

储能飞轮转子轴承系统动力学设计与试验研究*

戴兴建 卫海岗 沈祖培
(清华大学工程物理系 北京 100084)

摘要: 飞轮储能系统通过飞轮升速和降速来实现电能储存和释放, 研究飞轮转子轴承系统固有频率预计、临界转速设计、动平衡等动力学问题。采用永磁轴承与螺旋槽动压轴承的混合支承方式, 建立储能飞轮强度、动力学和充放电特性试验研究装置, 进行了动平衡、阻尼支承调整、飞轮储能系统损耗和发电量测试等试验, 试验飞轮达到设计转速 42.0 kr/min, 总储能 497 W·h, 从 42.0 kr/min 降速到 13.8 kr/min, 可用放电能达到 290 W·h。

关键词: 飞轮储能系统 转子动力学

中图分类号: TH133

0 前言

飞轮储能(Flywheel energy storage)是具有广泛应用前景的机械储能方式, 它的基本原理是由电动机驱动飞轮到高速旋转, 电能转变为机械能储存。当需要电能时, 飞轮减速, 电动机作发电机运行, 将飞轮动能转换成电能, 飞轮的升速和降速, 实现了电能的存入和释放。近年来, 由于高强度纤维材料、低损耗轴承和电力电子学三方面技术的发展使飞轮储能的实际应用成为现实, 飞轮储能技术在电力系统调峰、风力发电、车辆供能、不间断电源、低地轨道卫星储能、电磁炮和鱼雷等方面的应用在美国、英国、德国、日本和瑞士等国已得到广泛的研究^[1]。

为提高飞轮的转速, 降低的损耗, 提高能量转换效率, 需要研究三个关键技术: ① 材料和飞轮结构技术。目前飞轮多采用高强度纤维加树脂的复合材料制作。美国 Maryland 大学设计的碳纤维复合材料飞轮线速度可达 1 368 m/s, 储能密度达 116 W·h/kg^[2]。② 低损耗轴承技术。永磁轴承和螺旋槽动压轴承可用于飞轮储能, 轴承功耗小, 但抗干扰能力弱^[3]。主动式磁轴承(AMB)通过控制达到转子全悬浮运行, 无机械摩擦损耗, 但控制复杂, 有电磁损耗及控制电路能耗^[4]。高温超导体和永磁组成的超导磁轴承属于被动式磁轴承(PMB), 摩擦因数极低, 因此具有高承载力、低损耗和无需精密控制等优点^[5]。③ 高效能量转换技术。一般采用无刷、直流、永磁电动/发电机, 采取减低铁损和铜损技术措施, 电能输入输出需要高效率电能转换器, 争

取储能循环效率超过 95%。

中科院电工研究所和清华大学 20 世纪 90 年代中期开始飞轮储能技术的试验研究, 1997 年 2 月清华大学工程物理系飞轮实验室完成 200 W·h 储能飞轮原理验证试验^[6]。飞轮的安全升降速是飞轮储能系统实现电能储存、释放的基本条件, 为保证飞轮的高速运行必须解决飞轮转子轴承系统动力学问题。在实验研究中, 采用成本低廉、技术成熟的永磁轴承与螺旋槽动压轴承的混合支承方式, 建立 500 W·h 飞轮储能系统装置, 成功地进行了飞轮升速、降速和充放电运行试验。

1 储能飞轮技术指标

绕对称轴高速旋转的飞轮额定工作转速下的总储能

$$E_1 = \frac{1}{2} J_p \omega_m^2 = m K_s K_m \frac{\sigma_b}{\rho} \quad (1)$$
$$\omega_m = n\pi / 30$$

式中 J_p ——飞轮极转动惯量
 ω_m ——飞轮额定旋转角速度(rad/s)
 n ——飞轮转速(r/min)
 m ——飞轮质量
 K_s ——飞轮形状系数
 K_m ——飞轮材料利用系数
 σ_b ——材料的抗拉强度
 ρ ——材料密度

通常式(1)数值除以 3 600 将储能单位由焦耳(J)换算成瓦时(W·h)。对于图 1a 所示圆环柱体飞轮, 单位质量储能

$$E_2 = \frac{E_1}{m} = \frac{1}{4} \left[1 + \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right] K_m \frac{\sigma_b}{\rho} \quad (2)$$

* 清华大学基础研究基金资助项目(JC1999030)。20011008 收到初稿, 20020420 收到修改稿

单位空间储能

$$E_3 = \frac{E_1}{V} = \frac{1}{4} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^4 \right] K_m \sigma_b \quad (3)$$

式中 V ——飞轮转子体积

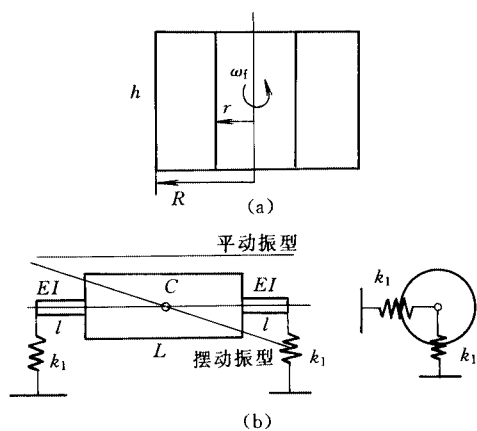


图1 飞轮转子轴承系统

R —飞轮外半径 r —飞轮内半径 h —飞轮高度 EI —梁抗弯模量

L —梁的长度 k_1 —轴承刚度 ω_f —飞轮旋转角转速

l —弹性轴段长度 C —飞轮质心

要提高飞轮比储能(单位质量、空间储能)技术指标以获得比其它储能方式的优势,需要采用高强度、低密度的材料,并进行合理的形状设计才能充分发挥材料的高强度。

2 动力学设计

飞轮转子轴承系统动力学的基本内容是:建立转子轴承系统振动方程,分析自振频率和临界转速;研究不平衡力激励下的转子强迫振动及动平衡;考虑系统内、外阻尼,分析转子轴承系统的稳定性;由于飞轮一般与电动/发电机的转子做成一体,还要考虑电磁力引起的强迫振动和不稳定因素。

储能飞轮总储能与高度成正比,但高度增加使转子按梁模型的一阶弯曲自振频率降低,飞轮的工作旋转频率可能高于一阶弯曲自振频率。超越一阶弯曲临界转速对转子动平衡、轴承阻尼技术有较高的要求,因此一般避免超临界运行。飞轮转子两端边界条件介于刚性简支和自由之间,因此飞轮亚临界设计工作旋转角速度

$$\omega_m < \lambda(1 \sim 2.27)\pi^2 \sqrt{\frac{EI}{mL^3}} \quad \text{rad/s} \quad (4)$$

式中 EI ——梁抗弯模量

m ——梁的质量

L ——梁的长度

λ ——亚临界系数,一般为0.7

亚临界运行的飞轮转子可以看成刚体,若通过

弹性轴支承在轴承上,弹性轴、轴承的柔性和飞轮的陀螺效应对飞轮轴承系统的动力学特性有着显著的影响。对图1b所示飞轮转子轴承系统,轴承刚度为 k_1 ,弹性轴段 l 的刚度

$$k_2 = \frac{6EI}{l^3} \quad (5)$$

轴段及轴承对飞轮质心 C 的角刚度

$$k_3 = \frac{2k_1 k_2}{2k_1 + k_2} \left(\frac{L}{2} + l \right)^2 \quad (6)$$

于是飞轮轴承系统一阶(平动)模态角频率^[7]

$$\omega_1, \omega_2 = \mp \sqrt{\frac{2k_1 k_2}{m(2k_1 + k_2)}} \quad (7)$$

式中 m ——飞轮质量

飞轮轴承系统二阶(摆动)模态进动角频率随着旋转角速度 ω_f 的增加而变化:当 $\omega_f = 0$ 时,得到二阶静态模态角频率 ω_{30} ;当 $\omega_f > 0$ 时,二阶模态反、正进动角频率用 ω_3 、 ω_4 表示

$$\text{静态} \quad \omega_{30} = \sqrt{\frac{k_3}{J_d}} \quad (8)$$

式中 J_d ——飞轮质心直径转动惯量
旋转状态^[7]

$$\omega_3, \omega_4 = \frac{1}{2} \frac{J_p}{J_d} \omega_f \mp \sqrt{\left(\frac{1}{2} \frac{J_p}{J_d} \omega_f \right)^2 + \omega_{30}^2} \quad (9)$$

令 $\gamma = \frac{\omega_f}{\omega_{30}}$, 于是有

$$\frac{\omega_3}{\omega_{30}}, \frac{\omega_4}{\omega_{30}} = \frac{1}{2} \frac{J_p}{J_d} \gamma \mp \sqrt{\left(\frac{1}{2} \frac{J_p}{J_d} \gamma \right)^2 + 1} \quad (10)$$

飞轮对质心直径转动惯量与极转动惯量之比为

$$\frac{J_d}{J_p} = \frac{\frac{1}{4} m(R^2 + r^2) + \frac{1}{12} mh^2}{\frac{1}{2} m(R^2 + r^2)} = \frac{1}{2} + \frac{1}{6} \frac{h^2}{R^2 + r^2} \quad (11)$$

图2是不同惯量比下随飞轮旋转角速度增加而变化的二阶模态正、反进动模态角频率,从中可以看到:①随着转速上升,正进动模态角频率 ω_4 增加、反进动模态角频率 ω_3 降低。②对于扁平转子,转动惯量比小于1, ω_4 总大于 ω_f , 转子轴承系统无二阶临界转速,转动惯量比越小, ω_4 与 ω_f 之差越大,二阶模态正进动角频率离工作转速越远,一般要求转动惯量比小于0.8。③对于细长转子,转动惯量比大于1,转子轴承系统存在二阶临界转速 $n_{cr} = 30\omega_f^*$ r/min, 转子长径比增加,转动惯量比越大,临界转速 n_{cr} 越低,转子可以更容易地通过临界转速,在满足式(4)条件下(刚性转子),可以尽量增加转子的高度。与转速接近且随转速增加而增加的模式角频率的存在对转子的稳定运行不利,因此

应当避免转动惯量比接近 1 的“方形”转子设计。依据以上分析，设计了一个“扁平”飞轮转子，飞轮参数如表 1 所示。

表 1 飞轮主要参数

参数	数值
外半径 R/m	0.300
内半径 r/m	0.160
高度 h/m	0.140
质量 m/kg	14.0
直径转动惯量 $J_d/(kg \cdot m^2)$	0.185
极转动惯量 $J_p/(kg \cdot m^2)$	0.116
转动惯量比 J_d/J_p	0.627
转动角速度 $\omega_r/(rad \cdot s^{-1})$	1400π
总储能 $E_1/(W \cdot h)$	497
单位质量储能 $E_2/(W \cdot h \cdot kg^{-1})$	34.9
单位空间储能 $E_3/(W \cdot h \cdot m^{-3})$	49400

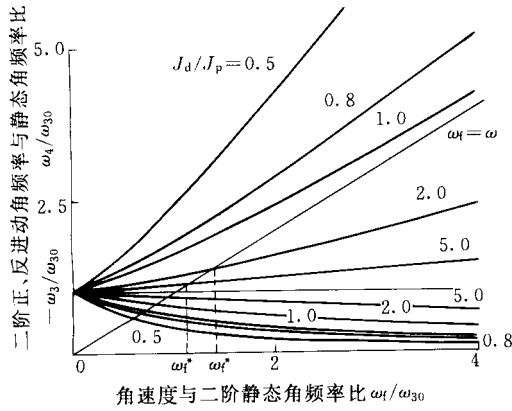


图 2 陀螺效应

图 3a 表示了储能飞轮转子轴承系统的结构，整个结构置于高真空环境的防护套筒内。飞轮上端采用永磁轴承承担飞轮 80%~90%的重量并提供径向对中刚度，飞轮通过轮毂和直径 5 mm 的弹性小轴支承在锥形螺旋槽流体动压轴承上。由于永磁和油膜悬浮，且油膜轴颈速度最高速度不超过 10 m/s，因此大大降低了飞轮支承摩擦损耗。永磁轴承上磁环悬挂在上阻尼器壳体上并在阻尼油内作小幅度振动。螺旋槽流体动压轴承窝与下阻尼器振动体固接，下阻尼器振动体通过数根筋条的弹性鼠笼与阻尼器壳体固定，弹性鼠笼起对中作用，并为阻尼器提供径向刚度，阻尼器壳体内油膜受下阻尼器振动体挤压而产生油膜阻尼。

对图 3b 中的转子轴承系统建立自由振动微分方程，用数值方法求解复特征值和特征向量。计算表明，转速为零时，飞轮转子轴承系统一共有 4 个固有模态。如图 3c 所示，根据振型特征可分为飞轮一阶、飞轮二阶、下阻尼器和上阻尼器模态。随着转速上升，飞轮一阶和飞轮二阶模态因陀螺效应而分离为正、反进动，正进动模态角频率随转速上

升而增加；反进动模态角频率随转速上升而降低；上、下阻尼器模态角频率基本维持不变。正进动模态角频率与自转角频率相等时对应的转速即为临界转速，转子通过此转速时会发生共振，飞轮支承系统在工作转速以下一共将通过 3 个临界转速：240 r/min(飞轮一阶振型)、1 620 r/min(下阻尼振型)和 2 220 r/min(上阻尼振型)。

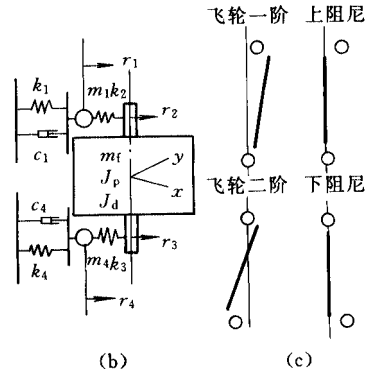
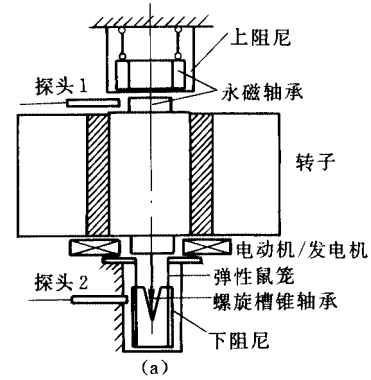


图 3 飞轮转子轴承结构、力学模型和振型

- m_1 ——上阻尼器质量， $m_1=0.2\text{ kg}$
- m_r ——飞轮转子质量， $m_r=14.0\text{ kg}$
- m_4 ——下阻尼器质量， $m_4=0.4\text{ kg}$
- J_p ——飞轮极转动惯量， $J_p=0.185\text{ kg}\cdot\text{m}^2$
- J_d ——飞轮绕其质心处直径转动惯量， $J_d=0.116\text{ kg}\cdot\text{m}^2$
- h ——飞轮高度， $h=0.14\text{ m}$
- k_1 ——上阻尼刚度， $k_1=10\text{ kN/m}$
- c_1 ——上阻尼系数， $c_1=50\text{ N}\cdot\text{s/m}$
- k_2 ——磁轴承刚度， $k_2=4\text{ kN/m}$
- k_3 ——小轴刚度， $k_3=160\text{ kN/m}$
- k_4 ——下阻尼刚度， $k_4=40\text{ kN/m}$
- c_4 ——下阻尼系数， $c_4=500\text{ N}\cdot\text{s/m}$

3 试验研究

为实现电能的储存和释放，建立了一套飞轮储能系统试验运行装置(图 4)。试验系统包括：电力变换器、飞轮轴承系统、电动/发电机、真空室和模拟负载以及机械量、电量测量仪器。储能飞轮系统在充电运行状态时，50 Hz 交流电经电力变换器调频后驱动电动机，电动机带动飞轮升速，电能转

换成飞轮的转动动能；飞轮系统处于放电状态时，飞轮降速，带动电机，电机做发电运行，发电机发出的电流经电力变换器调整为直流电，带动模拟负载。

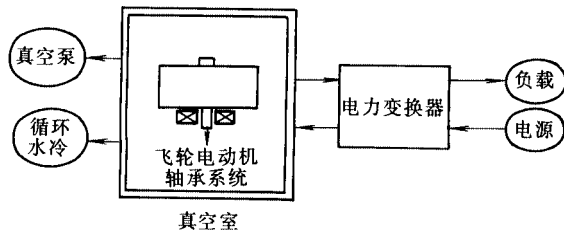


图 4 飞轮储能试验系统

3.1 动平衡

复合材料飞轮在缠绕成形工艺中，容易产生较大的不平衡。飞轮的升降速运行需要尽量减小转子的残余不平衡量，从而减小飞轮转子的不平衡响应。运用二平面影响系数法，在实验室研制的动平衡机上对试验飞轮进行了低速动平衡。飞轮体两端通过平衡轴承在平衡机上相同的弹性支承上，由橡胶带驱动飞轮升速到 1 035 r/min。两个飞轮的平衡结果如表 2 和表 3 所示。

表 2 1#飞轮动平衡试验结果

参数	平面 I	平面 II
原始振动 U/mV	8.13($\alpha=277^\circ$)	17.80($\alpha=93^\circ$)
平衡后振动 U/mV	0.47($\alpha=215^\circ$)	0.42($\alpha=272^\circ$)
平衡台平衡铁块质量 m_w/g	7.6($\alpha=199^\circ$)	13.4($\alpha=21^\circ$)
现场平衡贴块质量 m_w/g	4.0($\alpha=192^\circ$)	9.0($\alpha=19^\circ$)

表 3 2#飞轮动平衡试验结果

参数	平面 I	平面 II
原始振动 U/mV	3.82($\alpha=244^\circ$)	21.40($\alpha=82^\circ$)
平衡后振动 U/mV	0.27($\alpha=142^\circ$)	0.62($\alpha=89^\circ$)
平衡台平衡铁块质量 m_w/g	4.6($\alpha=181^\circ$)	16.0($\alpha=24^\circ$)
现场平衡贴块质量 m_w/g	4.5($\alpha=174^\circ$)	14.0($\alpha=24^\circ$)

注：表 2，表 3 中 α 为振动峰值(或贴块质量)对应的相位

将飞轮竖直安装在储能试验台的真空室内的永磁轴承和流体动压轴承阻尼支承上，进行高速(13.8 kr/min)现场动平衡，采用的贴重量与动平衡机上的有一定的差别，但相位一致性很好。导致贴重量差别的原因在于：飞轮转子支承条件由水平对称支承变成竖直上下阻尼支承，上下支承刚度不同；现场动平衡的飞轮加装一个平衡状态未知的电动机转子；现场动平衡振动测量值含有转子竖直静偏摆的系统偏差。

3.2 支承阻尼器试验

经过动平衡的飞轮在升速试验运行过程中，容易通过 3 个临界转速，通过对转子上端和下阻尼体的测点观察到飞轮一阶和下阻尼临界转速分别为 216 r/min、1 800 r/min。运行到较高的转速之后，

16 r/min、1 800 r/min。运行到较高的转速之后，常常出现频率为 7 Hz 小幅低频异步进动，低频异步进动幅度虽然很小，但是一旦发散，会导致严重的碰摩事故。经过多次试验研究发现：阻尼器的刚度(弹性鼠笼筋条的厚度和宽度)和阻尼参数(油膜间隙)不匹配时，飞轮在运行过程中就会产生低频异步进动。合适的弹性支承为厚 1 mm 宽 1.2~2.0 mm；油膜间隙为 0.2~0.6 mm^[8]。

3.3 损耗及发电量测量

经多次运行试验，飞轮平稳地升速到 42 kr/min (n_{max})，图 5 是对转子上端及阻尼器的振动信号分析得到的同步振动幅频曲线。飞轮达到设计工作转速后，开始降速运行，降速运行中，可以有两种方式：发电降速和自由降速。自由降速时发电机空载运行，飞轮由于空气摩擦、轴承摩擦和电动机电涡流损耗导致转速降低动能损耗，测量转速 n 降低 Δn_d 所需时间 t_d ，即可由下式计算出空载能量损耗功率

$$P_i = \frac{\pi^2 J_p n \Delta n_d}{900 t_d} \quad \Delta n_d \ll n \quad (12)$$

发电降速时，发电机带负载运行，电机回路有电流通过，能量损耗增加一项铜损，带动负载要经过电力变换器而存在转换能量损耗，两项合称发电损耗，因此总功率

$$P = P_i + P_c + P_l = \frac{\pi^2 J_p n \Delta n}{900 \Delta t} \quad \Delta n \ll n \quad (13)$$

式中 P_c ——发电损耗功率

P_l ——负载功率

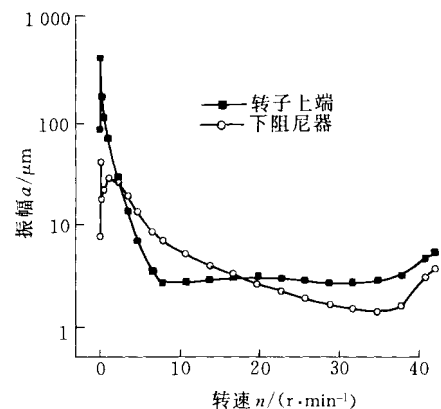


图 5 转子上端及阻尼器同步振动

负载功率 P_l 通过负载电路上的电流计和电压计直接测量。将各项功率对时间积分，得到损耗功 $W_i + W_c$ 和负载有用功 W_l 。飞轮动能释放

$$E = W_i + W_c + W_l \quad (14)$$

放电效率

$$\eta_1 = \frac{W_l}{E} = 0.64 \quad (15)$$

飞轮转速低于 13.8 kr/min 后, 发电能力迅速下降, 发电损耗迅速增加, 以拖动负载功率 150 W 为下限, 飞轮放电工作转速不得低于 13.8 kr/min(n_{\min}), 此时放电深度

$$\zeta = \frac{E}{E_1} = \frac{n_{\max}^2 - n_{\min}^2}{n_{\max}^2} = 0.89 \quad (16)$$

表4 飞轮降速运行功耗

飞轮转速 $n/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	时间 t/s	总功率 P/W	空载功率 P_1/W	发电损耗功 率 P_c/W	负载功率 P_l/W
42 000	0	280	83	27	170
37 800	1 200	270	58	42	170
31 800	2 900	260	47	45	168
25 800	4 400	255	36	54	165
19 800	5 450	250	26	64	165
13 800	6 270	232	17	65	150
7 800	6 860	152	8	102	42

$E=453\text{W}\cdot\text{h}$ $W_l=80\text{W}\cdot\text{h}$ $W_c=83\text{W}\cdot\text{h}$ $W_r=290\text{W}\cdot\text{h}$

4 结论

储能飞轮结构设计需要考虑超临界和亚临界运行, 对于亚临界运行的刚性转子, 一般要求扁平转子的转动惯量比小于 0.8, 转子轴承系统无二阶临界转速; 而对于细长转子, 转动惯量比大于 1, 转子长径比增加, 转动惯量比越大, 转子轴承系统二阶临界转速 n_{cr} 越低, 转子可以更容易地通过临界转速; 应当避免转动惯量比接近 1 的“方形”转子设计。经过动平衡的试验飞轮, 由永磁轴承和微型螺旋槽油膜轴承实现悬浮, 利用刚度、阻尼匹配的阻尼柔性支承减振, 安全运行到设计工作转速 42.0 kr/min, 在降速发电过程中, 转速由 42.0 kr/min 降到 13.8 kr/min, 飞轮储能系统输出有用功率大于 150 W, 飞轮动能减少 453 W·h, 可用发电量达到 290 W·h。

参 考 文 献

- 1 蒋书运, 卫海岗, 沈祖培. 飞轮储能技术研究的发展现状. 太阳能学报, 2000, 21: 427~433
- 2 Higgins M A, Plant D P, Ries D M, et al. Flywheel energy storage for electric utility leveling. In: 26th Intersociety Energy Conversion Engineering Conf. IECEC'91
- 3 Takahashi I, Itoh Y, Andoh I. Development of a new uninterrupt power supply using flywheel energy storage technique. IEEE, 89CH2792-0
- 4 Anand D K, Kirk J A, Zmood R B, et al. Final prototype of

magnetically suspended flywheel energy storage system. In: 26th Intersociety Energy Conversion Engineering Conf. IECEC'91

- 5 Mulcahe T M, Hull J R, Uherke K L, et al. Flywheel energy storage advanced using HTS bearings. IEEE Transactions on Applied Superconductivity, 1999, 9(2): 297~300
- 6 李文超, 沈祖培. 复合材料飞轮结构与储能密度. 太阳能学报, 2001, 22: 96~101
- 7 Kramer E. Dynamics of Rotors and Foundations. Berlin: Springer-Verlag, 1993
- 8 Dai X J, Shen Z P, Wei H G. On the vibration of rotor bearing system with squeeze film damper in an energy storage system. International Journal of Mechanical Sciences, 2001, 43(11): 2 525~2 540

DYNAMICS DESIGN AND EXPERIMENT STUDY OF THE ROTOR-BEARING SYSTEM OF A FLYWHEEL ENERGY STORAGE SYSTEM

Dai Xingjian Wei Haigang Shen Zupei
(Tsinghua University)

Abstract: The rise and fall of the rotating speed of the flywheel realize the storage and release of the electrical energy in a flywheel energy storage system. The rotor dynamics problems such as the natural whirl frequencies and the critical speeds and the rotor balancing are dealt with. The low cost hybrid support composed of the permanent magnetic bearing and the spiral groove hydrodynamic bearing is employed in the experiments which are proceeded to test the rotor strength and the characteristics of the charging and discharging of the flywheel energy storage system. The damping of the lower support is adjusted, the flywheel is balanced and the energy loss and the generating of the electricity are tested in the experiments. The flywheel reaches its deigned rotating speed of 42.0 kr/min and stores energy of 497 W·h. The usable electricity arrives at 290 W·h when the flywheel falls from 42.0 kr/min down to 13.8 kr/min.

Key words: Flywheel energy storage system Rotor dynamics
作者简介: 戴兴建, 男, 1970 年出生, 博士。长期从事高速旋转机械转子动力学理论与试验研究, 发表论文 20 余篇。