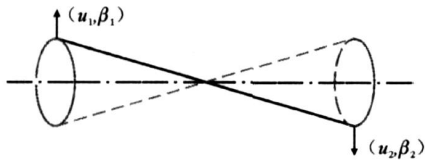


图4 刚体摆动模态的不平衡载荷

Fig. 4 Unbalance load of tilting modal

2) 弯曲模态的不平衡载荷设定

磁力轴承支承下的弯曲模态从第3阶与转子的结构、支承位置和支承刚度均有很大的关系。但由于磁力轴承刚度远低于转子内刚度,多数情况下,自由转子的模态与磁力轴承支承下转子的模态具有非常高的相似度,可用来近似描述磁力轴承支承下的转子模态形状。

根据转子弯曲模态分析的结果来设定不平衡载荷。假定转子从模态节点位置被截断为若干小段,单独计算每一段的不平衡量,作为分析时的不平衡载荷集中施加到该段转子振型的最大振幅位置,相位与振幅相同。这样的假定相当于把不平衡载荷分段集中施加到了最大激励位置,因此,是一种使设计分析偏安全的假定。

对应第 N 阶模态,有 $N - 1$ 个节点,转子被分为 N 段,从左向右第 i 段转子的不平衡量计算为: $u_i = 8 \times 10^{-3} m_i (\text{kg} \cdot \text{mm})$, m_i 为第 i 段转子质量;当 i 为奇数时, $\beta_i = 0^\circ$,当 i 为偶数时, $\beta_i = 180^\circ$ 。

不平衡载荷的施加方式示于图5。

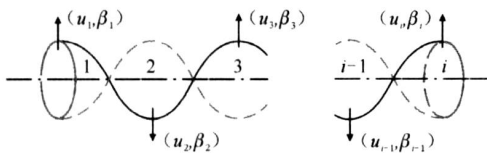


图5 弯曲模态的不平衡载荷

Fig. 5 Unbalance load of rotor bending modal

4 算例

以实验室现有的某磁力轴承试验台架为例,其中的转子部分示于图6。

该转子总长为 1 058.5 mm,质量为 15.8 kg,转子极转动惯量为 $0.013 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$,赤道转动惯量为 $1.04 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 。对该转子前4阶振型的不平衡载荷进行计算,此处省略对加载位置的计算。



图6 某磁力轴承试验台架转子

Fig. 6 Test rotor of an AMB test-rig

1) 1 阶

$$u = 8 \times 10^{-3} m_{\text{总}} = 0.1264 \text{ kg} \cdot \text{mm}; \beta = 0^\circ$$

2) 2 阶

$$u_1 = 8 \times 10^{-3} m_{1/2} = 0.0632 \text{ kg} \cdot \text{mm}, \\ u_2 = u_1 = 0.0632 \text{ kg} \cdot \text{mm}; \beta_1 = 0^\circ, \beta_2 = 180^\circ$$

3) 3 阶

计算转子3阶振型示于图7。两个节点将转子分为3段,各段质量为: $m_1 = 3.1 \text{ kg}$, $m_2 = 9.7 \text{ kg}$, $m_3 = 3.0 \text{ kg}$ 。

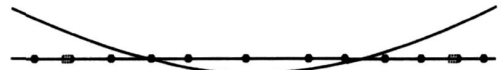


图7 试验转子的3阶模态振型

Fig. 7 The third critical modal of test rotor

各段不平衡载荷为: $u_1 = em_1 = 0.0248 \text{ kg} \cdot \text{mm}$, $u_2 = em_2 = 0.0776 \text{ kg} \cdot \text{mm}$, $u_3 = em_3 = 0.0240 \text{ kg} \cdot \text{mm}$; $\beta_1 = 0^\circ$, $\beta_2 = 180^\circ$, $\beta_3 = 0^\circ$ 。

4) 4 阶

计算转子4阶振型示于图8。两个节点将转子分为4段,质量为: $m_1 = 1.95 \text{ kg}$, $m_2 = 5.35 \text{ kg}$, $m_3 = 6.88 \text{ kg}$, $m_4 = 1.62 \text{ kg}$ 。



图8 试验转子的4阶模态振型

Fig. 8 The fourth critical modal of test rotor

各段不平衡载荷为: $u_1 = em_1 = 0.0156 \text{ kg} \cdot \text{mm}$, $u_2 = em_2 = 0.0428 \text{ kg} \cdot \text{mm}$, $u_3 = em_3 = 0.05504 \text{ kg} \cdot \text{mm}$, $u_4 = em_4 = 0.01296 \text{ kg} \cdot \text{mm}$; $\beta_1 = 0^\circ$, $\beta_2 = 180^\circ$, $\beta_3 = 0^\circ$, $\beta_4 = 180^\circ$ 。

5 结论

本文提出了一种可用于对磁力轴承支承下的转子进行不平衡响应分析的不平衡载荷设定方法,由于综合考虑了磁力轴承支承刚度低的

特点,及由此造成的对转子模态形状和频率的影响等因素,所提出的方法与传统不平衡响应的载荷设定方法略有不同,该方法通过转子的模态振型来对转子进行分段处理,将每段内的不平衡质量集中施加在转子最大振幅的位置。这一方法实质上是针对每一个振动模态给出了引起该模态振型最大振幅的载荷工况,因此,是一种合理的,且使设计偏安全的不平衡载荷假定方法。该方法的提出为后续进行相关的转子动力学研究打下基础。

参考文献:

- [1] 航空发动机设计手册总编委会. 航空发动机设计手册,第19册:转子动力学及整机振动[M]. 北京:航空工业出版社,2000.
- [2] 胡业发,周祖德,江征风. 磁力轴承的基础理论及应用[M]. 北京:机械工业出版社,2006:103-104.
- [3] YANG Guojun, XU Yang, SHI Zhengang. Characteristic analysis of rotor dynamics and experiments of active magnetic bearing for HTR-10GT[J]. Nuclear Engineering and Design, 2007, 237(12-13): 1 363-1 371.
- [4] 克利宗 A C,齐曼斯基,雅科夫列夫. 转子动力学:弹性支承[M]. 董师予. 北京:科学出版社,1987:4-5.
- [5] 虞烈,刘恒,谢友柏. 轴承-转子系统动力学[J]. 中国机械工程,1999,10(11):1 290-1 295.
YU Lie, LIU Heng, XIE Youbai. Dynamics of bearing-rotor system[J]. China Mechanical Engineering, 1999, 10(11): 1 290-1 295 (in Chinese).
- [6] SCHWEITZER G, TRAXLER A, BLEULER H. 主动磁轴承基础、性能及应用[M]. 虞烈,袁崇军. 北京:新时代出版社,1997:33-34.
- [7] ISO 1940/1-1986(C 1990). Mechanical vibration: Balance quality requirements of rigid rotors, part 1: Determination of Permissible Residual Unbalance[S]. [S.l.]: International Organization of Standardization, 1990.