

余热回收装置六轴齿轮耦合串联转子动力学特性研究

刘乐 赵武

(航天推进技术研究院 陕西 西安 710100)

摘要: 余热回收是提高能源利用率的关键环节。本文通过建立六轴齿轮转子系统的有限元模型,开展动力学特性研究。仿真结果表明:在考虑耦合因素(弯扭、齿轮啮合耦合)后,临界转速的频率除了单转子的振动模态外,还增加了局部转子弯扭耦合模态,以及派生的多个转子弯扭耦合模态。同时,研究了不同啮合刚度对临界转速的影响,发现随着接触刚度增加,弯扭耦合频率先增加后趋于平缓,而单弯曲、扭转频率和接触刚度无关,只与转子结构、材料等相关。本文还研究了不同升速率下,烟气涡轮“并车”对多转子系统的影响,明确了烟气涡轮“并车”升速率的要求,为产品运行奠定基础。

关键词: 余热回收; 齿轮耦合; 弯扭耦合; 转子特性

0 引言

能源是国民经济发展的保障和后盾,我国工业领域能源消耗量约占全国能源消耗总量的 70%,但能源利用率约为 33%。以某大功率船用柴油机为例,约 50.7% 的能量以烟气、缸套水和扫气的形式排放。基于蒸汽-烟气联合循环的余热发电是实现柴油机能量回收的有效途径^[1]。为实现对不同形式的热源回收,该装置采用汽轮机与烟气涡轮分别通过齿轮箱减速后,同时驱动同一台发电机的“二拖一”的方案,为多个旋转机械组成的串联式六轴齿轮耦合转子系统。

对于齿轮转子,目前研究主要集中在整体式齿轮增速压缩机领域,包括齿轮动力学建模、计算方法、非线性特性等^[2]。本文在前人研究基础上,针对余热回收动力装置的结构特点,建立其弯扭耦合模型,从临界转速、动态响应方面,分析多轴齿轮耦合式串联转子的动力学性能,研究其耦合特性。

1 研究对象

作为柴油机余热回收的核心设备,汽轮机-烟气涡轮联合发电机组由两台原动机同时驱动同一台发电机,实现汽轮机对蒸汽热量的回收,以及烟气涡轮对高温烟气热量的回收。

该机组由汽轮机、减速箱 1、发电机、减速箱 2、烟气涡轮及联轴器、离合器等组成。汽轮机工作转速为 9000r/min,烟气涡轮工作转速为 24000r/min,发电

机工作转速为 1800r/min。依据结构特点,可以看出该转子系统属于典型的六轴齿轮耦合式串联转子。

汽轮机与减速箱 1 通过弹性联轴器连接,减速箱 1 与发电机通过弹性联轴器连接,发电机与减速箱 2 通过离合器连接。运行时,汽轮机首先带动发电机单独工作,当热源满足设定要求时,烟气涡轮运转,离合器接入,实现烟气涡轮与汽轮发电机组的“并车”,此时为联合工作状态。同理,当热源不满足设定要求时,烟气涡轮通过离合器实现“解列”,此时为汽轮机单独工作状态。

2 齿轮转子弯扭耦合模型

齿轮转子系统可以划分为轴段、圆盘、齿轮副、轴承等单元。分别建立各单元的扭转及弯曲振动耦合微分方程,然后进行组合,得到该系统的广义坐标运动微分方程。

2.1 转子弯扭运动方程^[3, 4]

2.1.1 轴单元

以轴线方向为 z 轴,竖直方向为 y 轴,建立直角坐标系,轴单元广义位移坐标表示为:

$$q^e = [u_i, v_i, \theta_i, \psi_i, \phi_i, u_j, v_j, \theta_j, \psi_j, \phi_j] \quad (1)$$

式中: u 、 v 、 θ 、 ψ — x 、 y 方向平动及弯曲位移;
 ϕ —扭转位移。

包括扭转运动的 10 自由度的尼尔森轴单元动能为:

$$T^s = \frac{1}{2} \int_0^l \left[\rho A (\dot{u}^2 + \dot{v}^2) + I_D (\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2) \right] ds - \frac{1}{2} \int_0^l \left[I_p (\Omega + \dot{\phi}) (\theta \dot{\psi} - \psi \dot{\theta}) - I_p (\Omega + \dot{\phi})^2 \right] ds \quad (2)$$

式中: Ω —旋转速度;

I_D —直径惯性矩;

I_p —极惯性矩。

包括剪切变形和扭转挠度的轴单元势能为:

$$U^s = \frac{1}{2} \int_0^l EI (\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2) ds + \frac{1}{2} \int_0^l GJ \dot{\phi}^2 ds + \frac{1}{2} \int_0^l K' GA \left[(\dot{u} - \psi)^2 + (\dot{v} + \theta)^2 \right] ds \quad (3)$$

式中: K' —剪切校正因子。

依据轴内部变形关系获得形状函数, 对形状函数积分得到单位长度轴单元全部能量, 从而得出轴单元的动力学方程为:

$$(M_T^e + M_R^e + M_\phi^e) \ddot{q}^e - \Omega G^e \dot{q}^e + (K_B^e + K_\phi^e) q^e = Q^e \quad (4)$$

式中: M_T^e —平动质量;

M_R^e —转动质量;

M_ϕ^e —扭转质量;

G^e —陀螺效应;

K_B^e —弯曲刚度;

K_ϕ^e —扭转刚度。

2.1.2 盘单元

对于汽轮机轴流叶轮、烟气涡轮径流叶轮等直径较大的刚体, 简化为盘单元。坐标表示为:

$$q^d = [u^d, v^d, \theta^d, \psi^d, \phi^d] \quad (5)$$

公式 (5) 中, 坐标及各符号代表含义与公式 (1) 一致。

刚性盘单元的动力能为:

$$T^d = \frac{1}{2} m^d \left[(\dot{u}^d)^2 + (\dot{v}^d)^2 \right] + \frac{1}{2} I_D^d \left[(\dot{\theta}^d)^2 + (\dot{\psi}^d)^2 \right] - \frac{1}{2} I_p^d (\Omega + \dot{\phi}^d) (\dot{\theta}^d \dot{\psi}^d - \dot{\psi}^d \dot{\theta}^d) + \frac{1}{2} I_p^d \left[\Omega + (\dot{\theta}^d)^2 \right] \quad (6)$$

式中: m^d —盘单元质量;

I_D^d —盘直径惯性矩;

I_p^d —盘的极惯性矩。

刚性盘单元的动力学方程为:

$$M^d \ddot{q}^d - \Omega G^d \dot{q}^d = Q^d \quad (7)$$

2.2 齿轮啮合运动方程

汽轮机—烟气涡轮联合发电机组中, 汽轮机与对应的减速箱连接, 烟气涡轮与对应的减速箱连接, 共有 4 副齿轮啮合, 必须考虑齿轮耦合引起的振动, 齿轮啮合对的动力学方程为:

$$(M_{d1}^g + M_{d2}^g) \ddot{q}^g + (\Omega_1 G_{d1}^g + \Omega_2 G_{d2}^g) \dot{q}^g + K^g q^g = Q^g \quad (8)$$

式中: M_d^g —齿轮质量;

G_d^g —陀螺效应;

Ω —齿轮转速;

K^g —齿轮啮合刚度。

2.3 齿轮转子耦合运动方程

多个转子通过齿轮啮合, 每个轴的转速均不同, 陀螺效应和单元矩阵都会被影响, 同时齿轮频率也会受到影响。

将轴、盘、轴承单元及齿轮啮合单元的动力学方程联合起来, 构成耦合系统的动力学方程, 如下:

$$M \ddot{q} + (C + \Omega G) \dot{q} + K q = Q \quad (9)$$

2.4 齿轮转子耦合有限元模型

将转子系统离散化后, 采用梁单元、轴承单元、集中质量单元、扭转单元等相关部件进行建模, 其模型如图 1 所示。

3 耦合转子临界转速

本文所述耦合表现在两个方面: 一是单转子系统弯曲和扭转振动的耦合, 二是通过齿轮连接转子系统的耦合。

3.1 耦合对临界转速的影响

减速箱 1 齿轮副、减速箱 2 齿轮副的接触刚度均为 $5 \times 10^8 \text{ N/m}$, 在其他参数相同的条件下, 不考虑弯扭耦合时前四阶振动模态如图 2 所示, 考虑弯扭耦合的前四阶振动模态如图 3 所示。

不同计算模型得到的临界转速及振型的对比结果如表 1 所示。

由表 1 可以看出, 考虑耦合后, 前五阶临界转速中增加了耦合临界转速 1210r/min 与 4384r/min, 均为弯曲与扭转耦合振动, 单独的弯曲振动临界转速

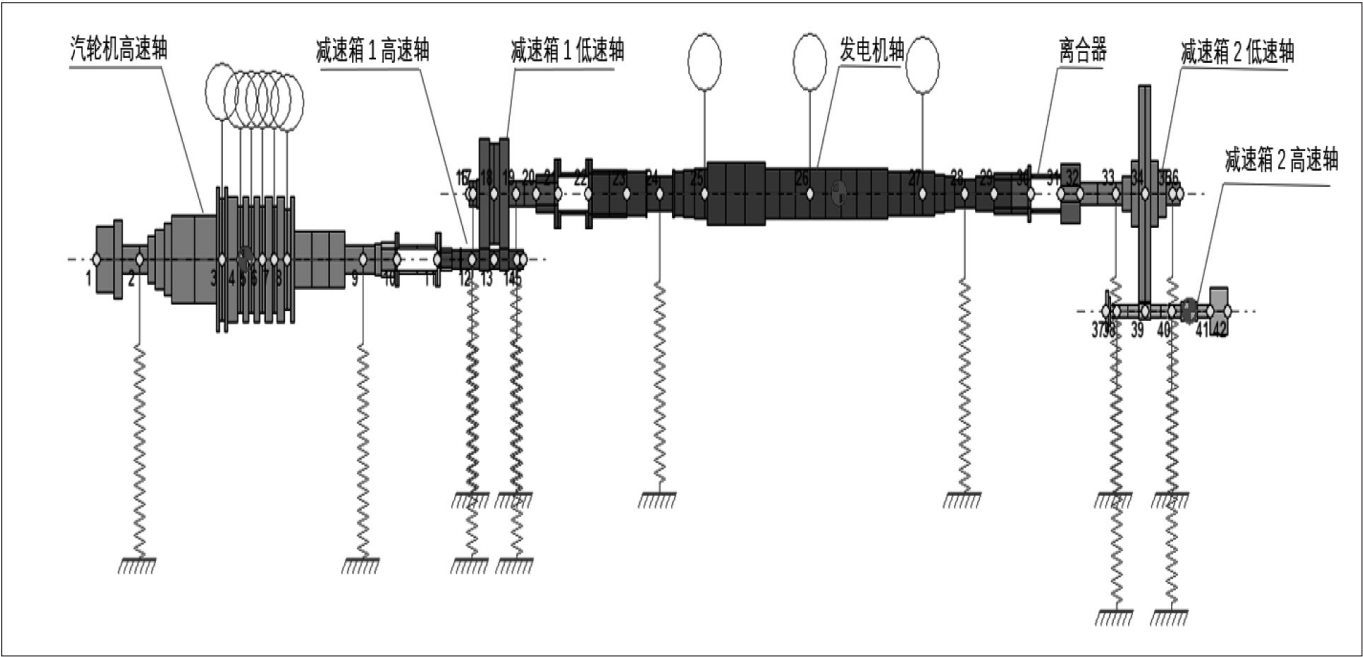


图 1 汽轮机 - 烟气涡轮联合机组转子模型

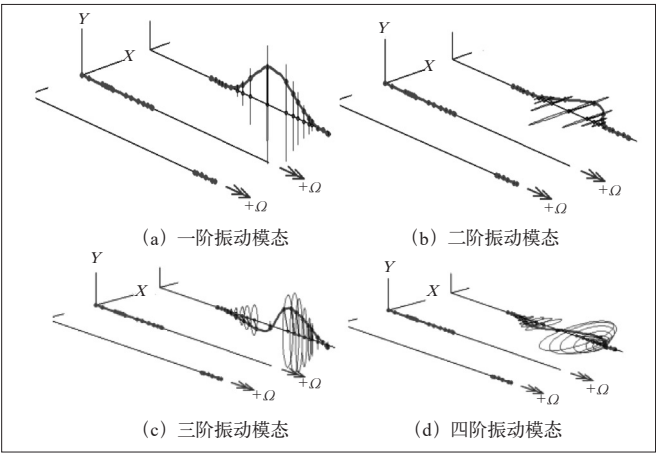


图 2 不考虑弯扭耦合振动模式

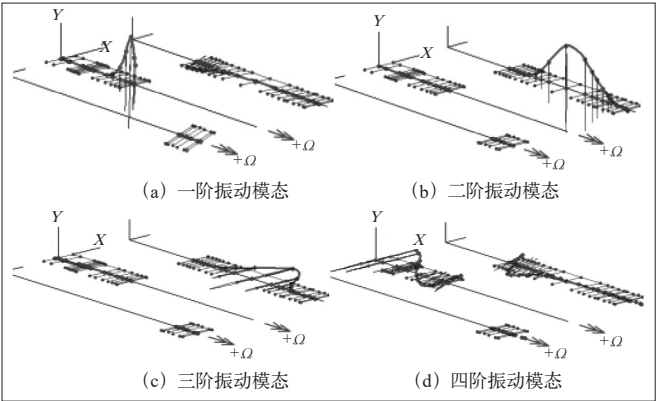


图 3 考虑弯扭耦合振动模式

基本不变。由此可以得出，考虑耦合后，临界转速的频率成份更加复杂，除单转子的振动模态之外，

表 1 临界转速对比

未考虑耦合的临界转速 / (r/min)	考虑耦合的临界转速 / (r/min)	振型
—	1210	弯扭耦合振动
2886	2889	发电机轴一阶弯曲振动
3233	3233	发电机轴一阶弯曲振动
—	4384	弯扭耦合振动
11187	11200	发电机轴二阶弯曲振动

还增加了局部转子的弯扭耦合模态，以及派生的多个转子弯扭耦合模态。

对于复杂转子，必须考虑耦合作用，仅从单转子角度无法得到准确的转子系统动力学特性。

3.2 啮合刚度对临界转速的影响

为进一步研究耦合因素对转子动力学特性的影响，取不同的齿轮副接触刚度计算耦合转子的临界转速，结果如图 4 所示。

从图 4 中可以看出，弯扭耦合振动频率随着啮合刚度的增加先增加，刚度增大到一定程度时，振动频率基本不再改变。单独的弯曲、扭转振动频率不受啮合刚度的影响，只与转子结构、材料等相关。

4 耦合转子振动特性

4.1 离合器耦合对振动特性的影响

本机组中的离合器设置在烟气涡轮上，离合器退出

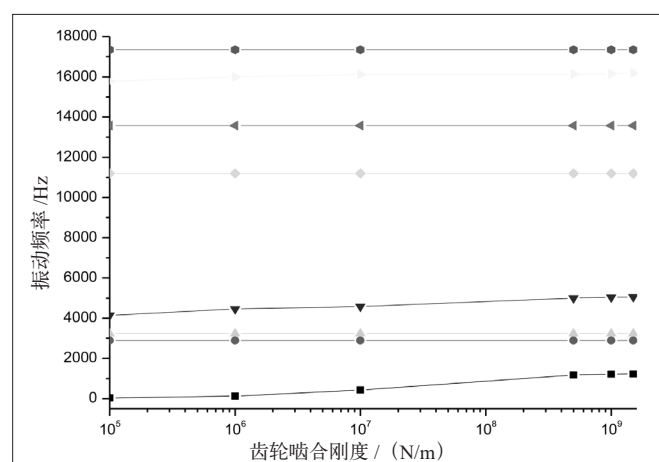


图 4 接触刚度对振动频率的影响

的状态下, 发电机转子与烟气涡轮低速轴处于脱开状态, 离合器对耦合转子的运行特性影响较小。离合器切入瞬间, 会对耦合转子系统造成冲击, 影响振动特性。

离合器切入瞬间对耦合转子振动特性影响的仿真计算结果如图 5 所示。

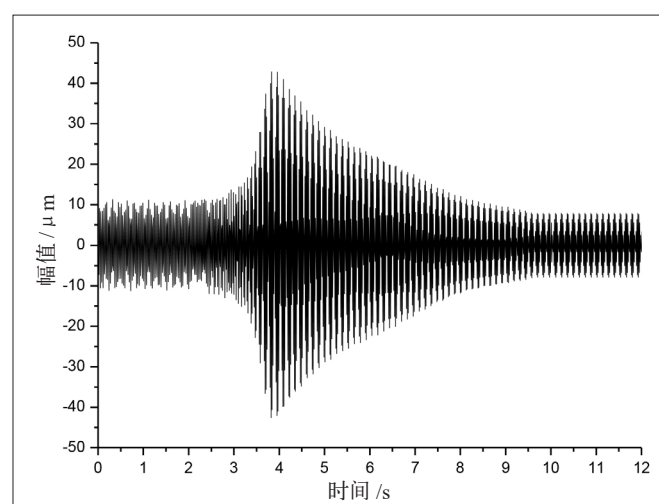


图 5 离合器切入振动特性

从图 5 中可以看出, 离合器在第 2s 切入后, 由于接触力矩突然增加, 振动幅值由 $10\mu\text{m}$ 增加至 $45\mu\text{m}$, 并在第 4s 时达到最大; 随之振动幅值波动衰减, 经过 6s 后, 到达新的平衡, 平衡幅值为 $9\mu\text{m}$ 。可以得出, 对于本项目的耦合转子系统, 离合器的切入冲击有一定的影响, 当离合器耦合运行稳定后, 转子系统的振动幅值基本不变。

4.2 离合器耦合运转试验

依据仿真结果可知, 对于刚度不是很大的转子系统, 离合器的耦合会造成一定的冲击影响。为深入研究其影响, 开展试验研究, 试验装置如图 6 所示。

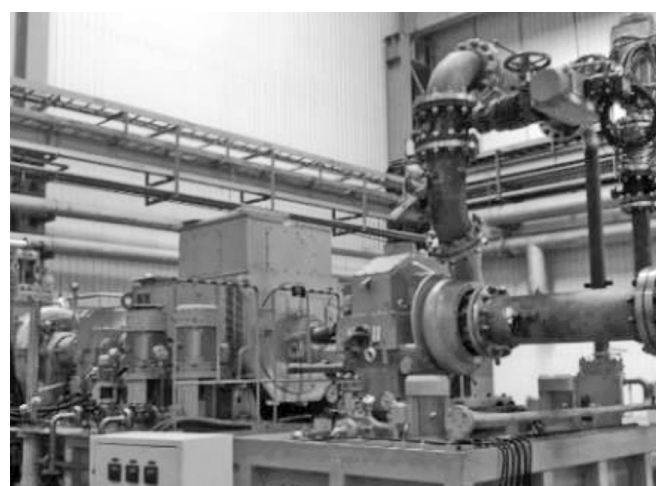


图 6 离合器耦合运转试验装置

通过对机组的分析, 在结构一定的前提下, 烟气涡轮转速由 0 达到额定转速的升速率是实际运行过程中的重要变量。该变量可以通过设定烟气涡轮进口调节阀的开度来实现控制。

为测得耦合转子的振动特性, 在发电机和烟气涡轮上设置振动传感器, 如图 7 所示。

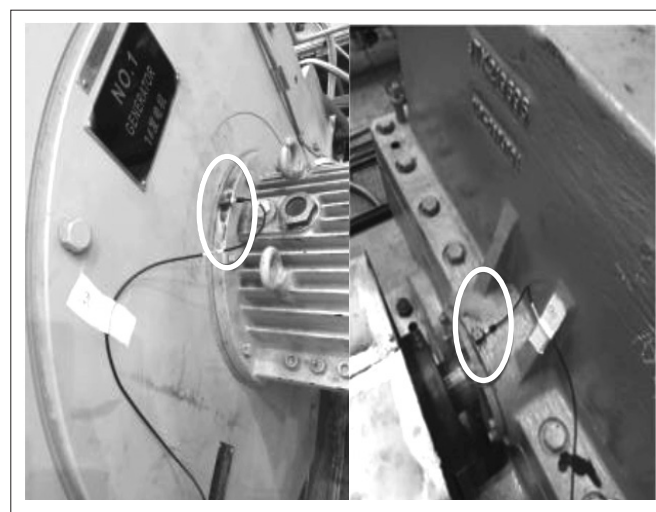


图 7 振动传感器布置位置

试验状态为: 汽轮机通过减速箱 1 带动发电机在额定转速下运行, 带 50% 负荷, 烟气涡轮转速稳定在 21000r/min 。试验过程中, 汽轮机与烟气涡轮的转速变化如图 8 所示。

耦合试验开始, 控制进口调节阀, 使烟气涡轮分别以 1500r/min 、 3000r/min 、 4500r/min 的升速率增速, 完成离合器与发电机轴的“并车”。形成耦合转子后, 再增加 50% 负荷, 汽轮机与烟气涡轮共同驱动发电机工作。不同升速率下的振动特征如图 9 所示。

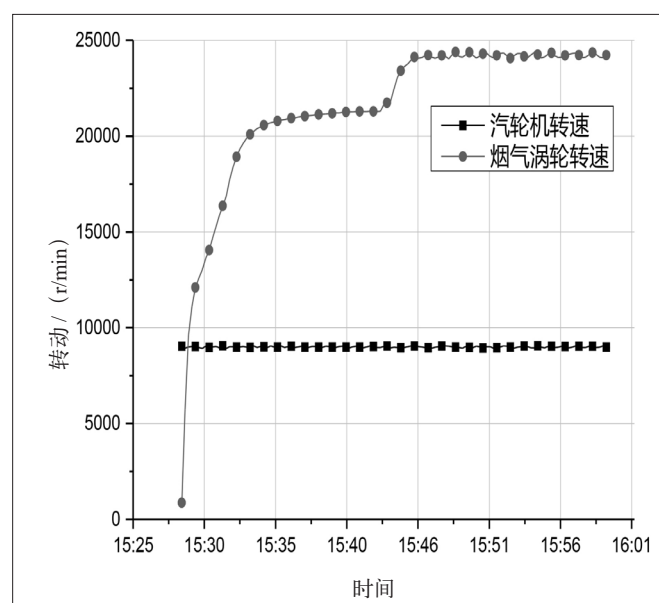


图8 试验过程中转速变化曲线

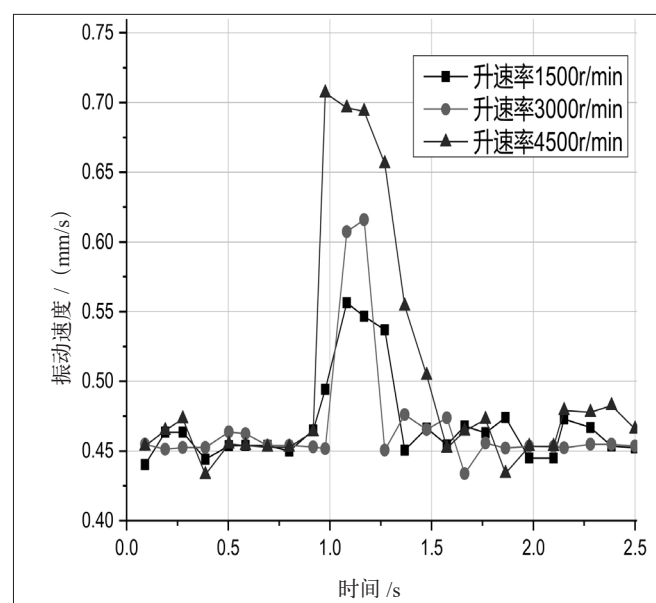


图9 不同升速率振动幅值

从图9中可以看出，随着升速率的提高，离合器对耦合转子的冲击影响逐渐增大。因此，需设定合理的升速率，减小离合器的冲击影响，为运行提供可靠的参考。

5 结语

本文通过建立六轴耦合串联转子的有限元模型，开展转子动力学特性分析。通过对比单独弯曲振动与耦合振动，获得了耦合因素对转子临界转速的影响，提出了耦合分析的必要性；进一步分析了不同啮合刚度对临界转速的影响，发现弯扭耦合振动随接触刚度的增大而增大，单独弯曲、扭转振动不受影响；通过仿真和试验，研究了不同升速率下烟气涡轮“并车”对转子系统的影响，明确了烟气涡轮升速率的要求，为产品运行奠定基础。

参考文献：

- [1] 陶加银, 赵武, 李向辉, 等. 船舶柴油机余热回收联合机组开发与试验研究[J]. 节能技术, 2020, 38(1):26-31.
- [2] 张炳康, 常静, 许泓, 等. 整体齿轮离心式压缩机及耦合动力学特性研究进展[J]. 石油化工设备, 2018, 47(4):28-39.
- [3] 钟一谔, 何衍宗, 王正, 等. 转子动力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1987:177-186.
- [4] 张明. 整体齿轮式离心压缩机复杂系统故障机理及诊治方法研究[D]. 北京: 北京化工大学, 2017:18-25.

作者简介: 刘乐(1988.11-), 女, 汉族, 陕西榆林人, 硕士研究生, 高级工程师, 研究方向: 特种透平结构与气动设计、振动测试。