储能XXXX

双转子磁悬浮飞轮储能系统动力学特性研究

彭 龙，苏 森，韩 坤，姜寅啸
（华驰动能（北京）科技有限公司，北京 101111）

摘 要：针对大功率飞轮储能系统真空工况下电机散热受限的技术难题，本文提出一种电机-飞轮转子分离布置的新型结构，该结构将飞轮转子置于真空腔内、电机转子布置于腔外常压环境，通过筒式磁联轴器实现非接触转矩传递。本文基于牛顿-欧拉方程，建立综合考虑陀螺力矩、磁轴承刚度阻尼及联轴器径向耦合刚度的双转子动力学模型。电磁场仿真结果表明，磁联轴器极限转矩为11.26 kN·m，在0~10 kN·m工作转矩区间内，等效径向刚度为-416.40~-445.58 N/mm。动力学分析显示，系统前7阶刚体模态临界转速为371.21~1988.10 r/min，一阶弯曲临界转速13707 r/min，工作转速区间内安全裕度充足；不平衡激励会使飞轮、电机两侧产生同频共振，最大振动位移分别为65.19 μm和30.23 μm。参数敏感性结果表明，磁轴承刚度决定系统低阶临界转速，阻尼可使共振振幅降幅超70%，而联轴器刚度对系统动力学性能影响微弱。本文搭建1.2 MW-125 kWh样机开展全转速振动测试实验，测试与仿真结果规律吻合，为该类双转子飞轮储能系统设计提供理论参考。

关键词：飞轮储能；磁悬浮轴承；双转子系统；磁力联轴器；动力学特性；临界转速
doi：10.19799/j.cnki.2095-4239.2026.0732
中图分类号：TH 113.1　　文献标志码：A　　文章编号：2095-4239（XXXX）XX-1-11

Study on Dynamic Characteristics of Dual-Rotor Magnetically Levitated Flywheel Energy Storage System

Peng Long, Su Sen, Han Kun, Jiang Yinxiao
(Huachi Kinetic Energy (Beijing) Technology Co., LTD., Beijing 101111, China)

Abstract: Aiming at the technical challenge of limited motor heat dissipation under vacuum conditions in high-power flywheel energy storage systems, this paper proposes a novel structure with separated motor and flywheel rotors. In this configuration, the flywheel rotor is placed inside the vacuum chamber while the motor rotor is arranged in an atmospheric environment outside the chamber, and contactless torque transmission is realized via a tubular magnetic coupling. Based on the Newton-Euler equations, a dual-rotor dynamic model is established, which comprehensively considers the gyroscopic moment, stiffness and damping of magnetic bearings, as well as the radial coupling stiffness of the magnetic coupling. Electromagnetic field simulations show that the ultimate torque of the magnetic coupling is 11.26 kN·m, and its equivalent radial stiffness ranges from −416.40 to −445.58 N/mm within the operating torque range of 0~10 kN·m. Dynamic analyses reveal that the critical

收稿日期：2026-08-24；修改稿日期：2026-10-16。
基金项目：国家重点研发计划项目（2024YFE0208100）。
第一作者：彭龙（1984—），男，硕士研究生，高级工程师，研究方向：主要从事飞轮储能系统整机与转子结构设计开发，E-mail：penglong1984@126.com；通信作者：苏森，高级工程师，研究方向：主要研究方向为磁悬浮轴承控制技术，飞轮储能结构设计及系统开发，E-mail：susen@huachidongneng.com。
引用本文：彭龙, 苏森, 韩坤, 等. 双转子磁悬浮飞轮储能系统动力学特性研究[J]. 储能科学与技术, XXXX, XX(XX): 1-11.
Citation：Peng Long, Su Sen, Han Kun, et al. Study on Dynamic Characteristics of Dual-Rotor Magnetically Levitated Flywheel Energy Storage System[J]. Energy Storage Science and Technology, XXXX, XX(XX): 1-11.

speeds of the first seven rigid-body modes of the system are 371.21~1988.10 r/min, and the first bending critical speed is 13707 r/min, indicating sufficient safety margin within the operating speed range. Unbalance excitation induces synchronous resonance on both the flywheel and motor sides, with maximum vibration displacements of 65.19 μm and 30.23 μm, respectively. Parameter sensitivity results demonstrate that the magnetic bearing stiffness dominates the low-order critical speeds of the system, damping can reduce the resonance amplitude by more than 70%, whereas the coupling stiffness has a minor effect on the system dynamic performance. A 1.2 MW-125 kWh prototype is constructed and full-speed vibration tests are carried out. The experimental results agree well with the simulation trends, providing a theoretical reference for the design of such dual-rotor flywheel energy storage systems.

Keywords: flywheel energy storage; magnetic bearing; dual-rotor system; magnetic coupling; dynamic characteristics; critical speed

1 引 言

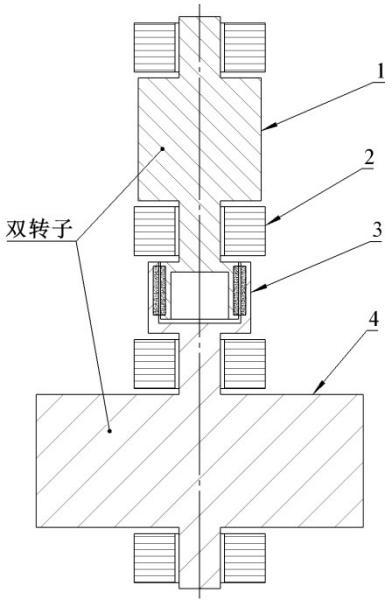
飞轮储能凭借其物理储能本质，以高功率密度、毫秒级响应及超长循环寿命，成为解决新型电力系统高比例新能源接入下“随机性”与“间歇性”矛盾的关键技术。当前飞轮储能技术正朝着大容量、高功率方向发展，以满足电网对大规模、高能量储能的需求[1-2]。作为飞轮储能系统的核心运动部件，飞轮转子及其支承结构直接决定了系统的工作转速上限与运行稳定性[3-4]。传统飞轮储能系统通常采用单转子集成式结构，即电动/发电机转子与飞轮转子同轴布置，共同置于真空腔内[5]。国内外学者先后研制了基于机械轴承及高速磁悬浮轴承支承的单转子飞轮储能样机，该类结构具有转子布置紧凑、易于实现稳定控制等优点[6-8]，但电机与飞轮同腔布置使得真空腔内热源集中，对系统热管理提出了更为严苛的要求。在飞轮系统热管理研究方面，现有成果主要侧重于真空腔内部的电机散热优化[9-10]，国内外研究主要集中在三个方面：（1）源头降损，即通过电磁设计优化抑制产热，重点解析并降低转子涡流损耗[11]；（2）结构优化，即采用中空轴通流冷却结构，向空心转轴通入冷却介质以实现转子内部的高效换热[12-13]；（3）介质强化，即通过向真空腔内充入低压氦气等惰性气体强化对流换热，实现辅助冷却[11,14]。上述飞轮转子散热技术方案虽能在一定程度上缓解转子散热压力，但热源始终局限于真空腔体内部，散热能力提升存在固有瓶颈。

针对上述问题，本文提出一种基于结构优化的新型飞轮转子散热方案，将电机转子与飞轮转子分开布置：飞轮转子置于真空腔体内工作，电机转子布置于真空腔外部的常压大气环境，通过磁性联轴器实现两转子之间的转矩传递。该方案使电机转子脱离真空工作环境，从结构层面为缓解真空腔体内部电机散热受限问题提供了新的技术途径。然而，非接触磁耦合双转子技术方案在解决真空散热问题的同时，也引入了双转子动力学耦合问题。现有飞轮储能转子动力学研究多围绕单转子结构，磁联轴器双转子系统的研究则多集中于航空发动机领域的机械中介轴承耦合构型，且现有文献大多聚焦磁耦合机构的电磁设计与转矩传递特性，以扭转动力学分析为主，较少关注筒式磁联轴器的径向电磁刚度及其对双转子系统径向振动特性、模态分布与稳定性的影响[15-20]。针对上述新型磁耦合双转子飞轮结构，本文系统开展磁悬浮双转子系统动力学研究，建立了双转子系统动力学微分方程，利用有限元仿真求解筒式磁联轴器等效刚度，开展模态分析、不平衡响应计算以及关键参数敏感性研究，并通过实验验证仿真模型的有效性，为该类双转子飞轮储能系统的工程应用提供理论支撑。

2 磁悬浮双转子系统模型

2.1 磁悬浮双转子结构

磁悬浮双转子系统结构组成，如图1所示，上部为电机转子，下部为飞轮转子。两套转子分别由两组径向磁轴承提供支承，电机转子与飞轮转子之间采用筒式磁联轴器连接并实现转矩传递。



注：1.电机转子 2.径向磁悬浮轴承 3.筒式磁联轴器 4 飞轮转子

图 1　磁悬浮飞轮储能双转子结构

Fig. 1　Structure of the magnetically levitated dual-rotor flywheel energy storage system

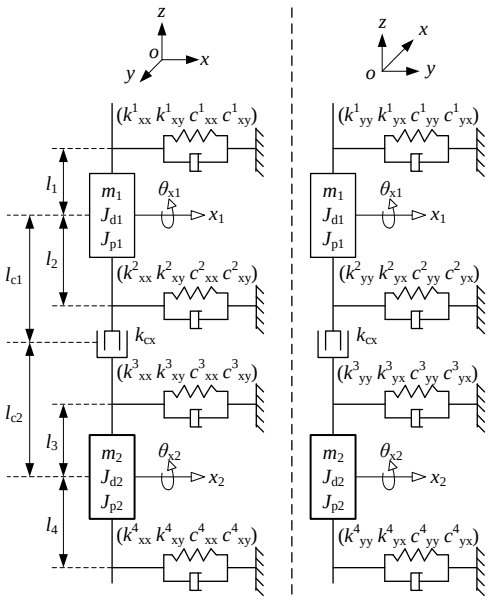


图 2　磁悬浮飞轮储能双转子耦合模型

Fig. 2　Coupling model of the magnetically levitated dual-rotor flywheel energy storage system

2.2　磁悬浮双转子系统的动力学模型

图2为磁悬浮飞轮储能双转子耦合模型，本模型研究目标为转子径向模态与径向不平衡振动响应，针对工作转速区间内转子径向偏移较小的稳定运行工况，对动力学模型进行了相应简化：假设壳体为刚性，样机壳体固有频率远高于工作转速，壳体柔性对径向振动计算结果影响有限；忽略磁联轴器径向阻尼，其电磁阻尼数值很小，省略该项不会改变系统固有频率；仅考虑径向振动，径向与轴向动力学耦合较弱，大轴向扰动下耦合效应才不可忽略；磁联轴器电磁力采用小偏心线性等效刚度描述，小偏移条件下具备良好精度；主动磁轴承采用线性支承刚度近似，未引入控制器带宽、相位滞后等闭环控制动态特性，该简化适用于稳态模态分析。综上，本模型适用于小偏心、稳态运行下的转子径向动力学特性分析，不适用于大偏移扰动、轴向失稳、壳体共振以及磁轴承控制失稳等极端工况。

建立系统基准坐标系，以转子旋转轴线为Z轴、径向振动平面为X - Y平面，该系统包含电机转子与飞轮转子，仅考虑径向振动时每个转子均具备2个平动、2个转动共4个自由度，定义系统广义位移向量q：

$$q=\begin{bmatrix}q_1\\q_2\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}x_1 & y_1 & \theta_{x1} & \theta_{y1} & x_2 & y_2 & \theta_{x2} & \theta_{y2}\end{bmatrix}^T \tag{1}$$

式中x_i、y_i分别代表第i个转子质心沿X、Y方向的平动位移，θ_{xi}、θ_{yi}为第i个转子绕X、Y轴产生的微小摆动转角。基于牛顿欧拉方程，恒定转速Ω下单转子无外激励运动方程由质量矩阵与陀螺力矩矩阵构成，组装得到系统整体质量矩阵M与分块对角形式的陀螺矩阵G：

$$M=\mathrm{diag}\left(m_1,m_1,J_{d1},J_{d1},m_2,m_2,J_{d2},J_{d2}\right) \tag{2}$$

$$G=\begin{bmatrix}G_1 & 0\\0 & G_2\end{bmatrix} \tag{3}$$

其中，m_i为转子质量，J_{di}为赤道转动惯量，J_{pi}为极转动惯量。单转子的陀螺矩阵G_i为：

$$G_i=\begin{bmatrix}0 & 0 & 0 & 0\\0 & 0 & 0 & 0\\0 & 0 & 0 & J_{pi}\\0 & 0 & -J_{pi} & 0\end{bmatrix} \tag{4}$$

系统配备4套自上而下编号的径向磁轴承，第i套轴承刚度为$(k^i_{xx},\ k^i_{xy},\ k^i_{yx},\ k^i_{yy})$、第i套轴承阻尼为$(c^i_{xx},\ c^i_{xy},\ c^i_{yx},\ c^i_{yy})$，第i套轴承的刚度矩阵$K^i_b$与阻尼矩阵$C^i_b$为：

$$K^i_b=\begin{bmatrix}k^i_{xx} & k^i_{xy}\\k^i_{yx} & k^i_{yy}\end{bmatrix},C^i_b=\begin{bmatrix}c^i_{xx} & c^i_{xy}\\c^i_{yx} & c^i_{yy}\end{bmatrix} \tag{5}$$

其中：k^i_{xx},k^i_{yy}为主刚度，k^i_{xy},k^i_{yx}为交叉耦合刚度；c^i_{xx},c^i_{yy}为主阻尼，c^i_{xy},c^i_{yx}为交叉耦合阻尼。

4套磁轴承相对对应转子质心的轴向距离依次

为l_1,l_2（电机转子）和l_3,l_4（飞轮转子），轴承位于质心上方轴向距离取$+l_i$，位于下方取$-l_i$，结合小角度近似得到质心位移至轴承作用点的转换矩阵T_{li}：

$$T_{li}=\begin{bmatrix}1 & 0 & 0 & (-1)^{i+1}l_i\\ 0 & 1 & (-1)^{i}l_i & 0\end{bmatrix} \tag{6}$$

将轴承作用力等效至转子质心位置，电机转子、飞轮转子等效支承刚度与阻尼矩阵满足$K_{Bi}=\sum_j T_{lj}^T K_b^i T_{lj}$、$C_{Bi}=\sum_j T_{lj}^T C_b^i T_{lj}$，电机转子求和取$J$=1,2，飞轮转子求和取$J$=3,4，进一步组装分块对角形式的系统全局轴承刚度矩阵K_B与阻尼矩阵C_B：

$$K_B=\begin{bmatrix}K_{B1} & 0\\ 0 & K_{B2}\end{bmatrix},C_B=\begin{bmatrix}C_{B1} & 0\\ 0 & C_{B2}\end{bmatrix} \tag{7}$$

针对筒式磁联轴器，仅考虑其径向刚度k_c并构造局部刚度对角阵$K_c^*=\mathrm{diag}(k_c,k_c)$，联轴器在电机转子、飞轮转子上作用点相对各自质心的轴向距离为l_{c1}、l_{c2}，对应位移转换矩阵为：

$$K_C=\begin{bmatrix}T_{c1}^T K_c^* T_{c1} & -T_{c1}^T K_c^* T_{c2}\\ -T_{c2}^T K_c^* T_{c1} & T_{c2}^T K_c^* T_{c2}\end{bmatrix} \tag{8}$$

综合系统惯性效应、陀螺力矩、磁轴承阻尼与支承弹性力、磁联轴器耦合力，同时引入转子残余不平衡激励向量F_{unb}，建立该磁悬浮双转子系统动力学微分方程：

$$M\ddot{q}+(C_B+\Omega G)\dot{q}+(K_B+K_C)q=F_{unb} \tag{9}$$

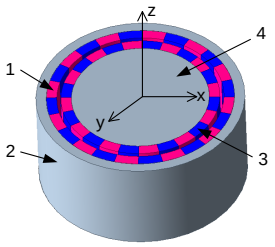
式中$M\ddot{q}$表征系统平动与摆动惯性力；$C_B\dot{q}$为磁轴承输出阻尼力；$\Omega G\dot{q}$为旋转转速诱发的陀螺力矩；K_Bq为磁轴承主刚度与交叉刚度共同提供的弹性恢复力；K_Cq为筒式磁联轴器产生的转子间径向耦合作用力；F_{unb}为转子不平衡激振力。对系统齐次动力学方程开展特征值求解，能够获取不同工作转速Ω下系统各阶固有频率ω及对应模态振型，系统的特征方程可表示为：

$$\left|(K_B+K_C)-\omega^2 M+j\omega(\Omega G+C_B)\right|=0 \tag{10}$$

3 磁联轴器力学特性

筒式磁联轴器，如图3所示，主要由外转子永磁体、外转子导磁背铁、内转子永磁体以及内转子导磁组成，其结构尺寸参数见表1。

联轴器磁极对数为12对，相邻同极性磁极中心夹角30°，转矩传递的变化周期为30°；联轴器单边工作气隙为10 mm，转矩峰值出现在相对扭转角7.5°处。开展电磁场有限元仿真，峰值转矩工况下的联轴器磁通密度分布云图如图4所示。仿真表明磁通主要集中于永磁体、气隙及轭铁区域，磁路闭合良好，无明显偏磁与单边磁拉力，内外轭铁磁密处于合理区间；永磁体边角处红黄色高磁密区域由磁通汇聚效应引起，属于径向充磁结构的正常局部现象。



注：1.外转子永磁体 2.外转子背铁 3.内转子永磁体 4内转子背铁

图3 筒式磁联轴器结构

Fig. 3 Structure of the cylindrical magnetic coupling

表1 筒式磁联轴器结构参数

Table 1 Structural parameters of the cylindrical magnetic coupling

参数	数值/mm
联轴器轴向长度	240
外传子外径	500
外转子永磁体外径	450
外转子永磁体内径	400
内转子永磁体外径	380
内转子永磁体内径	330

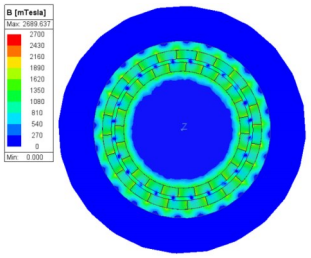


图4 内转子旋转7.5度时的磁通密度

Fig. 4 Magnetic flux density distribution when the inner rotor rotates by 7.5°

联轴器输出转矩随相对扭转角的变化规律如图5所示，0°~30°为一个完整转矩波动周期，仿真得到联轴器极限承载转矩可达11.26 kN·m。飞轮储能系统设计额定功率1.2 MW，额定功率转速区间3000-6000 r/min，计算得到系统所需最大转矩为3.82 kN·m；联轴器极限转矩为系统最大转矩的2.95倍，转矩承载裕量充足。

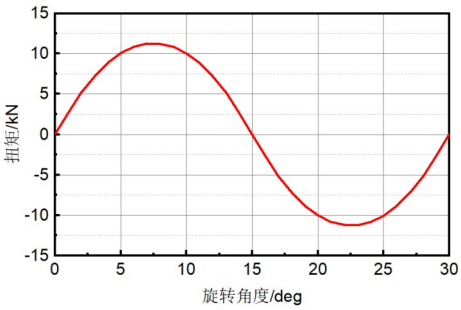


图 5　联轴器扭矩随旋转角度的变化曲线图
Fig. 5　Variation curve of coupling torque with relative rotation angle

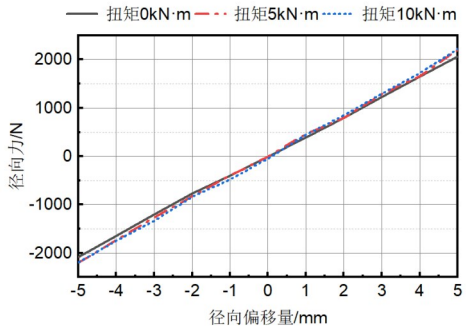


图 6　联轴器径向力随径向偏移量的变化曲线图
Fig. 6　Variation curve of coupling radial force with radial offset

为分析联轴器径向力学特性，选取传递转矩0 kN·m、5 kN·m、10 kN·m三种工况，转子径向位移沿坐标轴X正方向为正；磁联轴器作用于从动转子的径向电磁力，沿坐标轴X正方向为正，计算径向X方向偏移±5 mm范围内的径向作用力，结果曲线如图6所示。磁联轴器径向刚度为电磁力相对于径向偏移量的负导数，所研究筒式磁联轴器呈现负径向刚度。三种工况对应的等效径向刚度分别为-416.40 N/mm、-431.98 N/mm、-445.58 N/mm，随传递转矩增大，联轴器等效径向负刚度效应小幅增强。

4　双转子系统动力学特性研究

4.1　双转子系统仿真参数与建模基础

以1.2 MW-125 kWh磁悬浮双转子系统为研究对象，建立有限元仿真模型，其几何、质量惯性、材料、支承与耦合部件关键参数，见表2。

采用六面体实体单元对电机转子与飞轮转子进行网格划分，有限元模型如图7所示。采用弹簧-阻尼单元等效表征径向磁轴承的刚度与阻尼特性，构建双转子多弹簧支承等效力学模型；通过连接副模拟磁联轴器内外转子永磁体之间的径向耦合刚度，等效模型如图8所示。

表 2　双转子系统仿真参数
Table 2　Simulation parameters of the dual-rotor system

参数	数值
电机转子质量/kg	1670.17
电机转子极转动惯量/kg·m2	64.40
电机转子赤道转动惯量/kg·m2	181.70
飞轮转子质量/kg	10580.44
飞轮转子极转动惯量/kg·m2	3273.52
飞轮转子赤道转动惯量/kg·m2	2171.24
电机上径向磁轴承到质心（电机）距离/mm	508
电机下径向磁轴承到质心（电机）距离/mm	392
飞轮上径向磁轴承到质心（飞轮）距离/mm	458
飞轮下径向磁轴承到质心（飞轮）距离/mm	492
联轴器到质心（电机）距离/mm	682
联轴器到质心（飞轮）距离/mm	818
材料密度/(kg/m^3)	7850
材料模量/GPa	200
工作转速区间/(r/min)	3000-6000
磁轴承刚度/(N/mm)	10000
磁轴承阻尼/(N·s/mm)	5
联轴器刚度/(N/mm)	400

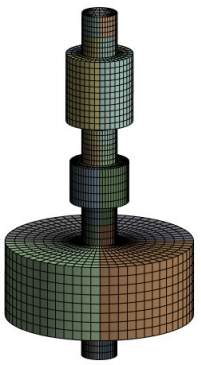


图 7　双转子有限元模型
Fig. 7　Finite element model of the dual-rotor system

4.2　双转子系统模态特性分析

基于有限元仿真模型进行模态求解，计算得到系统固有频率与进动特性，绘制系统坎贝尔图，如图9所示。坎贝尔图可直观反映陀螺效应引发的正、反进动频率分裂规律，同时提取各阶共振对应

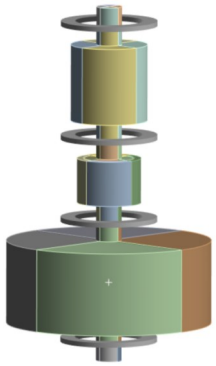


图 8 双转子轴承支承位
Fig. 8 Bearing support layout of the dual-rotor system

的临界转速。系统前7阶模态为刚体模态，由双转子平动与摆动运动产生，对应的临界转速分别为371.21 r/min、417.47 r/min、441.41 r/min、548.32r / min、1065.96 r/min、1087.11 r/min、1988.14 r/min；第8阶为一阶弯曲模态，临界转速为13706.80 r/min，由飞轮转子反向涡动与转频交汇形成。系统工作转速区间为3000~6000 r/min，与最高刚体模态临界转速1988.14 r/min存在显著间隔，可有效规避低阶共振风险；一阶弯曲临界转速远高于系统工作转速上限，运行过程中不会激发弯曲共振。

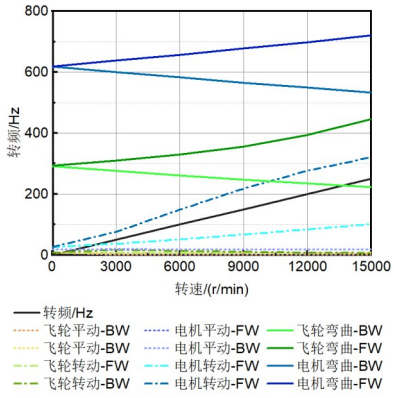
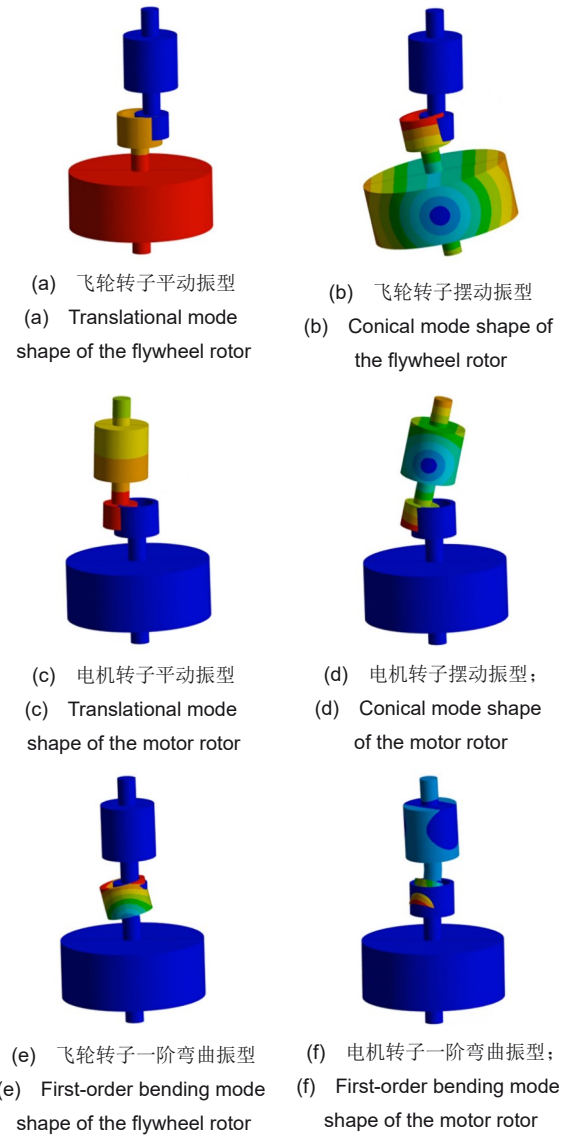


图 9 Campbell图
Fig. 9 Campbell diagram

提取零转速下系统各阶固有频率及对应模态振型，各阶模态分类与固有频率结果如下：飞轮径向平动模态固有频率6.96Hz，模态振型如图10（a）所示；飞轮摆动转动模态固有频率7.43 Hz，模态振型如图10（b）所示；电机转子径向平动模态固有频率17.74 Hz，模态振型如图10（c）所示；电机转子摆动转动模态固有频率25.69 Hz，模态振型如图10（d）所示；飞轮转子一阶弯曲模态固有频率292.37 Hz，模态振型如图10（e）所示；电机转子一阶弯曲模态固有频率618.70 Hz，模态振型如图10（f）所示。低阶模态以转子刚体平动、摆动为主，中高频模态对应转子自身弹性弯曲变形，飞轮转子弯曲固有频率显著低于电机转子，说明飞轮刚度相对更弱，更易激发弯曲振动。

4.3 双转子系统不平衡响应动力学分析

以G1级动平衡精度要求设置不平衡激励，不平衡载荷分别施加于电机转子、飞轮转子各自质心



(a) 飞轮转子平动振型
(a) Translational mode shape of the flywheel rotor

(b) 飞轮转子摆动振型
(b) Conical mode shape of the flywheel rotor

(c) 电机转子平动振型
(c) Translational mode shape of the motor rotor

(d) 电机转子摆动振型；
(d) Conical mode shape of the motor rotor

(e) 飞轮转子一阶弯曲振型
(e) First-order bending mode shape of the flywheel rotor

(f) 电机转子一阶弯曲振型；
(f) First-order bending mode shape of the motor rotor

图 10 双转子振型图
Fig. 10 Mode shapes of the dual-rotor system

处，不平衡质量旋转半径设为1 mm，电机转子施加不平衡质量2.66 kg，飞轮转子施加不平衡质量16.84 kg。完成强迫振动仿真求解，获取转子振动位移、磁轴承支反力仿真数据。

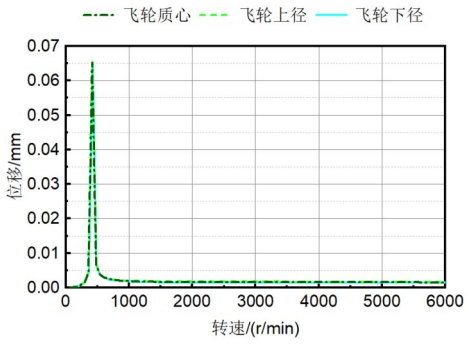


图 11　不平衡作用下的飞轮质心、上/下径向轴承位的位移曲线图

Fig. 11　Displacement curves of the flywheel center of mass and upper/lower radial bearing positions under unbalance excitation

飞轮转子质心及飞轮侧上下径向磁轴承测点的径向振动位移随转速变化曲线，如图11所示。飞轮侧三处测点的位移曲线基本重合，全程仅出现一处共振峰值，最大振动位移为65.19 μm。该现象是由于飞轮转子刚体平动模态（6.96 Hz）与摆动模态（7.44 Hz）频率过近，两种振动形式被同步激发，最终形成单一共振尖峰。

电机转子质心及电机侧上下径向磁轴承测点径向振动位移曲线，如图12所示。电机侧振动曲线共出现三处显著共振峰值。第一处共振频率与飞轮转子共振频率一致，由筒式磁联轴器的跨转子振动耦合效应引发；第二处峰值对应电机转子径向平动固有频率，为整机最大振动幅值，峰值位移达30.23 μm；第三处共振对应电机转子摆动模态，该转速区间内电机上下磁轴承位移曲线出现明显分离，体现转子偏转摆动对两端支承振动响应的差异化影响。

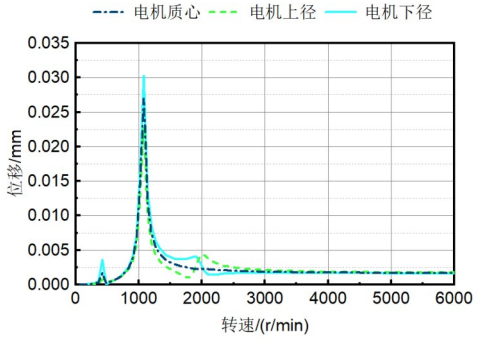


图 12　不平衡作用下的电机质心、上/下径向轴承位的位移曲线图

Fig. 12　Displacement curves of the motor center of mass and upper/lower radial bearing positions under unbalance excitation

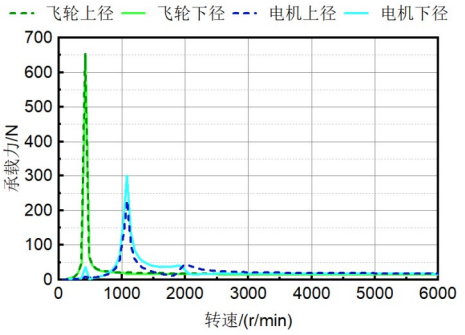


图 13　不平衡作用下的轴承承载力曲线图

Fig. 13　Dynamic bearing force curves under unbalance excitation

全转速范围内四组径向磁轴承的动态支承反力变化曲线，如图13所示。各轴承载荷峰值均对应系统各阶共振转速，非共振区间内轴承动态载荷运行平稳。对比四组轴承载荷特性可知，飞轮侧轴承的承载力峰值更大，电机侧轴承载荷整体波动更小。在工作转速区间内，各组磁轴承动态承载力数值较低、变化平缓。

5　多参数敏感性对双转子系统动力学特性的影响

为明确联轴器径向刚度、磁轴承刚度与阻尼对系统临界转速、振动位移及模态特性的影响规律，采用单因素变量法设置多组梯度工况开展敏感性分析。

5.1　联轴器刚度对系统动力学特性的影响

筒式永磁联轴器的径向刚度随传递转矩动态变化，是实现电机转子与飞轮转子动力学耦合的关键参数。根据联轴器力学特性仿真结果，选取0kN·m、5kN·m、10kN·m三种典型传递转矩工况，对应径向刚度分别为-416.40N/mm、-431.98N/mm、-445.58N/mm，对比分析刚度变化对系统临界转速与振动位移的影响规律，计算结果汇总于表3。

表 3 联轴器刚度对系统动力学特性的影响

Table 3 Influence of coupling stiffness on system dynamic characteristics

联轴器刚度	-416.40N/mm	-431.98N/mm	-445.58N/mm
刚体临界转速1/rpm	371.21	371.33	371.44
刚体临界转速2/rpm	417.47	417.62	417.74
刚体临界转速3/rpm	441.41	441.76	442.06
刚体临界转速4/rpm	548.32	549.08	549.74
刚体临界转速5/rpm	1065.96	1066.59	1067.13
刚体临界转速6/rpm	1087.11	1087.58	1087.99
刚体临界转速7/rpm	1988.14	1989.64	1990.94
一阶弯曲临界转速/rpm	13706.80	13706.91	13707.01
飞轮上径轴承最大位移μm	65.44	66.22	66.87
飞轮下径轴承最大位移μm	64.93	65.80	66.54
电机上径轴承最大位移μm	22.82	23.02	23.20
电机下径轴承最大位移μm	30.23	30.38	30.50

临界转速分析结果表明，随联轴器径向负刚度数值增大，系统各阶低阶刚体模态对应的刚体临界转速小幅提升，而高阶一阶弯曲临界转速在13707r/min基本保持不变。这说明联轴器径向刚度仅对转子平动、摆动类低阶刚体模态产生影响，对飞轮转子一阶弯曲模态无调控作用。

从振动位移响应特性来看，随联轴器径向负刚度数值增加，飞轮侧与电机侧各轴承的最大振动位移均略有上升。其原因在于，联轴器负刚度数值提升会加剧双转子间的振动耦合作用，使大质量飞轮转子的振动能量更易传递至电机侧，同时小幅提升系统整体刚度，促使共振频率向高频偏移。总体而言，在0～10kN·m转矩工况范围内，联轴器刚度波动对系统动力学性能的影响有限，双转子系统具备良好的转矩适配稳定性。

5.2 磁轴承刚度对系统动力学特性的影响

径向磁轴承支承刚度是决定转子系统支承特性的核心参数，直接影响系统固有频率分布与振动响应特性。本文选取5组不同磁轴承支承刚度工况开展仿真计算，系统各阶模态固有频率、临界转速及振动位移的计算结果如表4所示。

表 4 磁轴承支撑刚度对系统动力学特性的影响

Table 4 Influence of magnetic bearing support stiffness on system dynamic characteristics

磁轴承支撑刚度	5×10^5N/m	1×10^6N/m	1.5×10^6N/m	1×10^7N/m	1.5×10^7N/m
飞轮平动模态/Hz	1.58	2.23	4.95	6.96	8.49
飞轮转动模态/Hz	1.97	2.67	5.37	7.43	9.026
电机平动模态/Hz	4.40	6.08	12.74	17.74	21.60
电机转动模态/Hz	8.08	9.70	18.52	25.69	31.26
飞轮一阶弯曲模态/Hz	290.90	290.90	290.90	290.90	290.90
电机一阶弯曲模态/Hz	618.49	618.51	618.59	618.70	618.81
刚体临界转速1/rpm	91.90	128.39	272.25	371.21	443.47
刚体临界转速2/rpm	94.62	133.90	297.15	417.47	509.39
刚体临界转速3/rpm	117.79	158.99	319.71	441.41	535.88
刚体临界转速4/rpm	119.95	164.29	364.19	548.32	710.00
刚体临界转速5/rpm	265.06	364.96	764.65	1065.96	1298.87
刚体临界转速6/rpm	267.00	365.91	766.77	1087.11	1356.74
刚体临界转速7/rpm	670.73	795.73	1458.12	1988.14	2398.91
一阶弯曲临界转速/rpm	13706.76	13706.76	13706.78	13706.80	13706.81
飞轮上径轴承最大位移/μm	4.32	4.69	46.06	65.44	14.59
飞轮下径轴承最大位移/μm	5.30	5.60	47.34	64.93	14.22
电机上径轴承最大位移/μm	5.34	9.25	16.51	22.82	24.89
电机下径轴承最大位移/μm	3.72	6.88	20.00	30.23	34.18

仿真结果表明，磁轴承支承刚度对系统低阶刚体模态的固有频率与刚体临界转速影响显著。当支承刚度由5×10^5N/m提升至1.5×10^7N/m时，系统各阶刚体模态固有频率呈单调上升趋势，各阶刚体临界转速亦随刚度增大大幅提升，其中第七阶刚体临界转速增幅超过2.5倍。不同于刚体模态，飞轮与电机转子的一阶弯曲模态不受支承刚度影响，其一阶弯曲临界转速基本稳定在13707r/min。结合模态振型（图10（e-f））分析可知，飞轮与电机一阶弯曲模态的振型节点与磁轴承支承位置重合，弯曲

变形驻点对应支承点位，因此支承刚度变化无法改变弯曲模态固有特性，仅对转子低频平动、摆动类刚体模态具有调控作用。

从振动位移响应特性分析，在5×10^5～1×10^7 N/m刚度区间内，飞轮侧轴承振动位移随支承刚度提升整体呈上升趋势；当刚度进一步增大至1.5×10^7N/m时，振动位移回落至14 μm左右。该现象源于转子平动与摆动振动的振幅叠加效应趋于分离，最终造成振动峰值下降。电机侧振动位移随支承刚度提升持续增大，由初始3～5μm逐步升至24～34μm，说明支承刚性增强后，转子振动向轴承支承端的传递效应更为突出。

5.3　磁轴承阻尼对系统动力学特性的影响

磁轴承阻尼是抑制系统共振振动、提升转子运行稳定性的关键参数。本文选取5组不同阻尼工况开展仿真计算，系统临界转速、振动位移及模态频率计算结果如表5所示。

表 5　磁轴承阻尼对系统动力学特性的影响

Table 5　Influence of magnetic bearing damping on system dynamic characteristics

项目	1N·s/mm	3N·s/mm	5N·s/mm	7N·s/mm	9N·s/mm
飞轮平动模态/Hz	6.96	6.96	6.96	6.96	6.96
飞轮转动模态/Hz	7.43	7.43	7.43	7.43	7.42
电机平动模态/Hz	17.75	17.74	17.74	17.73	17.72
电机转动模态/Hz	25.71	25.70	25.69	25.67	25.66
飞轮一阶弯曲模态/Hz	290.90	290.90	290.90	290.90	290.90
电机一阶弯曲模态/Hz	618.70	618.70	618.70	618.70	618.70
刚体临界转速1/rpm	371.22	371.22	371.21	371.19	371.17
刚体临界转速2/rpm	417.49	417.48	417.47	417.44	417.41
刚体临界转速3/rpm	441.44	441.43	441.41	441.39	441.35
刚体临界转速4/rpm	548.43	548.39	548.32	548.21	548.07
刚体临界转速5/rpm	1066.33	1066.21	1065.96	1065.59	1065.10
刚体临界转速6/rpm	1087.70	1087.50	1087.11	1086.52	1085.74
刚体临界转速7/rpm	1989.40	1988.98	1988.14	1986.87	1985.19
一阶弯曲临界转速/rpm	13706.80	13706.80	13706.80	13706.80	13706.80
飞轮上径轴承最大位移/μm	128.21	91.90	65.44	49.61	39.64
飞轮下径轴承最大位移/μm	127.21	91.19	64.93	49.23	39.33
电机上径轴承最大位移/μm	50.48	33.30	22.82	17.03	13.51
电机下径轴承最大位移/μm	66.91	44.13	30.23	22.56	17.88

结果表明，阻尼对系统固有频率与刚体临界转速几乎无影响，小阻尼工况下其频率调控效应可完全忽略。相比频率特性，磁轴承阻尼对系统共振位移幅值具有显著抑制效果。随着阻尼由1 N·s/mm增大至9 N·s/mm，飞轮上轴承最大振动位移降幅接近70%，电机下轴承最大振动位移降幅超过73%。系统共振位移幅值随阻尼提升近似呈反比例衰减，证实阻尼可有效压制共振峰值。因此，合理提高磁轴承阻尼是降低系统共振振动、提升转子高速运行稳定性的直接有效方式。

6　实验验证

6.1　实验装置

实验系统主要由磁悬浮双转子飞轮储能单元、充放电变流器、储能变流器、刹车电阻、飞轮储能控制器以及磁轴承状态监控装置构成，实验测试原理如图14所示，磁悬浮双转子飞轮储能样机实物如图15。该飞轮样机额定功率1.2 MW，额定储能容量125 kWh。实验在真空腔体内开展，转速范围覆盖0~6000r/min，转子保持小偏心稳态运行。振动信号采用电涡流位移传感器采集，传感器测量精度0.1 μm，采样频率20 kHz；主动磁轴承采用固定PID控制参数。

6.2　实验结果分析

实验通过四组径向磁轴承配套位移传感器采集转子全转速区间径向振动数据，获取电机侧与飞轮侧轴承测点的振动幅值响应，在相同结构与参数条件下与仿真结果进行对比分析。

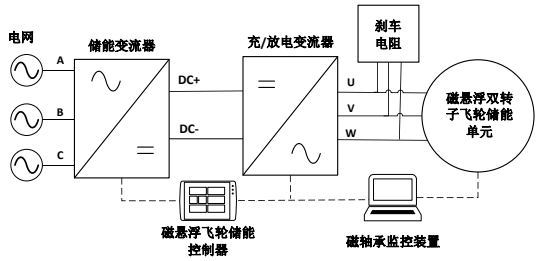


图 14 飞轮储能系统实验原理图

Fig. 14 Schematic diagram of the flywheel energy storage experimental system



图 15 双转子磁悬浮飞轮样机实物图

Figure 15 Physical photograph of the dual-rotor magnetic levitation flywheel prototype

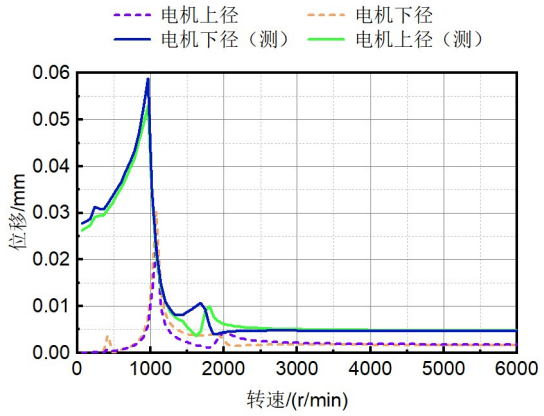


图 16 电机径向磁轴承位置振动幅值测试数据对比

Fig. 16 Comparison of measured and simulated vibration amplitudes at the motor radial magnetic bearing positions

图 16 为电机转子径向磁轴承测点振动幅值的实验与仿真对比曲线。由对比结果可知，电机转子最大共振转速仿真值与实验实测值相对误差为 3.1%，在工作转速区间，最大振动幅值仿真与试验测试误差为 3 μm。电机侧实测振动幅值整体高于仿真结果，低转速区间振幅放大现象更为显著。

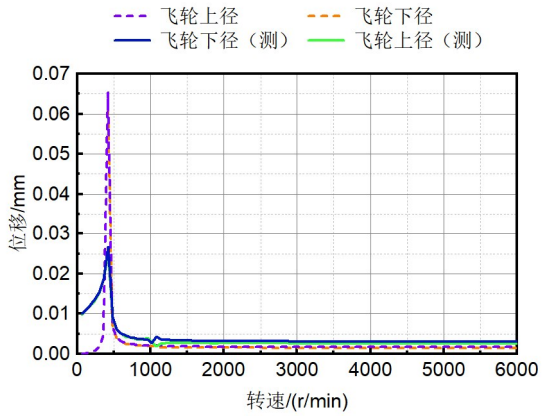


图 17 飞轮径向磁轴承位置振动幅值测试数据对比

Fig. 17 Comparison of measured and simulated vibration amplitudes at the flywheel radial magnetic bearing positions

仿真模型采用恒定的支承刚度与阻尼参数，未考虑主动磁轴承闭环控制的动态支承特性；实际工况下，磁轴承等效刚度与阻尼由控制回路实时调节，低速区间转子转动频率低，控制器等效支承刚度与阻尼较弱，对转子振动的约束能力下降，导致低速段振动幅值偏大；随着转速升高，控制器动态调控能力增强，等效支承特性提升，抑振效果显著改善。同时，仿真模型采用刚性地基简化假设，忽略了设备支撑壳体柔性耦合引发的附加振动，进一步造成实验与仿真幅值存在偏差。图 17 为飞轮转子径向磁轴承测点振动幅值的实验与仿真对比曲线。相较于仿真结果，飞轮转子最大共振转速仿真值与实验实测值相对误差为 2.2.%，在工作转速区间，最大振动幅值仿真与试验测试误差为 1 μm。飞轮侧共振区间实测振动峰值显著更低，得益于飞轮磁轴承搭载的主动抑振控制算法，可针对性抑制共振频段的振动放大效应。此外，电机侧与飞轮侧实测曲线均存在小幅局部扰动，该波动由飞轮转子通过筒式永磁联轴器向电机转子传递振动所致，是双转子耦合系统固有的动力学响应特征。

7 结 论

针对大功率飞轮储能电机在真空腔内部散热困难的技术瓶颈，本文提出了双转子磁悬浮飞轮储能新构型，为飞轮储能真空散热问题提供了新的解决思路。围绕该新型双转子系统动力学研究，得到主要结论如下：

（1）筒式磁联轴器具备充足的转矩承载能力，其极限转矩是系统最大工作转矩的2.95倍。联轴器等效径向刚度为正向刚度，在工作转矩区间内对刚体模态临界转速与转子间振动强度影响极小，该双转子结构拥有良好的转矩工况适应性。

（2）磁耦合双转子系统前7阶为刚体模态，刚体临界转速处于371.21～1988.14 r/min，一阶弯曲模态临界转速为13707 r/min；在3000~6000 r/min工作转速区间与各阶临界转速均保持足够安全余量。不平衡激励作用下，磁联轴器的跨转子振动耦合效应会诱发电机侧产生与飞轮侧同源的共振峰，飞轮侧最大振动位移为65.19 μm，电机侧最大振动位移为30.23 μm。

（3）关键参数对系统动力学特性的调控作用存在明显差异。磁轴承支承刚度是决定低阶刚体模态固有频率与刚体临界转速的核心因素，刚度提升可显著抬高刚体临界转速；由于飞轮一阶弯曲模态振型节点与磁轴承支承位置重合，支承刚度无法调控一阶弯曲模态和一阶临界转速；飞轮侧振动位移随刚度升高先增大后回落，该现象源于转子平动与摆动振动的振幅叠加效应趋于分离，使振动峰值下降。电机侧振动位移则持续增大。磁轴承阻尼对系统固有频率与临界转速几乎无影响，但可显著抑制共振振动幅值，是提升系统振动稳定性的关键参数。

（4）1.2 MW-125 kWh双转子飞轮储能样机实验结果表明，仿真模型与实际样机运行状态存在小幅幅值偏差，但能够精准复现系统平动、摆动模态的共振转速位置及振动幅值随转速的整体演化规律。实验与仿真结果偏差机理明确、变化规律高度吻合，与实际证据相符。

本文研究成果可为磁联轴器耦合式磁悬浮双转子飞轮储能装置的模态匹配、磁轴承参数选型以及动力学优化设计提供理论依据与试验支撑。本文重点研究该磁悬浮双转子系统动力学特性，不同转子构型模型间的定量对比分析，将在后续研究中系统完成。

参 考 文 献

[1] 戴兴建,魏鲲鹏,张小章,等.飞轮储能技术研究五十年评述[J].储能科学与技术,2018,7(5):765-782.

[2] 唐西胜,娄彦涛,戴兴建,等.飞轮储能技术及其构网应用展望[J].电力系统自动化,2025,49(11):1-13.

[3] 胡东旭,朱少飞,魏晓钢,等.MW级大储能量飞轮轴系结构力学及动力学研究[J].储能科学与技术,2024,13(5):1542-1550.

[4] 刘佩,魏鲲鹏,戴兴建.1MW/60MJ飞轮储能系统轴系动力学分析与试验研究[J].储能科学与技术,2017,6(6):1257-1263.

[5] 彭龙,李光军,崔亚东,等.储能飞轮的转子动力学分析与测试试验[J].储能科学与技术,2019,8(3):595-601.

[6] 王明月.超高速飞轮储能转子及其支撑系统设计与特性分析[D].南京航空航天大学,2022.

[7] 陈春阳.储能飞轮系统转子动力学及其影响因素分析[D].华北电力大学(北京),2024.

[8] 韩建伟.飞轮储能系统转子结构设计及动力学分析[D].华北电力大学(北京),2025.

[9] Mai Q ,Hu Q ,Chen X .A Comprehensive Analysis of the Loss Mechanism and Thermal Behavior of a High-Speed Magnetic Field-Modulated Motor for a Flywheel Energy Storage System[J].Machines,2025,13(6):465-465.

[10] 郭柯雨.功率型飞轮储能系统转子热特性分析与温度预测[D].华北电力大学(北京),2025.

[11] 陈磊,王亮,林曦鹏,等.飞轮储能热管理研究现状分析[J].中外能源,2019,24(2):84-91.

[12] 焦渊远,王艺斐,戴兴建,等.飞轮储能系统电机转子散热研究进展[J].储能科学与技术,2023,12(10):3131-3144.

[13] 李博文,文贤馗,范强,等.MW级飞轮电机转子中空轴内通流散热实验研究[J].储能科学与技术,2025,14(8):2925-2931.

[14] 陈海生,李泓,徐玉杰,等.2024年中国储能技术研究进展[J].储能科学与技术,2025,14(6):2149-2192.

[15] 王东雄.磁悬浮双转子系统动力学特性研究[D].武汉科技大学,2019.

[16] 胡雅楠.内外双转子系统非线性动力学特性研究[D].华北电力大学,2023.

[17] 崔江.双转子—滚动轴承系统的动力学特性研究[D].哈尔滨工业大学,2017.

[18] 刘明,郭旭民,官宏,等.基于梁壳耦合的双转子系统动力学建模及验证[J].振动、测试与诊断,2026,46(4):793-800+941.

[19] 王冬寒.同轴对转双转子耦合振动辨析及动平衡方法[D].北京化工大学,2025.

[20] Liu M ,Wang N ,Chen X , et al.Periodic Motion Characteristics of a Magnetic Suspended Dual-Rotor System with Nonlinear Bearing Effects[J].Sensors,2026,26(14):4400-4400.