

储能测试与评价



垂直式重力储能系统能效研究

罗晓悦^{1,2,3}, 邱清泉^{2,3,4}, 靖立伟^{2,3,4}, 林玉鑫^{1,2,3}, 董 力⁵, 陈彦桥⁵, 肖立业^{1,2,3,4}
(¹中国科学院大学, 北京 100049; ²中国科学院电工研究所, 北京 100190; ³中国科学院长时
规模储能重点实验室, 北京 100190; ⁴齐鲁中科电工先进电磁驱动技术研究院,
山东 济南 250000; ⁵国家能源集团新能源技术研究院有限公司, 北京 102211)

摘 要: 随着垂直式重力储能在长时储能领域的工程化推进, 系统能效已成为评价其技术可行性和经济性的关键指标。然而, 目前公开研究普遍依赖理论计算或百千克级样机实验, 尚缺乏吨级重物的实测验证; 同时, 规模化重力储能系统中的重物水平转运过程尚未纳入能效评估框架, 导致现有结论难以支撑工程化设计需求。为解决上述问题, 提出了一种涵盖垂直提升、水平运输全过程的综合能效评估方法, 给出了垂直式重力储能机械损耗的统一表达式, 进一步深入分析了不同堆场布局对重物水平运输过程能量损失的影响。基于所建模型, 搭建了 2 t 重物、7.5 kW 的实验室样机并开展测试; 测得系统全过程电-电效率达到 68.22%, 稳态阶段效率为 71.31%, 机械损耗在各速度段均占据主导。进一步讨论表明, 通过优化轮绳径比, 可将系统稳态运行理论循环效率提升至约 76%。最后, 核算 5 MW 工程样机能效: 多绳缠绕式与多绳摩擦式提升方案的电-电效率可分别达到 80.69% 和 80.74%, 其中转运系统损耗在两类系统中均占总损耗的 20% 以上, 机械损耗占总损耗的 40% 以上, 成为后续工程优化的关键对象。本研究弥补了吨级样机实测与水平转运能耗建模方面的不足, 为重力储能系统的工程设计、损耗优化与效率提升提供了重要的理论基础和实验依据。

关键词: 重力储能; 能效模型; 实验测试; 工程样机

doi: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2026.0047

中图分类号: TK 02; TM 91

文献标志码: A

文章编号: 2095-4239 (2026) 06-2341-14

Energy efficiency analysis of vertical gravity energy storage systems

LUO Xiaoyue^{1,2,3}, QIU Qingquan^{2,3,4}, JING Liwei^{2,3,4}, LIN Yuxin^{1,2,3}, DONG Li⁵, CHEN Yanqiao⁵,
XIAO Liye^{1,2,3,4}

(¹University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China; ²Institute of Electrical Engineering, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China; ³Key Laboratory of Long-Duration and Large-Scale Energy Storage, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China; ⁴Institute of Electrical Engineering and Advanced Electromagnetic Drive Technology, Qilu Zhongke, Jinan 250000, Shandong, China; ⁵New Energy Technology Research Institute, Beijing 102211, China)

Abstract: The engineering advancement of vertical gravity energy storage systems (VGES) for long-duration energy storage makes system efficiency a key indicator of their technical feasibility and economic viability. However, extant studies predominantly depend on

收稿日期: 2026-01-15; 修改稿日期: 2026-03-02。

基金项目: 国家能源投资集团科技项目 (GJNY-24-92); 齐鲁中科电工先进电磁驱动技术研究院科研基金项目 (重力势能储能的关键技术研究)。

第一作者: 罗晓悦 (1998—), 女, 博士研究生, 研究方向为规模化物理储能技术, E-mail: luoxiaoyue@mail.iee.ac.cn; 通信作者: 邱清泉, 研究员, 博士生导师, 研究方向为物理储能和超导电力装备, E-mail: qiuqingquan@mail.iee.ac.cn。

引用本文: 罗晓悦, 邱清泉, 靖立伟, 等. 垂直式重力储能系统能效研究[J]. 储能科学与技术, 2026, 15(6): 2341-2354.

Citation: LUO Xiaoyue, QIU Qingquan, JING Liwei, et al. Energy efficiency analysis of vertical gravity energy storage systems[J]. Energy Storage Science and Technology, 2026, 15(6): 2341-2354.

theoretical calculations or sub-ton laboratory prototypes, and experimental validation with ton-scale weights remains conspicuously absent. Furthermore, the horizontal transport of masses, a critical component in large-scale gravity energy storage systems, has not yet been integrated into prevailing efficiency evaluation frameworks. This limitation restricts the frameworks' practical application to engineering design. To address these issues, this paper proposes a comprehensive energy-efficiency evaluation method that covers the entire process of vertical lifting and horizontal transportation. A unified representation of mechanical losses in the vertical gravity energy storage system is established, and the impacts of different yard layout configurations on energy losses during horizontal payload transportation are investigated in depth. In accordance with the proposed model, a laboratory prototype was constructed and tested. The prototype had a weight of 2 tons and a drive system with a power output of 7.5 kW. The measured round-trip electrical-to-electrical efficiency reaches 68.22%, with a steady-state efficiency of 71.31%. Mechanical losses dominate across all operating speeds. Subsequent analysis indicates that optimizing the rope-to-sheave diameter ratio can enhance the theoretical cycle efficiency to approximately 76%. Finally, the efficiency of a 5 MW engineering-scale system is evaluated. The multi-rope winding and multi-rope friction lifting schemes can achieve electrical-to-electrical efficiencies of 80.69% and 80.74%, respectively. In these systems, horizontal transport accounts for approximately 20% of total losses, while mechanical losses exceed 40% and remain the primary target for engineering optimization. This study addresses significant gaps in the field of ton-scale experimental validation and horizontal transport energy modeling. It provides essential theoretical foundations and experimental evidence for the engineering design, loss reduction, and efficiency enhancement of vertical gravity energy storage systems.

Keywords: gravity energy storage system; efficiency model; experimental testing; engineering-scale prototype

随着风电、光伏等波动型可再生能源装机占比的快速提升,电力系统对长时间、大规模能量调节能力的需求日益迫切。短时储能(通常指4 h以下)已难以应对跨昼夜、多日乃至季节性的电力平衡挑战,长时储能(4 h以上,甚至达8~10 h或更长)正成为全球储能行业新的竞技场与价值高地。

作为当前技术最成熟且具备大规模应用能力的长时储能方式,抽水蓄能在全球范围内占据主导地位。然而,依赖抽水蓄能作为我国源荷侧长时储能的主体方案存在明显的地域与资源限制^[1]。因此,亟需发展可替代抽水蓄能的新型长时储能技术,使其在规模化运行时能够在建设成本、运行效率和寿命等方面与抽水蓄能相当。以固体重力势能为储能介质的固体重力储能技术不依赖水资源,具有站址资源丰富、机电设备寿命长、零自放电率等优势,有望在缺水地区成为重要的储能技术之一^[2-3]。

固体重力储能根据不同的高差构成方式可以分为依托山体的斜坡机车重力储能^[4-8]和基于地面储能塔^[9-11]或地下钻井的垂直式重力储能^[12-14]。针对重力储能系统的能效研究显示,垂直式重力储能具有更高的转换效率。

系统能效是当前新型储能技术的核心评估指标之一。为了进一步推广重力储能技术的商业化发展,严谨的系统能效计算和实测能效数据是重要依据。华北电力大学^[15]针对含齿轮变速与链式传动机构的斜坡重力储能系统的能效进行建模和实验验证,测得额定负载工况下充放电效率分别为59.5%和37.4%,系统效率为23.2%;同时,针对各传动机构机械损耗的占比进行研究,为斜坡式重力储能系统的设计和定容提供支持。江苏大学和中国科学院工程热物理研究所^[16]研究铁轨重力储能的效率,发现效率随质量和速度增大而提高,可根据功率需

求灵活配置各时段的载重车辆数及上/下坡速度进行储/释能。中国电力工程顾问集团华北电力设计院有限公司^[17]建立了竖井式重力储能系统效率模型,对不同下落曲线进行仿真计算,发现通过降低最大下落速度、采用梯形速度曲线可提高系统效率。在另一针对竖井式重力储能模型研究中,该团队^[18]建立了考虑多种损耗的效率模型,并进行了多目标参数优化。另外,该团队^[19]也研究了重力储能竖井超高速多轿厢气动阻力特性。中国科学院电工研究所^[20]提出了一种重力储能试验系统与等效试验方法,采用缩比质量、缩比高差的垂直式重力储能系统进行能效实测,实现额定功率、额定容量重力储能系统的能效估算。

然而,以上计算均未涵盖重物的转运过程。在重力储能系统中,重物块数量直接决定系统容量。在规模化重力储能系统中,往往有数百块重物块,其在堆场水平方向的调度、转运和码放已有相关研究,但尚未对其耗费能量进行计算,因此将其纳入系统能效计算分析,使系统实际损耗更严谨完整。另外,现有的针对垂直式重力储能系统的实验室样机重物质量为 100 kg 级别,且提升过程未进行水平方向导引和限位,使得测量能效数据偏低,偏离了实际工程样机的运行工况。

基于以上问题,针对垂直式重力储能系统,建立了涵盖电气损耗(变频器与永磁同步电机)与机械损耗(减速箱、钢丝绳摩擦及弯曲形变)的综合模型,并提炼出机械损耗的统一表达式。首次计算了单堆场及多堆场情境下的水平转运能耗,完善了系统整体能效评价体系。搭建了 7.5 kW/2 t 重物重力储能实验样机,通过实测数据验证了能效模型的准确性,并揭示了机械损耗随运行速度和功率变化的演变规律。基于所建模型,定量核算了 5 MW 工程样机(多绳缠绕式与摩擦式)的能效。以上结果为垂直式重力储能系统的精细化建模提供理论支持,实验结果与损耗模型为后续进行重力储能大样机的设计与能效评估提供数据支持和模型基础。

1 重力储能系统总体方案设计

1.1 机电系统总体方案设计

如图 1 所示,本工作的研究对象为垂直式重力储能系统。系统驱动部分采用直驱或半直驱低速大扭矩永磁同步电机,并配备一级减速箱与同轴卷线

筒相连,实现对钢丝绳的卷绕,从而驱动竖井中的罐笼沿刚性导轨作垂直升降运动。在地面和井底分别布置上、下堆场,用于存放标准化储能重物块。重物块放置在堆场轨道上,由自动导引运输车(automated guided vehicle,后简称 AGV 轨道平车)在各轨道间穿梭运行,通过液压顶升平台的升降动作完成重物块的装载与卸下。

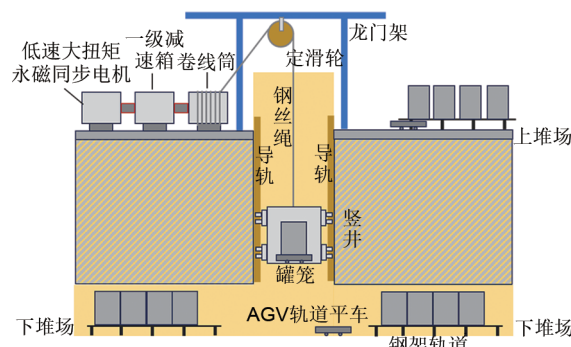


图1 重力储能系统整体机电系统设计

Fig. 1 Overall electromechanical system design for gravity energy storage systems

1.2 系统运行原理

在储能(充电)阶段,下堆场 AGV 轨道平车首先从堆场取出重物块并进入井底罐笼。电机以电动状态驱动卷线筒收绳,带动罐笼及重物块升至井顶并由锁罐机构锁定,随后 AGV 轨道平车将重物转运至上堆场,空罐笼则返回井底开始下一循环。为提升作业效率并实现连续充放电,系统可采用单井双罐笼结构。在提升机构方面,根据重物载荷需求,实际工程中可选用多绳摩擦式或多绳缠绕式结构(图1为简化示意,详细分析见第4部分)。

图2所示为系统能量流动过程。储能过程电网向电机供电,网侧功率为 P_{storage} ;通过四象限变频器控制电机转速,分别在四象限变频器和电机产生电气损耗 $P_{\text{pmsm_loss_st}}$ 和 $P_{\text{inverter_loss_st}}$;提升过程中产生的机械损耗为 $P_{\text{mach_loss_st}}$,包含钢丝绳与卷线筒、定滑轮等接触面的摩擦损耗、钢丝绳股间阻尼耗散、齿轮箱啮合损耗、轴承损耗等;最终转化为重物的机械功率,能量以重力势能的形式存储在重物中。释能过程重物在受控速度下将重力势能转化为动能,经过机械损耗后,提供给卷线筒旋转动能,最终通过电机和四象限变频器转化为电能馈入电网,网侧功率为 P_{release} 。储能全过程网侧总共输出能量 W_{storage} ,释能全过程网侧总共输出能量 W_{release} 。全

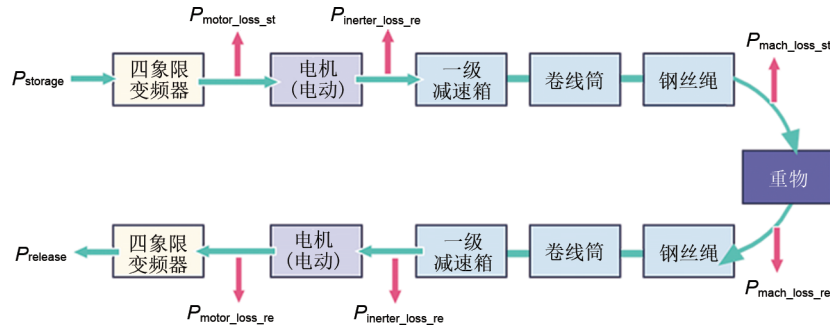


图2 重力储能系统能量流动过程

Fig. 2 Energy flow process of a gravity energy storage system

过程电-电效率定义为： $\eta_{\text{total}} = W_{\text{release}} / W_{\text{storage}}$ ；在储能与释能过程在时间、运行速度上完全对称时，可简化为平均功率的比值： $\eta_{\text{total_ave}} = P_{\text{release}} / P_{\text{storage}}$ 。

2 垂直式重力储能系统能效模型

2.1 电气系统能效

2.1.1 永磁同步电机损耗模型

永磁同步电机（permanent magnet synchronous motor, PMSM）的总损耗可按机理分为^[21]：

$$P_{\text{pmsm_loss}} = P_{\text{cu}} + P_{\text{fe}} + P_{\text{mech}} + P_{\text{stray}} \quad (1)$$

式中， P_{cu} 为绕组铜耗； P_{fe} 为铁耗； P_{mech} 为机械损耗； P_{stray} 为杂散损耗。特别地，对于运行在低速区的电机，轴承摩擦和风阻相对较小，后两项占比较小。

铜耗是电机运行过程中的主要损耗成分，包含直流铜耗 $P_{\text{Cu-dc}}$ 和交流附加铜耗：

$$P_{\text{Cu-dc}} = m I_{\text{rms}}^2 R_{\text{dc}} \quad (2)$$

式中， m 为相数； I_{rms} 为相电流； R_{dc} 为经过温度修正后的绕组电阻。在脉冲宽度调制（pulse width modulation, PWM）供电下，定子电流中的高频谐波分量会使导体中的电流分布和磁场分布发生变化，电流等效有效值也随之增大，在集肤效应、邻近效应的作用下，等效电阻增大，产生附加铜耗。由于集肤效应引起的附加损耗为：

$$P_{\text{Cu-skin}} = m I_{\text{rms}}^2 k_{\text{R}} R_{\text{dc}} \quad (3)$$

式中， k_{R} 为集肤效应系数。由邻近效应产生的附加损耗为：

$$P_{\text{Cu-r}} = \frac{\pi B_{\text{w}}^2 f^2 d^4 l}{128 \rho} \quad (4)$$

式中， B_{w} 为绕组磁密； d 为导线直径； l 为导线长度； ρ 为导线电阻率。

铁耗 P_{fe} 主要发生在定子铁心，在高速或强谐波下转子铁心也可能较为显著。铁耗普遍采用Bertotti分离模型^[22]：

$$P_{\text{fe}} = P_{\text{h}} + P_{\text{e}} + P_{\text{ex}} \quad (5)$$

对应体积损耗密度：

$$p_{\text{fe}} = k_{\text{h}} f B^{\alpha} + k_{\text{e}} f^2 B^2 + k_{\text{ex}} f^{1.5} B^{1.5} \quad (6)$$

式中， P_{h} 为磁滞损耗， $\propto f B^{\alpha}$ ； P_{e} 为涡流损耗， $\propto f^2 B^2$ ； P_{ex} 为附加损耗，与磁畴壁运动相关。

实际应用中，PWM逆变器会引入时间谐波，使等效频率升高、波形畸变，铁耗显著增加，因此应基于电流/磁密谐波谱叠加或时步有限元法（finite element method, FEM）计算。

定子开槽产生的空间谐波与逆变器供电引发的时间谐波在转子导体内感生涡流，永磁同步电机转子铁心与永磁体涡流损耗为：

$$P_{\text{re}} = \frac{1}{\sigma_{\text{re}}} \int J_{\text{ec}}^2 dV_{\text{re}} \quad (7)$$

式中， σ_{re} 为转子材料电导率； J_{ec} 为涡流电流密度， V_{re} 为体积。在低速大扭矩电机的涡流损耗中，转子铁心涡流损耗往往占比最大，且对开关频率、谐波含量、极槽配合、磁体分段/绝缘措施十分敏感，通常需要频域/时域有限元法或解析谐波法。

2.1.2 四象限变频器损耗模型

相对于通用变频器，四象限变频器静态损耗略高，但其在实现能量的双向流动与转化方面具有独特的优势。四象限变频器能够控制电机的正向与反向转动，支持电能的回馈与吸收，实现系统四象限运行，具备更强的动态调节能力。在网侧和机侧的控制中，四象限变频器可以有效调节电网与设备之间的功率交换，从而实现能量的高效利用与稳定调节。此外，四象限变频器能够在不同的负载条件下提供更好的控制性能，优化能源的使用效率，尤其

在高负载或负载变化较大的系统中，能显著提升系统的稳定性与响应速度。

四象限变频器在重力储能系统运行过程中，其损耗 $P_{\text{inverter_loss}}$ 主要包括功率器件导通与开关损耗、磁性元件铜损与铁损、直流母线及滤波电容损耗以及控制与冷却等辅助损耗等几部分。

IGBT 的导通损耗可近似为：

$$P_{\text{cond}} = I_{\text{rms}}^2 R_{\text{on}} \quad (8)$$

对于三相桥，每相有两个器件交替导通，按实际导通占空比分配电流； R_{on} 为器件等效导通电阻。

每次开/断能量损耗为：

$$P_{\text{sw}} = f_{\text{sw}} (W_{\text{on}} + W_{\text{off}}) \quad (9)$$

式中， f_{sw} 为功率器件在单位时间内开通和关断的次数； W_{on} 为单次开通能量； W_{off} 为单次关断能量。

三相逆变器总开关损耗为：

$$P_{\text{sw-tot}} = N_{\text{sw-dev}} f_{\text{sw}} (W_{\text{on}} + W_{\text{off}}) \quad (10)$$

式中， $N_{\text{sw-dev}}$ 为平均参与开关的器件数。

二极管的导通与回复损耗分别为：

$$P_{\text{d-cond}} = V_{\text{D}} I_{\text{D,avg}} \quad (11)$$

$$P_{\text{rec}} = f_{\text{sw}} W_{\text{rec}} \quad (12)$$

式中， V_{D} 为二极管导通时的正向压降 (V)，可由器件数据手册获得； $I_{\text{D,avg}}$ 为二极管在一个开关周期内的平均电流； W_{rec} 为单次开关时二极管的反向恢复能量，通常由厂家提供的曲线或模型确定。

每次开关，栅极充电能量：

$$W_{\text{g}} = \frac{1}{2} C_{\text{g}} V_{\text{gs}}^2 \quad (13)$$

栅极驱动功率：

$$P_{\text{g}} = W_{\text{g}} f_{\text{sw}} N_{\text{gates}} \quad (14)$$

式中， C_{g} 为器件的等效栅极电容； V_{gs} 为栅极-源极电压，即驱动电压； N_{gates} 为并联或同时驱动的功率器件数量。

DC 链路电容 ESR 损耗可由电容器电流纹波 $I_{\text{ripple, rms}}$ 计算：

$$P_{\text{C}} = I_{\text{ripple, rms}}^2 \times \text{ESR} \quad (15)$$

式中，ESR 为电容等效串联电阻； $I_{\text{ripple, rms}}$ 为电容电流的有效值。

实际计算中，定义有直流母线 V_{DC} 、相电流波形、开关频率 f_{sw} 、调制指数 M 等。通过读取器件手册可获得具体的 R_{on} 、 W_{on} 、 W_{off} 、 P_{rec} 随电流与电压的曲线或表格。

由于电机及其变频驱动系统的损耗机制极其复

杂，不仅包含与电磁场耦合的铁损和铜损，还耦合了变频器高频开关带来的谐波损耗。这些损耗特性高度依赖于转矩、转速及温升等实时工况，呈现出显著的非线性特征。因此，传统的解析公式难以实现高精度覆盖，本研究后续主要依托于有限元分析与多物理场联合仿真，通过精细化建模来准确捕捉动态运行过程中的能量损耗。

2.2 机械系统能效

2.2.1 减速箱损耗

对于减速箱损耗，主要由以下损耗组成^[23]：

$$P_{\text{gear}} = \underbrace{P_{\text{mesh}}}_{\text{啮合损耗}} + \underbrace{P_{\text{bearing}}}_{\text{轴承损耗}} + \underbrace{P_{\text{churn}}}_{\text{搅油}} + \underbrace{P_{\text{wind}}}_{\text{风阻损耗}} \quad (16)$$

啮合损耗表达式为：

$$P_{\text{mesh}} = P_{\text{in}} H_{\text{v}} \mu_{\text{m}} \quad (17)$$

式中， μ_{m} 为齿轮平均摩擦系数； P_{in} 为主动轮输入功率， H_{v} 为齿轮载荷系数。 H_{v} 可按下式计算^[24]：

$$H_{\text{v}} = \frac{\pi(i+1)}{z_1 i \cos \beta} \cdot (1 - \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2) \quad (18)$$

式中， i 为啮合齿轮传动比； z_1 为主动轮齿数； β 为齿轮螺旋角； ε_{α} 为啮合齿轮端面重合度； ε_1 为啮合齿轮啮入重合度； ε_2 为啮合齿轮啮出重合度。根据实际应用情况，啮合效率一般在 98% 左右^[25]。

轴承摩擦损耗表达式为：

$$P_{\text{bearing}} = 0.5 f_0 (F_{\text{r}} + k F_{\text{a}}) d_{\text{m}} n \quad (19)$$

式中， f_0 为摩擦系数； F_{a} 为轴向载荷； F_{r} 为径向载荷； k 为轴向载荷影响因子； d_{m} 为轴承平均直径； n 为转速。

润滑油搅动损耗为：

$$P_{\text{churn}} = 8.7 \eta_{\text{oil}} n^{1.5} d_{\text{g}}^{2.5} \quad (20)$$

式中， η_{oil} 为润滑油动力黏度； d_{g} 为齿轮浸油深度。

风阻损耗为：

$$P_{\text{wind}} = 3.0 C_{\text{w}} n^{2.8} d^{4.6} b \quad (21)$$

式中， C_{w} 为风阻特征系数； d 为齿轮外径； b 为齿宽。

由于本系统具有高载重低转速的特点，处在轴承损耗的主导工况区域，因此 4 种损耗中前两类损耗占比最大，其数值均与载荷和转速正相关。

2.2.2 旋转轴系轴承损耗

在垂直提升系统中，卷线筒与定滑轮轴承支撑着全部悬吊载荷。由于系统具有高载荷、低转速的特点，轴承摩擦产生的能量耗散是机械损耗的重要组成部分。

定滑轮轴承承受的径向合力 F_{wheel} 为钢丝绳两侧张力的矢量和:

$$F_{\text{wheel}} = \sqrt{T_1^2 + T_2^2 + 2T_1T_2 \cos \phi} \quad (22)$$

式中, T_1 和 T_2 分别为定滑轮两侧的钢丝绳张力; ϕ 为包角之外的夹角。对于卷线筒轴承, 其径向载荷 F_{drum} 由重物张力、卷线筒自重及钢丝绳自重合成。

轴承的摩擦力矩 M_b 采用经验系数法进行计算:

$$M_b = 0.5\mu_{\text{bear}} F d_{\text{bear}} \quad (23)$$

式中, μ_{bear} 为轴承摩擦系数, 对于储能系统常用的自调心滚子轴承, 通常取 0.0018~0.0025; F 为轴承承受的径向载荷, N; d_{bear} 为轴承内径, m。

轴承摩擦导致的功率损耗 P_{bearing} 与旋转角速度成正比:

$$P_{\text{bearing}} = M_b \omega_{\text{bear}} \quad (24)$$

式中, ω_{bear} 为轴承角速度。

2.2.3 钢丝绳在卷线筒上缠绕时的能量损耗

钢丝绳在卷线筒上缠绕时的能量损耗主要由弯曲变形能和摩擦损耗构成。

当钢丝绳弯曲时, 内部钢丝间摩擦和材料变形会产生能量耗散, 计算公式为^[26]:

$$P_{\text{bend}} = \psi \cdot \frac{EI}{2r^2} \cdot v \quad (25)$$

式中, ψ 为弯曲损耗系数; E 为钢丝绳刚度; I 为钢丝绳截面惯性矩; r 为卷线筒半径; v 为绳速。

钢丝绳与卷线筒表面的摩擦损耗能量为:

$$W_{\text{friction}} = \mu_{\text{cable}} T_{\perp} \theta r \quad (26)$$

式中, η_{cable} 为摩擦系数; $T_{\perp}$ 为钢丝绳张力在卷线筒法向上的分量; θ 为缠绕总角度。如果卷线筒与钢丝绳之间纯黏着、无相对滑移, 外部摩擦不做净功, 宏观摩擦损耗趋近 0。

2.2.4 钢丝绳通过定滑轮时的损耗

当钢丝绳与定滑轮间发生滑移时, 两侧张力满足:

$$T_1 = T_2 \exp(\mu_{\text{wheel}} \theta_{\text{wheel}}) \quad (27)$$

式中, T_1 为高张力侧拉力; T_2 为低张力侧拉力; μ_{wheel} 为钢绳-定滑轮间有效摩擦系数; θ_{wheel} 为包角。

摩擦功率损耗由张力差和线速度决定:

$$P_{\text{cable}} = (T_1 - T_2)v \quad (28)$$

该项与重物质量和速度成正比。

正常运行时, 通常会避免定滑轮打滑。此时,

静摩擦只是在接触面上传递切向力, 没有相对位移, 静摩擦不做净功。但现实里由于绳槽弹性变形、股间调整、局部压扁等原因可能导致微滑。使用等效微滑率 s 进行修正:

$$P_{\text{real_cable}} = (T_1 - T_2)vs \quad (29)$$

另外, 钢丝绳在绕过定滑轮时, 同样存在弯曲变形能。假设钢丝绳为均一体, 即各处的速度与位移相等。通过定滑轮的总绳长与卷线筒上卷绕钢丝绳的长度一致。假设定滑轮半径为 r_{wheel} , 结合式 (25), 类似地有:

$$W_{\text{wheel_bend}} = \psi \cdot \frac{EI}{r_{\text{wheel}}^2} \cdot L \quad (30)$$

2.2.5 空气阻力损耗

空气阻力定义为:

$$F_d = \frac{1}{2} \rho_{\text{air}} C_d A v^2 \quad (31)$$

式中, ρ_{air} 为空气密度; C_d 为阻力系数; A 为迎风面积; v 为重物运动速度。根据力做功定义, 空气阻力导致的功率损耗为:

$$P_{\text{windage}} = \frac{1}{2} \rho_{\text{air}} C_d A v^3 \quad (32)$$

假设重物高恒定, 则迎风面积 A 正比于重物质量, 由此, 风阻与重物质量、重物速度的 3 次方成正比。

2.3 转运系统能效

转运过程中的运动分为水平方向和竖直方向。竖直方向主要包括放、取重物时小车液压顶升机构做功, 或者码垛机结构用于抓取和放置重物时做的功; 水平方向主要指小车 (搭载有重物和未搭载重物时) 在堆场移动消耗的能量, 或者码垛机水平移动爪钩 (抓取有重物和空钩时) 消耗的能量。假设每块重物的质量为 m_0 , 初始状态为上堆场或下堆场空置, 而对应地, 下堆场或上堆场有重物块 k 个。对于整个储能过程 (对应上堆场空置) 或者释能过程 (对应下堆场空置), 水平转运系统需要将全部 k 个重物从下/上堆场所在位置运送至起吊点, 还需将全部 k 个重物从脱钩点运送至上/下堆场的指定位置。

以转运小车为例, 当重物块单层码放时, 堆场如图 3(a) 所示。对于满发/满放过程, 即将所有重物从下堆场转移至上堆场的对应额定容量的储能过程, 或将所有重物从上堆场转移至下堆场的对应额定容量的释能过程, 小车在上堆场和下堆场各需往

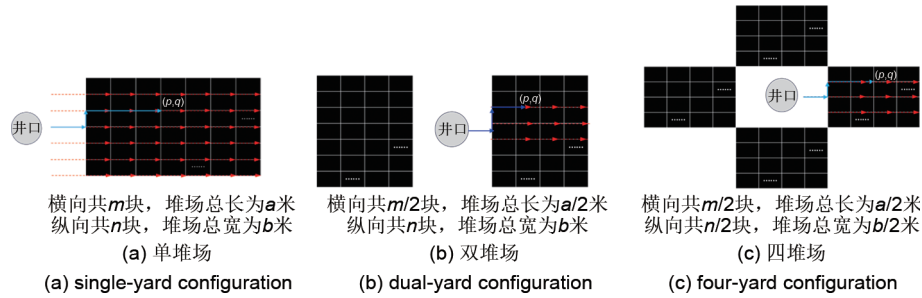


图3 堆场示意

Fig. 3 Schematic diagram of storage yards

返 $m \times n = k$ 趟, k 为总重物块数量。每趟往返路程一致, 一次搭载重物, 一次空载。以堆场中对应坐标 (p, q) 的重物为例, 小车空车取物时的路程为:

$$s(p, q) = \frac{a}{m} \cdot p + \frac{b}{2n} \cdot q \quad (33)$$

同理, 小车搭载重物时的路程与式(30)一致。

对于整个堆场, 小车为了取/放所有重物, 在单个堆场中的空载位移 s_1 和搭载重物位移 s_2 可计算为:

$$s_1 = s_2 = \sum_{p=1}^m \sum_{q=-\frac{n}{2}}^{\frac{n}{2}} \left(\frac{a}{m} \cdot p + \left| \frac{b}{n} \cdot q \right| \right) = \frac{n(m+1)}{2} a + \frac{m(n+2)}{8} b \quad (34)$$

假设小车主要克服地面摩擦力做功, 小车与地面间摩擦系数为 μ_{car} , 小车质量为 m_{car} , 重物质量为 M 。对于堆场中对应坐标 (p, q) 的重物为例, 小车往返一趟克服摩擦力做功为:

$$E_{\text{car_fr}}(p, q) = s_1 \mu_{\text{car}} m_{\text{car}} g + s_2 \mu_{\text{car}} (m_{\text{car}} + M) g \quad (35)$$

对于整个堆场, 小车为了取/放所有重物, 在单个堆场中往返时克服的摩擦力做功可计算为:

$$W_1 = \sum_{p=1}^m \sum_{q=1}^n [s_1 \mu_{\text{car}} m_{\text{car}} g + s_2 \mu_{\text{car}} (m_{\text{car}} + M) g] = \left[\frac{n(m+1)}{2} a + \frac{m(n+2)}{8} b \right] \mu_{\text{car}} \cdot (2m_{\text{car}} + M) g \quad (36)$$

同理, 对应另一堆场中小车为了取/放所有重物, 克服的摩擦力做功 $W_2 = W_1$ 。假设小车能量转化率为 η_{AGV} , 则可大致估算小车水平转运总耗能为:

$$W_{\text{AGV}} = \frac{W_1 + W_2}{\eta_{\text{AGV}}} \quad (37)$$

类似地, 对于上下各有两个相对井口轴对称堆场[图3(b)]和上下各有四个关于井口中心堆场[图3(c)]的情况, 算得小车为了取/放所有重物, 在上或下堆场中往返时克服的摩擦力总做功为:

$$W_{\text{double}} = \left[\frac{n(m+2)}{8} a + \frac{m(n+4)}{8} b \right] \mu_{\text{car}} (2m_{\text{car}} + M) g \quad (38)$$

$$W_{\text{quadruple}} = \left[\frac{n(m+2)}{8} a + \frac{m(n+1)}{4} b \right] \mu_{\text{car}} (2m_{\text{car}} + M) g \quad (39)$$

特别地, 由于 AGV 轨道平车行驶速度一般较低 ($0.5 \sim 1.5 \text{ m/s}$), 以 5 MW 工程样机所用的 50 t 重物为例, 根据式(31)计算得到的空气阻力损耗仅占总转运损耗的约 0.2%, 在工程误差范围内可忽略不计。

对于单层码放系统, AGV 轨道平车在轨道间行驶至指定坐标后, 液压顶升平台上升, 将重物顶起至脱离轨道; 需要卸下重物时, 液压顶升平台下降, 使重物置放于钢架上, 具体过程如图4所示。液压平台完全收起时整车高 H_{car} , 轨道高为 H_{rail} , 则每次液压平台升起高度为 Δh , 顶升平台自重 m_{flat} 。假设液压顶升平台的效率为 η_{hydro} , 则每次取重物需消耗能量为:

$$W_{\text{pick}} = \frac{(M + m_{\text{flat}}) g h}{\eta_{\text{hydro}}} \quad (40)$$

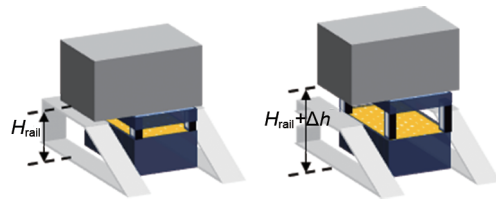


图4 AGV轨道平车取放重物

Fig. 4 Schematic of AGV picking and placing heavy loads

3 垂直式重力储能试验样机仿真计算与测试

3.1 实验室样机搭建

根据实验室场地情况, 设计了实验室重力储能样机平台, 系统参数见表1。变频器控制永磁同步电机旋转, 动力经转矩传感器、抱闸、减速箱传递

给卷线筒，卷线筒旋转收放钢丝绳，钢丝绳经过龙门架上的定滑轮，在井筒内垂直提升或下放重物。井筒内壁设置有导轨，与重物两侧导向轮配合，对重物行程进行侧向约束；导轨与重物导向轮间留有3~5 mm的冗余间隙，稳态匀速运行阶段，重物处于垂直受力平衡状态，导向轮与导轨基本互不接触。系统总体结构、数据采集系统和现场如图5所示。

选取四象限变频器网侧、机侧采样点，搭建了基于三相相电流、相电压测量的三相瞬时功率采集系统。除电参量外，在永磁同步电机后同轴连接一台扭矩传感器，用于测量电机输出轴上的扭矩、转速、机械功率。使用LabView搭建重力储能用实验数据采集和处理平台，实现采集数据的可视化。

3.2 样机仿真与计算

3.2.1 电气系统仿真

实验室所用电机参数见表2。四象限变频器机侧控制器选用 $i_d=0$ 的矢量控制方法，网侧变流器选择电压定向的矢量控制策略。机侧控制系统与网侧

表1 重力储能样机系统参数

Table 1 Gravity energy storage prototype system parameters

机构	参数	数值
重物	质量/kg	2000
	匀速阶段速度/(m/s)	0.21
	提升稳定功率/kW	4.0
	最大位移/m	4.5
卷线筒	直径/m	0.2
	钢丝绳直径/mm	20
减速器	变比	5 : 1
	输入侧额定扭矩/(N·m)	400
	输出侧额定扭矩/(N·m)	2000
	额定转速/(r/min)	100
电机	额定扭矩/(N·m)	700
	额定功率/kW	7.5
	极对数	9
四象限变频器	额定功率/kW	11
井筒	总高/m	4.5

控制系统通过直流母线连接起来，形成适用于低速大扭矩永磁同步电机的电机控制与并网系统，其

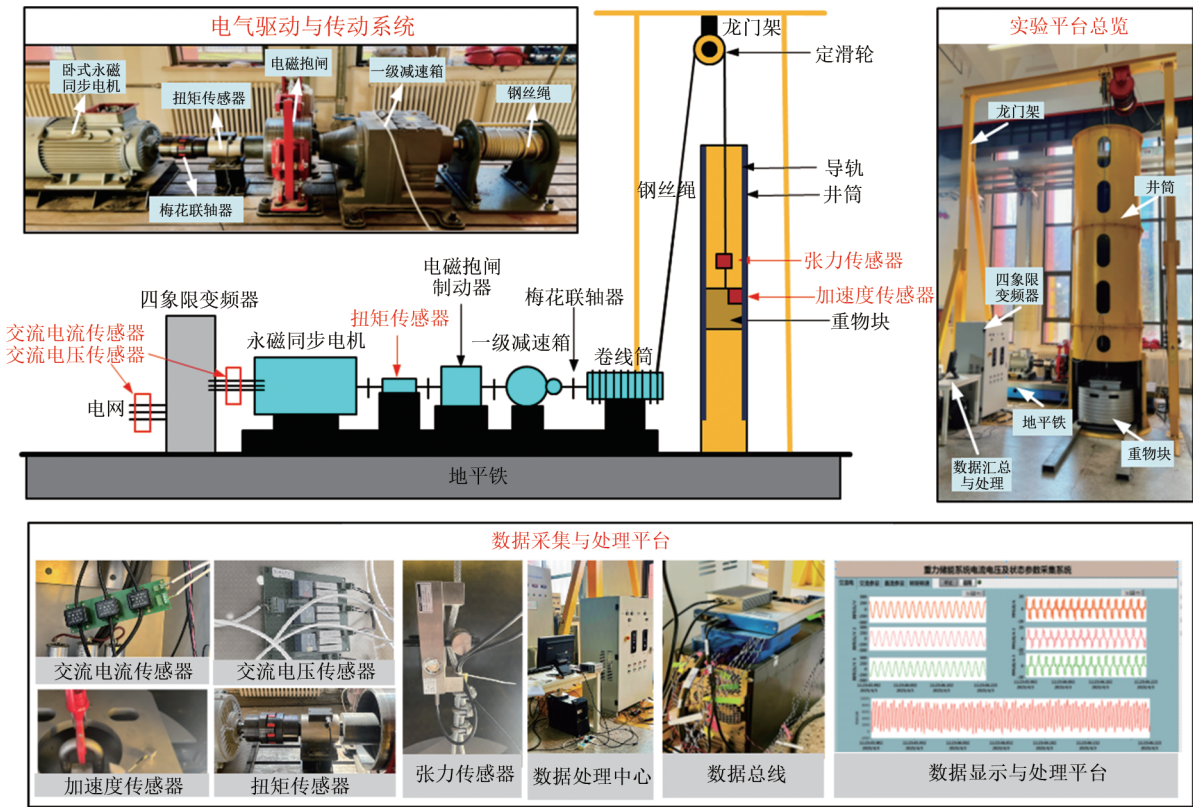


图5 重力储能实验室样机
Fig. 5 Gravity energy storage lab prototype

中, 机侧采用转速外环、电流内环的控制策略, 网侧采用电压外环、电流内环的控制策略^[27]。

表 2 重力储能样机用发电电动机参数

Table 2 Parameters of generator motor for gravity energy storage prototype

参数	数值
额定电压/V	380
额定电流/A	12
额定转矩/(N·m)	700
额定转速/(r/min)	100
转动惯量/(kg·m ²)	5.1
d-q 轴电感/mH	18.5
磁链/Wb	0.867
相电阻/ Ω	0.5
极对数	18
控制方式	$i_d=0$ 的矢量控制方法

在 Ansys 中搭建电机有限元模型, 针对电机的电动工况和发电工况, 分别绘制了效率 Map 图, 如图 6 所示。

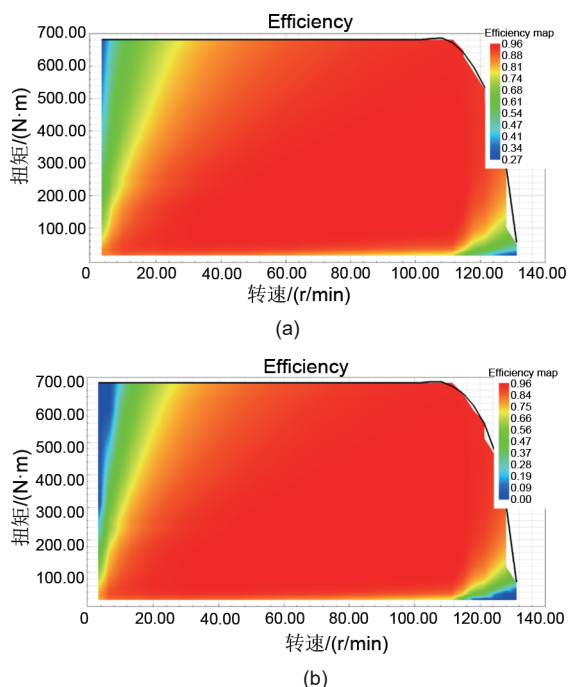


图 6 电机效率 Map 图
Fig. 6 Motor efficiency Map

在 Matlab/Simulink 中搭建了涵盖电机有限元模型、控制系统非线性逻辑的重力储能系统仿真, 进行各点的功率及能量计算, 计算得储能阶段网侧功率为 5.10 kW, 机侧功率为 4.85 kW; 释能阶段,

网侧功率为 -3.82 kW, 机侧功率为 -4.6 kW。仿真获得的电气系统能效将与下一节中实测数据进行对比呈现。

3.2.2 机械系统能效计算

对 2.2 节中机械损耗的主要部分进行如下参数取值: 减速箱变比为 5:1, 额定功率 10 kW, H_v 取 1.0~2.5, μ_m 取 0.04~0.15, f_0 : 球轴承 0.0015, 滚子轴承 0.002, 小齿轮分度圆直径 $d_1=107$ mm, 大齿轮分度圆直径 $d_2=536.5$ mm, 滚子轴承 30222, 径向系数 $X=0.4$, $Y=1.5$ 。钢丝绳 ψ 取 10^{-5} , E 取 2×10^9 , I 取 7.85×10^{-10} m⁴, $r=0.1$ m。钢丝绳-滑轮间微滑率取 0.1, μ_{wheel} 取 0.08, θ_{wheel} 取 $2\pi/3$ 。 ρ_{air} 取 1.225 kg/m³, C_d : 球体 0.47, 平板 1.28, 圆柱 0.82, 重物采用生铁 (密度为 7.2 t/m³) 铸成, 圆柱高 1 m。

代入以上数值后进行化简与合并, 得到机械损耗功率 $P_{\text{mach_loss}}$ 的经验表达式:

$$P_{\text{mach_loss}} = k_1 mgv + k_2 mv^3 + k_3 v \quad (41)$$

式中, 系数 k_1 的取值范围为 0.10~0.12, 主要表征受载荷驱动的滑动与滚动摩擦特性; k_2 为 10^{-5} 量级, 表征高动态下的空气阻力效应; k_3 取值范围为 1000~1200, 表征与速度相关的固有损耗 (如钢丝绳弯曲滞后等)。上述系数的误差主要源于实际工况中摩擦因数的精确测量难度, 故本研究参考工程经验进行定值。该表达式的物理意义在于: 它表明了垂直式重力储能系统的机械损耗并非与输入功率成简单线性比例, 即无法统一以恒定效率的形式进行表征。其中, 部分损耗仅受运行速度驱动, 而与载荷质量无关。此外, 在深井式储能场景下, 当运行速度达到 10 m/s 及以上时, $k_2 mv^3$ 项所代表的空气阻力损耗将成为系统能效分析中不可忽视的关键因素。

3.3 实验结果

3.3.1 实测电-电效率

本研究采用阶梯式变频加载方案, 通过调节变频器输出频率 (7.5 Hz、10 Hz、12.5 Hz 及 15 Hz) 来评估系统在不同工况下的能量转换特性。实验用电机为 9 对极永磁同步电机, 额定定子基频为 15 Hz, 对应 100 r/min 转速, 经过 5:1 减速箱和直径 200 mm 卷线筒作用, 实际对应重物运动速度为 0.21 m/s。

实验参数显示, 当输出频率达到额定峰值 15 Hz

时, 电机同步转速为 100 r/min, 此时重力储能系统的峰值输出功率为 4.11 kW。分别针对各实验的全过程和稳态过程电-电效率进行计算, 结果见表 3。特别地, 由于上升和下降阶段的速度和位移曲线理论上完全对称, 稳定充放电过程即重物匀速运动过程, 则稳态过程效率可以用匀速提升和下降阶段的网侧功率之比来简化计算。实验室样机测试目前聚焦于垂直升降全过程的能效特性。由于实验场地及单重物测试条件的限制, 表 3 的实测效率暂未包含水平转运损耗。

表 3 重力储能实验电-电效率

变频器机侧频率	7.5 Hz	10 Hz	12.5 Hz	15 Hz
电机转速/(r/min)	50	66.7	83.3	100
重物运行速度/(m/s)	0.105	0.140	0.175	0.210
全过程效率/%	41.44	52.80	54.80	68.22
稳态过程效率/%	56.69	61.64	66.67	71.31
暂态过程效率/%	38.35	41.81	44.84	53.5

对比全过程效率与稳态效率可知, 两者在低频工况下存在显著差异, 其原因在于加速与减速阶段等暂态过程的额外能量损耗比例较高。首先, 加减速过程中电机需提供(或吸收)重物动能, 动能存在额外耗散。其次, 电机在低速大转矩的暂态工况下处于低效率区, 变频器的电压与电流调制精度下降, 谐波损耗和控制补偿损耗增加, 导致电气侧效率降低。此外, 加减速阶段绳-轮系统及结构件的动态摩擦、弯曲耗能与惯性附加损耗比例上升, 也进一步拉低全过程效率。因此, 与稳态匀速阶段相比, 暂态控制与机械动态特性共同导致加减速阶段的能量转换效率明显偏低, 且在低频工况下这一差异尤为突出。

3.3.2 各部分损耗计算与对比验证

图 7 所示是 4 组实验中测得的各类损耗功率对比。由于本方案使用的是永磁同步电机, 其效率明显高于电励磁同步机和双馈异步机, 因此本实验中电气系统损耗占比明显低于目前已有的重力储能实验结果^[28], 机械损耗始终占据系统损耗的主导。且随着重物运行速度的增加和系统功率的上升, 机械损耗占比明显上升。这提示在后续的优化设计中, 如何降低机械损耗是提高系统效率的关键问题。

图 8 为额定转速下实验测得的网侧功率波形和

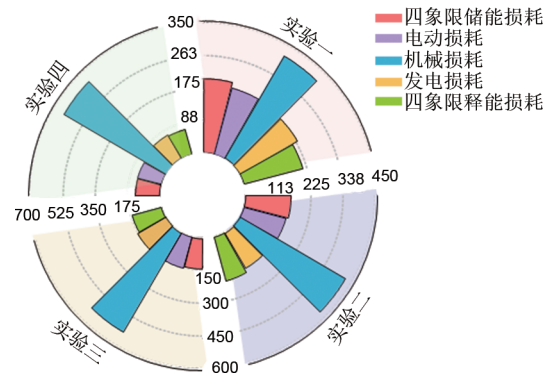


图 7 四组实验中各类损耗功率 (单位: W)
Fig. 7 Power losses of each type (Unit: W)

仿真计算波形的对比。由于仿真设定中假设钢丝绳在 $t=0$ 时刻已处于完全张紧的理想刚性状态, 电磁转矩能瞬时转化为重物位移; 而在实际实验中, 钢丝绳在停机状态下并未完全张紧, 启动瞬间存在逐渐加载与弹性拉伸的过程。该过程缓冲了能量的传递, 导致实测功率曲线在暂态阶段呈现出不同于仿真的过渡特征, 导致暂态过程存在一定动态过程区别, 但总体趋势较为一致。稳态过程实测波形基准值基本与仿真值一致, 验证了所搭建模型与仿真的正确性。图 9 所示为额定转速下测得的机侧与网侧电压电流波形。

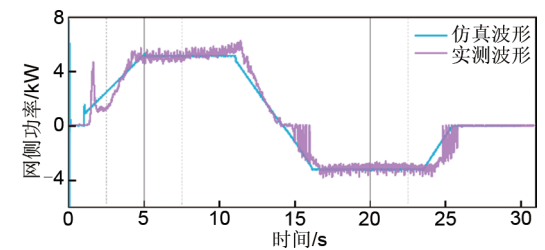


图 8 实测网侧功率波形与仿真波形对比
Fig. 8 Comparison between measured grid-side power waveform and simulated waveform

为了验证 2.2 节中关于机械损耗的计算模型, 用测取的电机输出轴功率减去重物机械能变化率(由实测转速换算的线速度与加速度计算得到)即为传动系统机械损耗, 将各组实验中的机械损失功率与计算值进行对比, 结果如图 10 所示。经计算, 理论模型与实测数据在全速度梯度的平均相对误差为 2.34%, 最大偏差出现在频率 12.5 Hz 处, 约为 4.12%。各组实验的均方根误差均控制在 0.05 kW 以内, 验证了式(41)能够精确刻画系统在变工况下的能量耗散特性。数据表明, 在样机运行的低速范围内, 机械损耗呈现明显的线性增长特征。由于摩

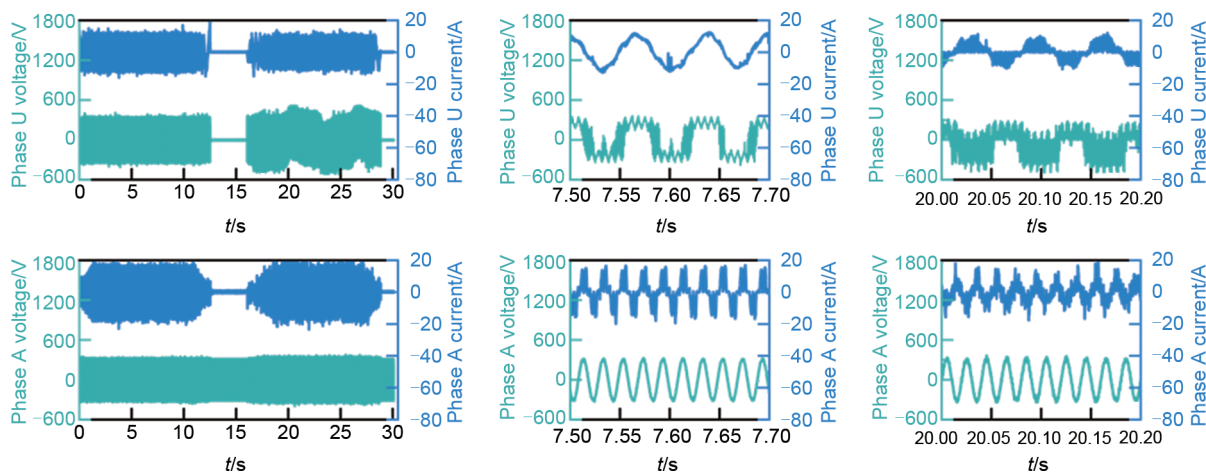


图9 实测机侧与网侧电压电流波形

Fig. 9 Measured motor-side and grid-side voltage and current waveforms

擦损耗（黄色区域）与弯曲损耗项（蓝色区域）（均与 v 成正比）占据了总损耗的76%以上，且两者的比例在不同速度梯度下基本保持恒定。这定量地证明了：对于采用钢丝绳吊装的垂直式重力储能系统，绳索在绕过卷线筒和定滑轮时的内部丝股挤压及黏弹性变形是制约能效提升的关键问题。

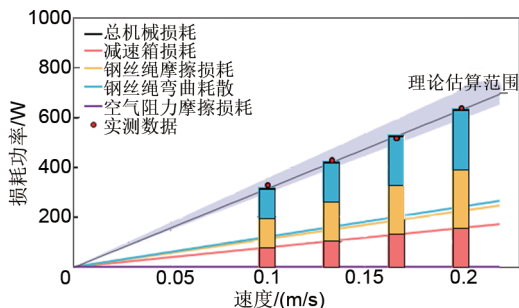


图10 各类机械损耗功率与理论估算对比

Fig. 10 Comparison of mechanical loss components with theoretical predictions

根据图10，钢丝绳相关损耗始终在垂直式重力储能系统机械损耗中占据主导地位。不同于斜坡重力储能可以采用缆轨、传送带等形式，垂直式重力储能用于提升的方案有限。当前大载荷、长行程的重力储能需求下，钢丝绳凭借其高比强度、成熟的可靠性监测手段以及较低的单位容量成本，依然是现阶段垂直式重力储能系统的最优工程选择。针对钢丝绳传动过程中的非线性损耗进行精确建模和优化设计，具有不可替代的工程应用价值。

钢丝绳在绕经卷线筒或定滑轮发生弯曲变形时，由于丝股间相互挤压、滑移产生的干摩擦以及材料

本身的黏弹性效应，相当一部分能量被耗散为系统内能。这种加载与卸载路径不重合引起的能量损耗，构成了钢丝绳弯曲滞后损耗的本质。根据式(25)，其耗散功率与轮绳径比密切相关。在实验室样机设计中，受限于竖井总高度（实际可用行程4 m），为了在有限行程内最大限度地延长单次循环的有效观测时长，本系统对卷线筒半径与定滑轮半径进行了紧凑化配置。实验系统中的卷线筒/定滑轮半径 D 与钢丝绳直径 d 之比为10；而在场景类似的卷扬机中，轮绳径比为16~25^[29]。如果依照该标准，实验系统中定滑轮与卷线筒半径增至200 mm，保持系统运行速度不变（增大减速箱减速比或电机降速），则钢丝绳弯曲变形所耗散的能量可降低至原系统的1/4，使系统理论循环效率提升至76%。

4 工程样机算例与分析

针对深井垂直式应用场景，设计了一套5 MW重力储能工程样机。系统采用多绳缠绕式[图11(a)]或多绳摩擦式[图11(b)]，用4根钢丝绳共同提升。采用单井双罐笼结构，系统具体选型与参数见表4。

在工程样机中，由于提升高度和提升质量显著增加，百米以上深井中提升10 t级重物的钢丝绳总质量可达重物质量的20%甚至更高，其对系统动力学及能效的影响不可忽略。本研究引入平衡尾绳补偿机制，使悬挂侧与对重侧的钢丝绳总质量在全行程内近似为常数。在设有平衡尾绳的垂直提升系统中，系统总动能由重物、主提升绳及平衡尾绳三

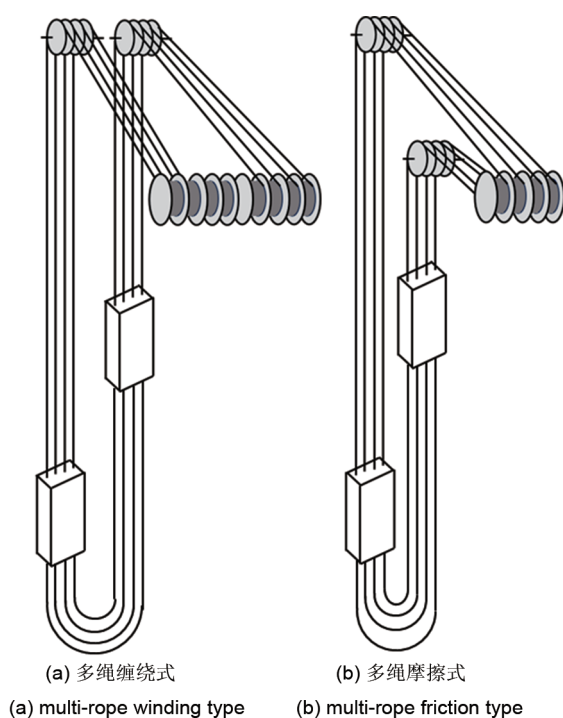


图 11 提升系统结构

Fig. 11 Schematic diagram of hoisting system

表 4 重力储能工程样机系统参数

Table 4 System parameters of gravity energy storage engineering prototype

参数	数值
卷线筒直径/m	6.0
钢丝绳直径/mm	60
钢丝绳数量/根	4
钢丝绳线密度/(kg/m)	15
重物尺寸/m	1.5×1.2×4
重物质量/t	50
最大绳长/m	505
最短绳长/m	5
运行速度/(m/s)	0~10
加速度/(m/s ²)	1
重物数量/块	400
罐笼质量/t	30

部分组成。根据瑞利法 (Rayleigh's method), 连续分布质量的等效原则是保持动能不变。由于主绳随载荷全速运动, 而尾绳呈 U 形分布, 其各点速度平方的积分贡献约为其静态质量的 1/2。在计算载荷相关摩擦损耗时, 考虑系统由 4 根钢丝绳共同提升, 单根钢丝绳承担总载荷的 1/4, 则系统总钢丝绳摩擦损耗功率为:

$$P_{\text{real_cable}} = \sum [\exp(\mu_{\text{wheel}} \theta_{\text{wheel}}) - 1] \left[\left(\frac{1}{4} M + \frac{1}{3} \rho g L \right) v_s = \right. \\ \left. [\exp(\mu_{\text{wheel}} \theta_{\text{wheel}}) - 1] \left(M + \frac{4}{3} \rho g L \right) v_s \right] \quad (42)$$

与之不同的是, 对于减速箱及旋转轴系的损耗计算, 由于对重与平衡尾绳的设计使两侧悬挂质量 (罐笼质量与钢丝绳质量) 基本抵消, 减速箱输出轴所承受的净转矩近似仅由重物质量提供。因此, 减速箱的载荷相关损耗可近似简化为仅与有效载荷相关的函数, 从而降低模型计算的复杂度。

设计了单层码放结构的上下堆场。近似假设重物在上堆场中密铺排放, 形成 20×20 矩阵, 上堆场长 30 m, 宽 24 m; 下堆场受到场地限制, 往往结合原有巷道的狭长结构, 假设为 2×200 矩阵, 长 240 m, 宽 3 m。根据式(36)~式(40), 算得单次取放重物 (对应一次完整的充放电循环) 转运耗能约为 9.87 kWh。这种堆场设计下的全过程效率为 73.10% 左右, 仅水平转运系统的能耗就占到了总损耗的 40% 以上。如果对原有巷道进行扩建, 使下堆场也为 20×20 矩阵, 可以使单次取放重物 (对应一次完整的充放电循环) 转运耗能降低至 1.92 kWh。

综上, 计算得多绳缠绕式工程样机的垂直电-电效率为 82.77%, 多绳摩擦式工程样机的垂直电-电效率为 82.83%; 考虑水平转运过程效率分别近似为 80.69% 和 80.74%。以上差距主要由钢丝数量不同导致的卷线筒摩擦损耗差异。如图 12 所示, 转运系统损耗在两类系统中均占总损耗的 20% 以上, 机械损耗占总损耗的 40% 以上。

两类方案虽摩擦损耗相同 (均为 3.6 kWh), 但多绳缠绕式的阻尼耗散 (0.255 kWh) 略高于多绳摩擦式 (0.216 kWh), 主要由绳索绕行路径及弯曲频次差异引起。多绳摩擦式虽有防滑张力限制, 但通过平衡尾绳补偿机制, 其整体动能等效损耗得到了优化。综上, 多绳缠绕式提升系统更侧重于大载荷安全性, 而多绳摩擦式系统则在长行程、高频调度能效方面更具优势。

5 结 论

本工作以垂直式重力储能系统为研究对象, 进行了系统能效理论计算、实验室样机系统计算与实测验证、工程样机能效核算等。主要结论如下:

(1) 建立了涵盖电气损耗 (电机铁损、铜损、

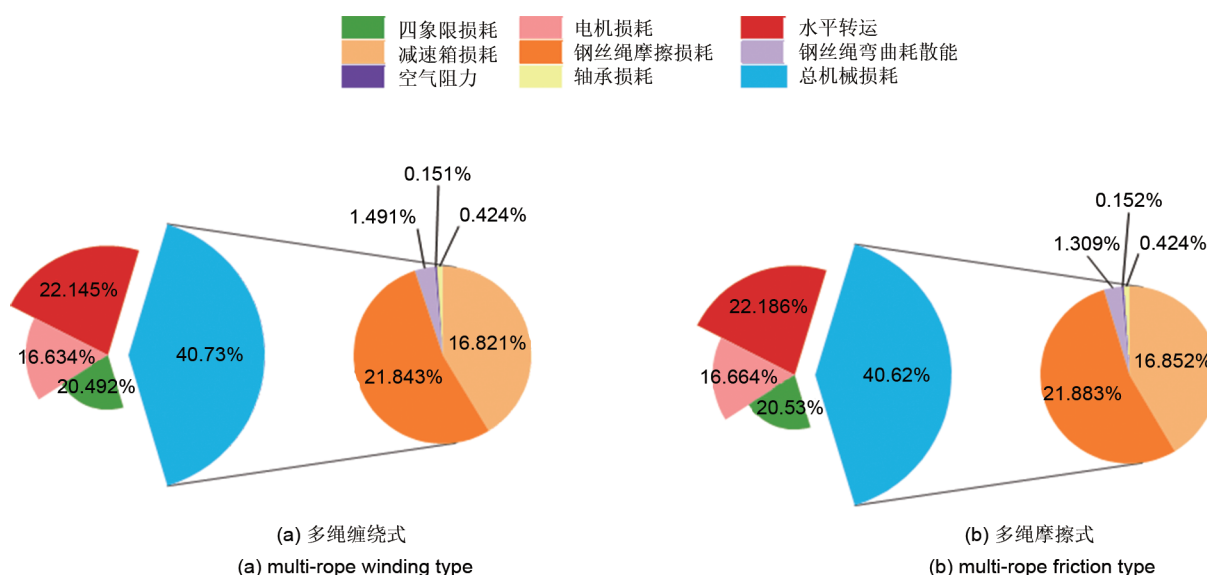


图 12 工程样机各项损耗占比
Fig. 12 Contribution of each loss component in engineering prototype

四象限变频器开关损耗等)与机械损耗(减速箱传动损耗、绳-轮摩擦损耗、钢丝绳卷绕损耗和风阻损耗)的全要素能效评估模型,首次对多种堆场的重物水平转运耗能进行了建模和计算,实现了系统能量转换过程的精细化表征。提炼出机械损耗的统一表达式,发现机械损耗并非与输入功率成简单线性比例,钢丝绳卷绕耗散能量由钢丝绳及卷绕系统自身结构决定,而与载荷质量无关。

(2) 搭建 7.5 kW 实验室样机,获得了吨级重物垂直式储能系统的实测能效数据。本系统通过四象限变频器与半直驱永磁同步电机,有效降低电机系统损耗;通过井筒内壁导轨限位等,防止重物摇摆带来的误差,测得全过程电-电效率为 68.22%,弥补了从 100 kg 级别到 10 t 级别系统中的实测数据空白。经核算,理论计算数据与实测数据基本一致,验证了所提计算模型的正确性。分析表明,本系统能效较小型(百公斤级)实验平台有显著提升,其原因主要体现在两方面:一是驱动方案的优化,高性能 PMSM 系统在全工况下具备更高的电磁转化效率与更优的四象限运行特性;二是显著的规模效应,随着系统额定功率与载荷等级的提升,电机效率随功率基数的增大而自然增长,且传动系统中的固定损耗在总功率中的占比大幅下降。这一趋势预示着 50 t 以上的 MW 级工程样机有望实现 80% 以上的综合能效,从实验角度有力支撑了垂直式方案在大规模储能应用中的竞争潜力。

(3) 针对 5 MW 垂直式重力储能样机能效进行核算;考虑水平转运过程的多绳缠绕式工程样机电-电效率为 80.69%,多绳摩擦式工程样机的垂直电-电效率为 80.74%;水平转运过程能耗在系统总损耗中占比超过 20%,机械损耗占比超过 40%。可通过适当增大轮绳径比、在卷筒及导向滑轮处采用聚合物衬垫材料和选用具有低黏温系数的润滑油等方式进行能效优化。

以上研究结果为未来重力储能系统的工程样机设计提供了实验数据支持和理论依据,同时也为未来更大规模重力储能项目的设计优化和技术实施提供了研究基础。成果填补了当前垂直式重力储能领域在水平转运过程能耗计算与吨级实验测试方面的空白,推动了该技术向实际应用的进一步发展。

参考文献

- [1] 邱清泉,肖立业,罗晓悦,等.重力储能技术的研究进展[J].电工电能新技术,2025,44(10):50-61.
QIU Q Q, XIAO L Y, LUO X Y, et al. Research progress of gravity energy storage technology[J]. Advanced Technology of Electrical Engineering and Energy, 2025, 44(10): 50-61.
- [2] 喻恒凝,姚良忠,程帆,等.重力储能在新电力系统中的应用:前景及挑战[J].中国电机工程学报,2025,45(18):7177-7192. DOI: 10.13334/j.0258-8013.pcsee.240834.
YU H N, YAO L Z, CHENG F, et al. Prospects and challenges of gravity energy storage applications in new type power system[J]. Proceedings of the CSEE, 2025, 45(18): 7177-7192. DOI: 10.13334/j.0258-8013.pcsee.240834.
- [3] 邱清泉,罗晓悦,林玉鑫,等.垂直式重力储能系统的研究进展和关

- 键技术[J]. 储能科学与技术, 2024, 13(3): 934-945. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2023.0789.
- QIU Q Q, LUO X Y, LIN Y X, et al. Research progress and key technologies in vertical gravity energy storage systems[J]. Energy Storage Science and Technology, 2024, 13(3): 934-945. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2023.0789.
- [4] 王粟, 肖立业, 唐文冰, 等. 新型重力储能研究综述[J]. 储能科学与技术, 2022, 11(5): 1575-1582. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2021.0590.
- WANG S, XIAO L Y, TANG W B, et al. Review of new gravity energy storage[J]. Energy Storage Science and Technology, 2022, 11(5): 1575-1582. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2021.0590.
- [5] Advanced Rail Energy Storage (ARES)[EB/OL]. <https://aresnorthamerica.com/>.
- [6] HUNT J D, ZAKERI B, FALCHETTA G, et al. Mountain gravity energy storage: A new solution for closing the gap between existing short- and long-term storage technologies[J]. Energy, 2020, 190: 116419. DOI: 10.1016/j.energy.2019.116419.
- [7] 罗振军, 黄田, 梅江平, 等. 依托山体的重力储能系统: CN103867408A[P]. 2014-06-18.
- [8] 肖立业, 史黎明, 韦统振, 等. 铁路轨道运载车辆储能系统: CN108437808A[P]. 2018-08-24.
- XIAO L Y, SHI L M, WEI T Z, et al. Railway track carrier vehicle energy storage system: CN108437808A[P]. 2018-08-24.
- [9] 郭高朋, 查鲲鹏, 周亮, 等. 一种基于传送链的高效重力储能系统: CN112096580A[P]. 2020-12-18.
- [10] Energy Vault[EB/OL]. <https://energyvault.com/>.
- [11] 谭国俊, 冯维, 杨波等. 高效重力储能装置: CN106704121A[P]. 2017-05-24.
- TAN G J, FENG W, YANG B, et al. High-efficiency gravitational energy storage device: CN106704121A[P]. 2017-05-24.
- [12] 郑开云, 梁宏, 蒋励. 一种重力储能系统及其使用方法: CN111692055A[P]. 2020-09-22.
- ZHENG K Y, LIANG H, JIANG L. A gravity energy storage system and its use method: CN111692055A[P]. 2020-09-22.
- [13] 张正秋, 武安, 张海川. 一种依托煤矿矿井的重力储能系统: CN209676010U[P]. 2019-11-22.
- [14] 邱清泉, 肖立业, 张京业, 等. 一种基于竖井和巷道的重力储能系统: CN113460841A[P]. 2021-10-01.
- QIU Q Q, XIAO L Y, ZHANG J Y, et al. A gravity energy storage system based on shafts and roadways: CN113460841A[P]. 2021-10-01.
- [15] 高天, 王祖凡, 方舒扬, 等. 含齿轮变速与链式传动机构的斜坡重力储能系统能效分析模型与实验验证[J]. 储能科学与技术, 2025, 14(2): 688-698.
- GAO T, WANG Z F, FANG S Y, et al. Energy efficiency analysis model and experimental verification of gravity energy storage system with gear box and chain transmission mechanisms[J]. Energy Storage Science and Technology, 2025, 14(2): 688-698.
- [16] 聂亚惠, 周学志, 郭丁彰, 等. 铁轨重力储能系统关键影响因素及其与风电场的耦合研究[J]. 储能科学与技术, 2024, 13(6): 1900-1910. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2023.0962.
- NIE Y H, ZHOU X Z, GUO D Z, et al. Study on key influencing factors of the rail gravity energy storage system and its coupling with wind farms[J]. Energy Storage Science and Technology, 2024, 13(6): 1900-1910. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2023.0962.
- [17] 史沁鹏, 郭茹, 洪剑锋, 等. 竖井式重力储能系统发电效率影响因素[J]. 南方能源建设, 2025, 12(5): 58-69. DOI: 10.16516/j.ceec.2024-247.
- SHI Q P, GUO R, HONG J F, et al. Influencing factors of generation efficiency of vertical gravity energy storage[J]. Southern Energy Construction, 2025, 12(5): 58-69. DOI: 10.16516/j.ceec.2024-247.
- [18] 曾小超, 史沁鹏, 洪剑锋, 等. 竖井式重力储能系统模型构建及功率优化[J]. 南方能源建设, 2025, 12(5): 37-47.
- ZENG X C, SHI Q P, HONG J F, et al. Model establishment and power optimization of vertical gravity energy storage system[J]. Southern Energy Construction, 2025, 12(5): 37-47.
- [19] 陈良, 曾小超, 王昊, 等. 重力储能竖井超高速多轿厢气动阻力特性及优化设计[J]. 南方能源建设, 2025, 12(5): 11-25. DOI: 10.16516/j.ceec.2024-418.
- CHEN L, ZENG X C, WANG H, et al. Aerodynamic drag characteristics and optimization design of ultra-high speed multi-car in gravity energy storage shaft[J]. Southern Energy Construction, 2025, 12(5): 11-25. DOI: 10.16516/j.ceec.2024-418.
- [20] 罗晓悦, 邱清泉, 林玉鑫, 等. 一种重力储能试验系统与等效试验方法: CN118654871A[P]. 2024-09-17.
- [21] 纪焕彰. 矿用低速大转矩永磁直驱电机全负载域高效运行研究[D]. 沈阳: 沈阳工业大学, 2025.
- JI H Z. Study on efficient operation of mine low-speed and high-torque permanent magnet direct driver in full load region[D]. Shenyang: Shenyang University of Technology, 2025.
- [22] BERTOTTI G, MAZZETTI P, SOARDO G P. A general model of losses in soft magnetic materials[J]. Journal of Magnetism and Magnetic Materials, 1982, 26(1/2/3): 225-233. DOI: 10.1016/0304-8853(82)90157-3.
- [23] ISO/TR 14179-1: 2001[S]. ISO Technical Committees, 2001.
- [24] NIEMANN G, GACKSTETTER G. Low-loss gear wheels[J]. Tribology, 1968, 1(2): 126. DOI: 10.1016/S0041-2678(68)80383-5.
- [25] 易俊. 齿轮传动效率的研究[D]. 西安: 长安大学, 2013.
- YI J. Study on gear transmission efficiency[D]. Xi'an: Chang'an University, 2013.
- [26] FEYER K. Wire ropes: tension, endurance, reliability[M]. Springer, 2007.
- [27] 赵永明, 邱清泉, 聂子攀, 等. 重力/飞轮综合储能电机变流并网系统设计及运行特性[J]. 储能科学与技术, 2022, 11(12): 3895-3905.
- ZHAO Y M, QIU Q Q, NIE Z P, et al. Design and operating characteristics of a grid-connected motor-converting system for gravity/flywheel integrated energy storage[J]. Energy Storage Science and Technology, 2022, 11(12): 3895-3905.
- [28] 王青山, 李妍, 张群, 等. 基于带传动的垂直式重力储能系统能效分析模型与实验验证[J]. 储能科学与技术, 2025, 14(3): 1141-1149.
- WANG Q S, LI Y, ZHANG Q, et al. Energy efficiency analysis model and experimental verification of vertical gravity energy storage system based on belt drive[J]. Energy Storage Science and Technology, 2025, 14(3): 1141-1149.
- [29] GB/T 3811—2008 起重机设计规范[S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.