

文章编号:0254-0096(2018)09-2544-09

直径 17.70 m 抛物碟式聚光装置的设计与研制

颜 健¹, 彭佑多¹, 程自然¹, 谭新华²

(1. 湖南科技大学 机械设备健康维护省重点实验室, 湘潭 411201; 2. 湘电集团太阳能事业部, 湘潭 411101)

摘要: 设计并建造直径 17.70 m 的碟式聚光装置, 抛物镜面焦距为 9.49 m, 采光面积 204 m²。结合 25 kW 碟式聚光装置的研制经验, 对聚光装置的部分结构进行新尝试, 包括镜面单元采用铝蜂窝板基体, 高度角机构采用下置式, 镜面单元安装采用激光定位等。研制水冷平面接收靶, 在视日跟踪状态对聚光装置焦平面的聚焦光斑进行测试, 验证镜面单元安装及视日跟踪的有效性。配置 S260 型斯特林发电系统, 运行表明 DS-CSP 系统的净输出功率与太阳直射辐照度 (*DNI*) 基本呈正线性比例关系, 数据中 *DNI* 最大值为 761 W/m², 此时 DS-CSP 系统的净输出功率可达 40.5 kW (测试时有效采光面积 200 m²), 其光热转换效率为 26.6%。

关键词: 太阳能; 碟式聚光器; 斯特林热机; 碟式/斯特林系统; 发电性能; 设计

中图分类号: TK514; TH122 **文献标识码:** A

0 引言

DS-CSP 具有光电转换效率高、发电方式灵活和模块化程度高等特点, 是太阳能光热高品位发电技术的重点之一, 受到研究者的极大关注与探索^[1-7]。Lovegrove 等^[8]研制了面积 500 m² 的碟式聚光装置, 并对焦平面能流分布进行了实验测试。Reddy 等^[9]基于 20 m² 碟式聚光器, 开展针对半球形腔体吸热器的热工实验研究。Mansiri 等^[10]设计 131 m² 碟式聚光装置, 并预测了碟式/斯特林系统的年发电量等指标。哈尔滨工业大学搭建了十六碟聚光装置, 并开展了焦平面能流分布等实验研究^[11,12]。在工程应用方面, 国外碟式发电技术较为成熟, 部分已处于商业化阶段, 如 SES 公司的 25 kW 的 Sun Catcher, Infinia 公司的 3 kW 碟式发电单元等均有应用案例^[6]。我国内蒙古也已建立 100 kW 的 DS-CSP 示范电站, 单机功率为 10 kW。此外, 中国科学院、西安航空动力所和上海齐耀动力等单位均开展了 DS-CSP 的研制工作, 且均取得了较好成果^[13]。目前, 大型单碟聚光器+单立柱支撑结构的聚光装置设计与研制的公开报道较少, 结合前期 25 kW 碟式聚光装置的研制与运行经验^[14], 课题组与湘电集团继续深入合作, 研制 38 kW 碟式聚光装置, 并

配置 S260 斯特林发电系统成功发电运行。本文以工程应用角度来对 38 kW 聚光装置的结构设计、安装调试等关键问题进行展开, 旨在为碟式装备的后续产业化提供参考, 以期对太阳能光热利用相关工程提供借鉴。

1 聚光装置结构设计

聚光装置结构形式对 DS-CSP 的承载变形、聚光性能、制造和安装等均有一定影响。本课题组与湘电集团联合研制的 25 kW 碟式聚光装置(2011 年建成), 整体采用单碟聚光器+单立柱支撑的结构形式, 如图 1 所示。随着技术的提升和运行经验的积累, 对 25 kW 聚光装置提出若干技术改进, 并将其



图1 25 kW 碟式聚光装置(半径 6.65 m, 焦距 7.25 m)
Fig. 1 25 kW solar dish concentrated device (radius is 6.65 m, focal length is 7.25 m)

收稿日期: 2016-06-08

基金项目: 国家自然科学基金(51576061); 湖南省自然科学基金(2016JJ2052); 湖南省研究生科研创新项目(CX2016B549)

通信作者: 彭佑多(1964—), 男, 博士、教授、博士生导师, 主要从事机械系统振动, 新能源技术等方面研究。ydpeng1964@163.com

应用到 38 kW 碟式聚光装置(半径 8.85 m, 焦距 9.49 m)的研制。

1.1 聚光器结构

聚光器是实现太阳光能定向传输与聚集的装置。考虑到制造、运输及安装等过程, 注重模块化设计, 采用 25 kW 聚光器较为成熟的结构形式, 聚光器结构如图 2a 所示。聚光器由辐射梁、U 型体、环杆和镜面单元等构成。辐射梁采用桁架结构形式, 共有 12 根辐射梁与 U 型体采用螺栓连接, 连接方式如图 2d 和 2e 所示。辐射梁之间由多圈环杆通过定位座进行连接, 进而形成支撑镜面单元的空间骨架-网架结构。聚光器开口直径 17.70 m, 抛物曲面焦距为 9.49 m, 聚光器下部的扇形缺角为 30° , 考虑到聚光器的透风减载及镜面单元的安装方便, 镜面单元之间留有 20 mm 间隙。

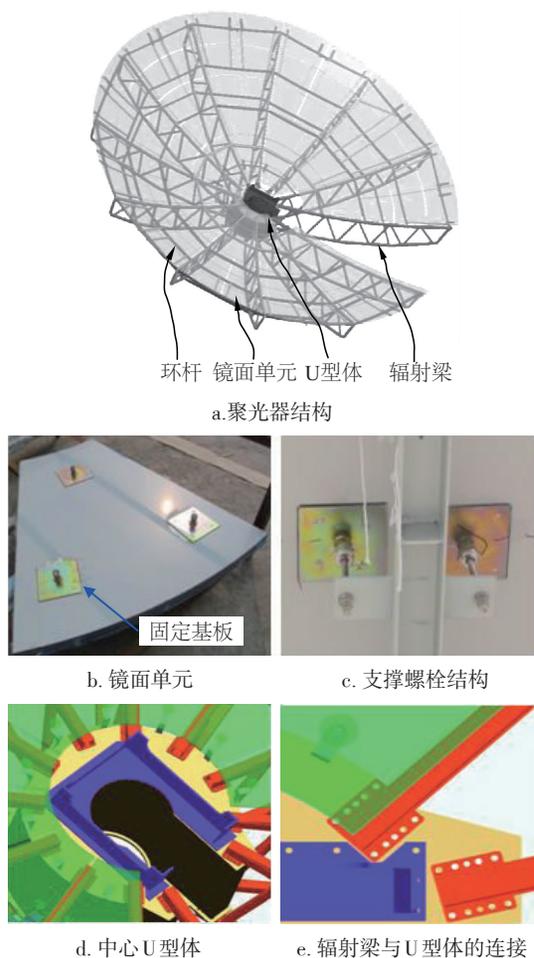


图2 聚光器结构及镜面单元

Fig. 2 Concentrator structure and mirror units

不同以往, 本文在聚光器的结构件选型和镜面

单元方面进行了改进。聚光器的结构件均选用外观饱满且密闭几何的矩形管型材, 并对其留有工艺孔, 在进行内外表面电泳处理后进行封堵, 同时在构件上增焊连接板来加工螺栓孔(图 2c), 避免型材穿透而造成的内部腐蚀。先前 25 kW 聚光器选用槽钢和角钢, 在结构防腐修复时存在表面积大、多处死角难以喷漆处理。在镜面单元方面, 一般采用金属冲压成型的基体、注塑成型的基体以及带金属骨架的玻璃纤维基体(图 1), 并在其表面粘附薄反射镜, 应用过程存在质量重、刚度弱、基体成型精度低等缺点。先前 25 kW 聚光器的反射镜面存在较多破损现象, 可能是镜面粘接应力过大或基体刚度不足等原因导致的。此次进行新尝试——以铝蜂窝平板为“刚性”基体, 在其上表面粘附聚氨酯层, 而后将聚氨酯层铣削成相应的抛物曲面, 最后将镀银薄镜胶粘在聚氨酯层表面, 镜面单元实物如图 2b 所示。镜面单元是以固定基板通过球铰螺栓连接在聚光器网架的相应位置, 并通过调节螺栓长度来控制镜面单元的空间位姿, 镜面单元安装结构如图 2c 所示, 固定基板通过高强度胶粘接在铝蜂窝基体背部。此次研制的镜面单元(2014 年 10 月 11 日建成)一直使用至今, 聚光装置经历了多次大风, 尚未出现镜面破损问题。

1.2 双轴跟踪机构

太阳运动具有特定规律的空间轨迹, 为实现聚光器对太阳光能的聚集, 应使聚光器的焦轴平行于太阳入射光。一般采用高度角-方位角双轴跟踪装置来实现, 结构形式大多数与图 1 相同, 高度角跟踪的驱动丝杆是上置式的, 如图 3a 所示。此结构恰好遮挡了聚光器的焦轴, 使后续斯特林热机的对焦安装较为困难, 此外驱动机构的传动角也存在一定不足^[15], 这些都是 25 kW 聚光装置调试和运行中暴露的问题。此次采用下置式结构, 这在大型碟式聚光器高度角跟踪结构中是一次新尝试, 如图 3b 所示。高度角跟踪是以螺旋升降机的丝杆为目标执行件, 通过改变丝杆长度 L 可实现机架可动部分绕轴线 C 的旋转。在双轴驱动机构中均采用带自锁功能的蜗轮蜗杆副, 能满足外载荷作用时机构的锁紧要求。

高度角机构的驱动力臂是设计的重点,将 2 种布置形式的驱动能力进行对比分析,受力简图如图 3a 和图 4 所示。根据几何关系,图 3a 满足:

$$\begin{cases} L_3^2 = d_{EH}^2 + d_{EG}^2 - 2d_{EH}d_{EG} \cos(\alpha_1 + \alpha_2 - \beta) \\ d_{EH}^2 = L_3^2 + d_{EG}^2 - 2d_{EG}L_3 \cos \phi \end{cases} \quad (1)$$

式中, L_3 ——高度角为 β 时的丝杆长度; d_{EH} ——点 E 到点 H 的距离, $d_{EH}=720 \text{ mm}$; d_{EG} ——点 E 到点 G 的距离, $d_{EG}=1170 \text{ mm}$; α 夹角, $\alpha_1=25^\circ$; $\alpha_2=72^\circ$ 。

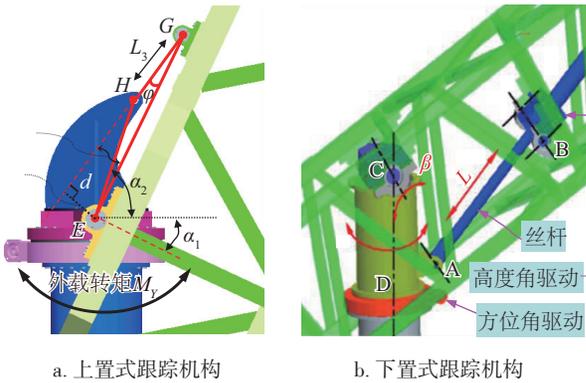


图 3 高度角-方位角双轴跟踪机构

Fig. 3 Elevation-azimuth angle two-axis tracking mechanism

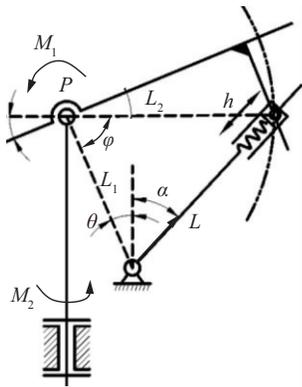


图 4 双轴跟踪机构的受力简图

Fig. 4 Force analysis for the two-axis tracking mechanism

图 3a 中的驱动力臂为 $d = d_{EG} \sin \phi$, 由式(1)推导得到:

$$d = d_{EG} \sqrt{1 - \frac{[d_{EG} - d_{EH} \cos(\alpha_1 + \alpha_2 - \beta)]^2}{d_{EH}^2 + d_{EG}^2 - 2d_{EH}d_{EG} \cos(\alpha_1 + \alpha_2 - \beta)}} \quad (2)$$

图 4 的下置式高度角机构满足:

$$\begin{cases} L^2 = L_1^2 + L_2^2 - 2L_1L_2 \cos \phi \\ L^2 = L_1^2 + L^2 - 2L_1L \cos(\alpha + \theta) \end{cases} \quad (3)$$

式中, L ——下置式高度角机构中高度角为 β 时的丝杆长度; 长度 $L_1=1073.8 \text{ mm}$, $L_2=1436.5 \text{ mm}$;

$\phi = \varphi_0 + \beta$, 其中 φ_0 为高度角为 0° 时初始夹角, $\varphi_0 = 25.087^\circ$; $\theta = 24.775^\circ$ 。

下置式高度角的驱动力臂为 $d_1 = L_1 \sin(\theta + \alpha)$, 由式(3)推导得到:

$$d_1 = L_1 \sqrt{1 - \frac{[L_1 - L_2 \cos(\varphi_0 + \beta)]^2}{L_1^2 + L_2^2 - 2L_1L_2 \cos(\varphi_0 + \beta)}} \quad (4)$$

图 5 为驱动力臂尺寸随高度角的变化。可看出,下置式结构的力臂尺寸随高度角的增大而先缓慢增加,在高度角超过 15° 时开始线性下降;而上置式结构的力臂尺寸随高度角的增大而增加,但在 45° 之后就逐渐下降且在接近 90° 时下降梯度较大。从运动过程的丝杆工作长度来看,下置式结构随高度角的增大而逐渐增加;而上置式结构恰好是相反趋势。

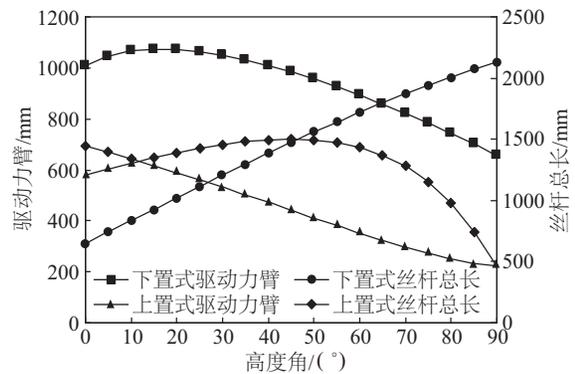


图 5 驱动力臂和丝杆工作长度随高度角的变化

Fig. 5 Length of driving arm and the screw work changes with elevation angle

聚光装置的双轴视日跟踪采用程序跟踪策略,依据太阳位置算法计算高度角和方位角,并驱动电机工作相应转角,在双轴跟踪装置的输出轴安装位置编码器反馈实际转角,进而对电机工作转角进行补偿。本质上是开环控制,实际运行精度还依赖于初始零位(零高度角-零方位角)的标定。此次聚光装置的零位标定采用了 GPS 定位技术,从后续运行的聚焦光斑和发电效果来看,程序跟踪效果较好,具体见 3.1 节。

1.3 聚光装置的整机结构

聚光装置的整机结构如图 6 所示,支撑桁架的前端面与聚光器的 U 型体连接,后端安装斯特林热机,支撑桁架与立柱顶端的双轴机构连接。为确保斯特林热机的准确安装,斯特林热机的安装底座设

置有调整装置。高度角丝杆工作过程与支撑桁架杆件无干涉,以及视日运动部分(聚光器和支撑桁架)的重心与立柱轴线基本重合,这在 Pro/E 平台设计时均需得到保证。聚光装置高度角范围为 $-15^{\circ}\sim 90^{\circ}$,能在冰雹天气进行躲避,防止镜面受损。

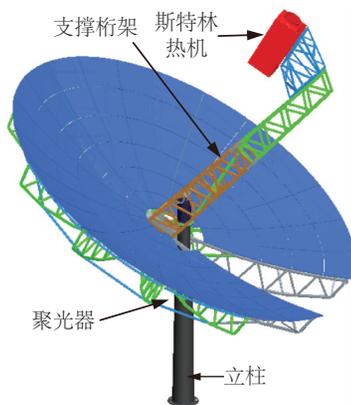


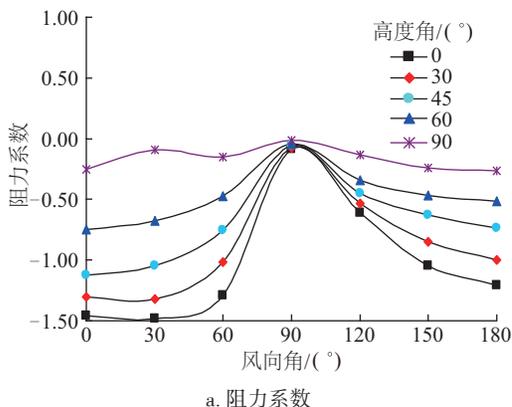
图6 碟式聚光装置的整机结构

Fig. 6 Whole structure of solar dish concentrated device

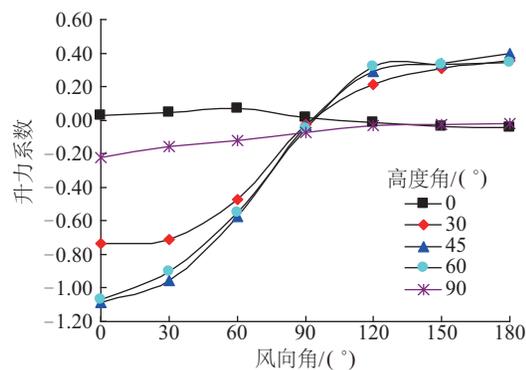
2 性能分析及部件选型

2.1 风载荷分析

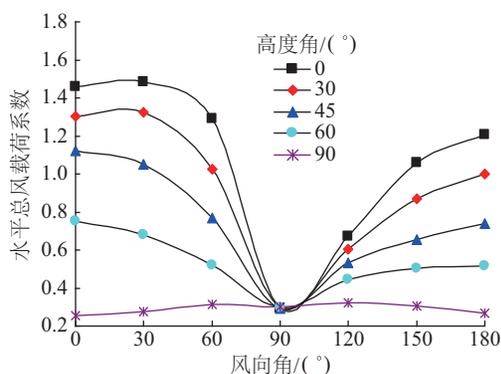
采用计算流体力学方法,对聚光装置的风载荷进行数值模拟,具体计算流程详见文献[14]。针对38 kW 聚光装置,除风场入流的平均风速取为17.1 m/s外,其他计算参数和结果数据处理方法均同文献[14]一致,典型工况的风载荷结果如图7所示。对比文献[14]中25 kW 聚光装置的结果可看出,两者的风载荷系数随工况的变化趋势基本一致,整体而言聚光装置体型尺寸越大,相应的风载荷系数有一定增加,但增幅并不明显。由于两者的体型结构基本一致,仅在空间尺寸上存在一定差异,是一个典型的具有实际工程价值的“缩尺”模型风载荷案



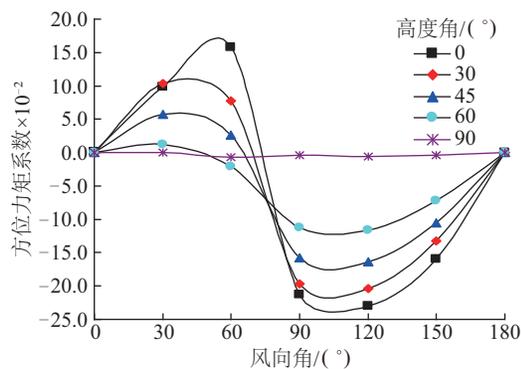
a. 阻力系数



b. 升力系数



c. 水平总风载荷系数



d. 方位力矩系数

图7 聚光装置风载荷系数随工况的变化

Fig. 7 Concentrator device wind load coefficient along with change of working condition

例,两者风载荷结果的相近性表明,其他功率的碟式聚光装置抗风设计可参考25 kW或38 kW聚光器的风载荷结果,计算误差能满足工程要求。由于文献[14]已对风载荷分布及产生机理进行了详细分析,此处不再赘述。

2.2 性能分析

聚光装置工作在露天环境,要求满足在一定风速条件下有效聚光运行,机架结构设计需确保安全

性和承载工况的聚光性能,从聚光装置的光-机-热多场耦合角度来开展分析,流程如图8所示。在Ansys 12.0平台建立碟式机架结构的有限元模型,分析极限风载作用的机架结构安全性,并求解风载运行工况(平均风速为17.1 m/s)的聚光器镜面单元和吸热器的位移矢量,采用碟式聚光装置的光-机-热多场耦合模型,计算风载荷工况的吸热器能流分布情况^[15,16],根据吸热器能流分布和结构安全性等指标来确定机架结构的型材截面尺寸。碟式聚光装置的安全性和承载工况的能流分布分析在文献[15,16]有专门报道。

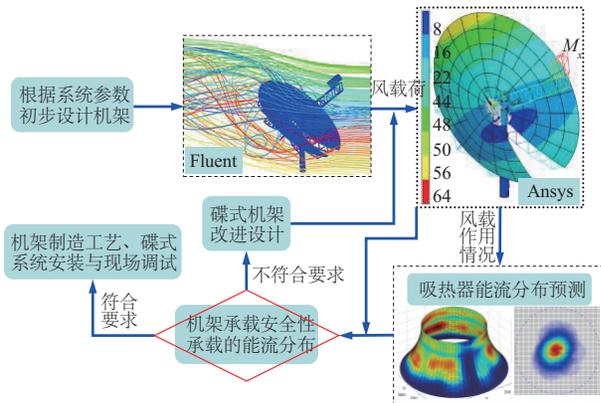


图8 碟式聚光装置性能分析流程

Fig. 8 Analysis process for the concentrator device performance

最后确定的关键尺寸主要有:立柱总高度为10.0 m;下段为6.0 m的卷制焊接锥状管,壁厚为20 mm、顶部外径为0.80 m、底部外径为1.0 m;上段为直径为0.61 m的圆管,壁厚为25 mm;聚光器辐射梁和环杆均为矩形管型材,辐射梁上下弦杆截面尺寸为120 mm×100 mm×5 mm(高×宽×壁厚),腹杆截面尺寸为100 mm×80 mm×4 mm,环杆的截面尺寸为100 mm×80 mm×3 mm;支撑桁架也均为矩形管型材,上下弦杆截面尺寸为140 mm×90 mm×6 mm,腹杆截面尺寸为100 mm×90 mm×6 mm。整体结构满足17.1 m/s风速的聚光运行,避险工况(90°高度角)能抵抗12级大风。

2.3 部件选型

如图4所示,根据驱动力臂尺寸式(4),聚光装置在风载荷工况的高度角跟踪驱动满足:

$$F_{eg} L_1 \sqrt{1 - \frac{[L_1 - L_2 \cos(\varphi_0 + \beta)]^2}{L_1^2 + L_2^2 - 2L_1 L_2 \cos(\varphi_0 + \beta)}} \geq |M_1| \quad (5)$$

式中, F_{eg} —— 高度角驱动的丝杆轴力; $M_1 = M_{wind} + M_G$, 其中 M_{wind} 为风载倾覆力矩, M_G 为重力矩, 由于机架结构经过质量配平, 重心与立柱轴线偏离较小, 满足 $M_G \ll M_{wind}$ 。

选取聚光装置在各高度角工位的倾覆力矩峰值(平均风速为17.1 m/s), 计算丝杆轴力如图9所示, 高度角驱动的丝杆最大轴力为114 kN, 在高度角为90°时, 考虑风载荷的脉动效应和极限风速的避险驱动, 选用力姆泰克公司的SJA300螺旋升降机, 满载推/拉力300 kN, 蜗轮蜗杆减速比10.25。高度角驱动电机功率为1.0 kW, 额定转矩为3.05 Nm, 并配有上海涟恒精密机械的AER120-L2(35)型减速机, 减速比为35。

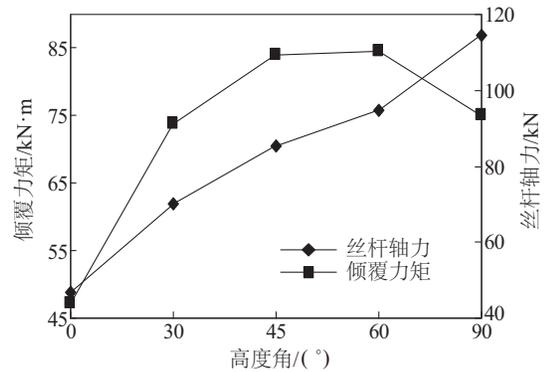


图9 丝杆的轴力

Fig. 9 Force of the screw axial

方位角驱动装置由带三级减速的电机、行星减速器和蜗轮蜗杆方位转盘依次构成, 整体传动比达102750, 满足跟踪传动要求。其中, 行星减速器是上海涟恒精密机械生产的AB90-L3(250)型号减速器, 减速比为250。方位转盘为马鞍山方圆回转支承生产的WD710.137.LE型蜗轮蜗杆传动装置, 传动比为137, 轴向承受载荷为400 kN, 承载倾翻力矩为270 kNm。

方位角的驱动满足:

$$\begin{cases} \frac{T_1 \cdot i}{\beta_k} \geq M_2 \\ M_2 = M_\mu + M_{wind_2} + M_{wind_\mu} \end{cases} \quad (6)$$

式中, T_1 —— 电机的额定输出扭矩; i —— 总传动比, $i = 102750$; β_k —— 风载荷的脉动系数, $\beta_k = 1.4$; M_μ —— 机架重力载荷引起的摩擦力矩, $M_\mu = F_N \mu_k R$, 其中 F_N 为自重载荷, $F_N = 230$ kN, μ_k 为滚动轴承的阻力系数, $\mu_k = 0.005$, R 为支撑回转半

径, $R=0.31$ m; M_{wind_2} ——风载作用的方位力矩峰值(平均风速 17.1 m/s), $M_{wind_2}=91.6$ kNm; M_{wind_μ} ——升力载荷引起的摩擦力矩。

由此可见 $M_\mu \ll M_{wind_2}$, 经计算选用电机的额定扭矩 4.74 Nm, 额定功率 2.0 kW。

3 聚光装置试制及初步测试

3.1 安装与测试

聚光器镜面单元的安装现场如图 10 所示, 将聚光器朝向天空放置, 并采用激光定位装置来标定镜面单元的空间位姿。激光定位装置如图 10c 所示。

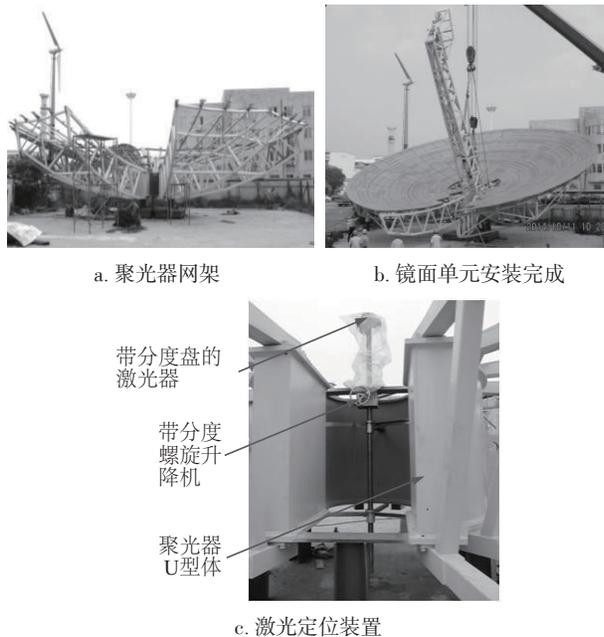


图 10 聚光器镜面单元的安装及定位装置

Fig. 10 Installation and positioning device for the concentrator mirror units

首先, 以 U 型体的圆形特征虚拟中心线(即反射镜面的焦轴线)标定丝杆中心轴线。其次, 通过调节螺旋升降机高度来标定反射镜面虚拟顶点, 并将激光器的分度盘对零。而后, 通过激光器束来实现镜面单元的空间位置标定。原理上是根据镜面单元 4 个角点在理论抛物曲面的周向角和焦轴向高度来定位, 将镜面单元放置在大概安装区域内, 将螺旋升降机和分度盘调整至相应位置, 人工调整镜面单元的空间位姿使激光束照射至相应的角点。激光定位法本质上也是空间点

坐标的定位方法, 与摄影测量方法的测量本质一致^[17]。聚光器的镜面单元全部安装完成如图 10b 所示。

碟式聚光装置于 2014 年 10 月 11 日在湘电集团厂区内安装完成, 考虑到镜面单元的定位是基于镜面单元无加工误差前提的, 为了确保聚光运行的安全性, 自制水冷圆盘靶用于测试聚焦光斑、镜面单元的调整以及对跟踪精度的校准。校准后在视日跟踪状态采用 CCD 相机采集水冷靶平面的聚焦光斑图像, 如图 11a 所示。由于水冷靶表面是非朗伯特特性, 无法准确获知光斑的能量分布, 但可看出聚焦光斑呈近似圆形几何, 且光斑中心与圆盘靶的中心基本重合, 表明聚光装置的视日跟踪精度较好, 图 11b 是实际运行(2014 年 12 月 29 日初试的照片)时斯特林吸热器腔体的光能分布图, 可看出聚焦的太阳光能均处于吸热器内(吸热器窗口直径 400 mm)。斯特林热机为斜盘式四缸双作用型, 型号 Stirling Biopower Flexgen S260, DS-CSP 整体如图 12 所示。

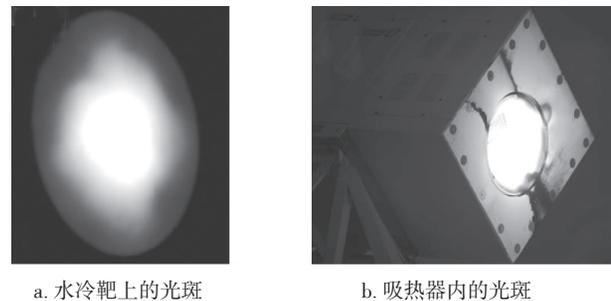


图 11 聚光性能的检测

Fig. 11 Test for concentrator performance



图 12 38 kW 碟式/斯特林太阳能光热发电系统(聚光器直径 17.70 m, 焦距 9.49 m, 摄于 2015 年 12 月 22 日)

Fig. 12 38 kW dish/Stirling concentrating solar power system (concentrator diameter is 17.70 m, focal length is 9.49 m, taken in December 22, 2015)

3.2 聚光发电应用

经过一段时间的调试与试运行(2014年12月29日14:05首次发电运行),DS-CSP能稳定地进行全天候持续发电运行,实际总采光面积 200 m^2 (内环2块镜面单元未安装)。购置GEONICA METEODATA-3000系统实时测量太阳直射辐照度(DNI),如图12所示。晴朗一天DS-CSP发电功率随DNI的变化,如图13所示。可看出,DS-CSP连续运行6.5 h,在11:00~15:00区间DS-CSP发电功率在 35 kW 以上(除云遮外)。DNI值为 750 W/m^2 时(额度设计值),DS-CSP发电功率为 38 kW (达到设计要求),太阳光能-电能转换效率(solar-electric efficiency, SEE)为 25.3% 。而DNI值为 761 W/m^2 时,发电功率达到 40.5 kW ,SEE为 26.6% ,由于聚光器长时间未清洗,存在一定的光学损失,否则 38 kW DS-CSP系统此次测试的净输出功率会更高。

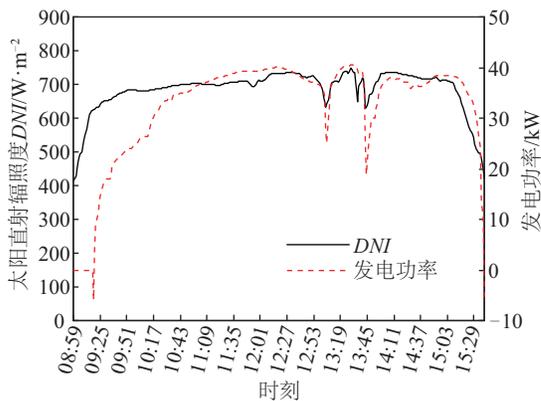
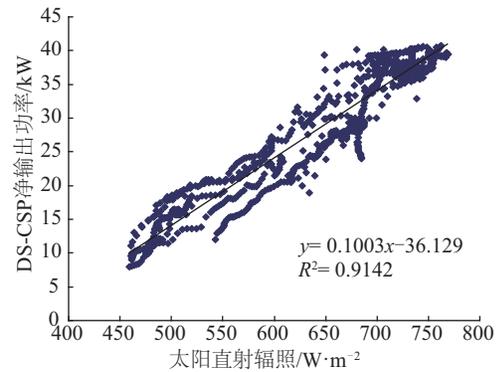


图13 DS-CSP净输出功率随DNI的变化
(2015年10月26日,有效采光面积 200 m^2)

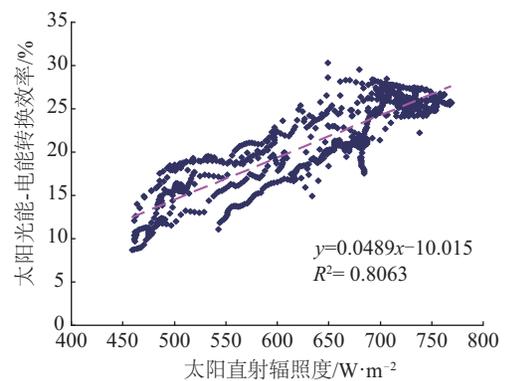
Fig. 13 DS-CSP net power output changes along with the DNI
(On October 26, 2015, effective aperture area is 200 m^2)

根据现阶段有限的运行数据,得到DS-CSP运行性能与DNI的关系,如图14所示(数据来源于2015年10月8、15、17和26日这4d的运行数据),已剔除斯特林热机启动和停机阶段的数据。可以看出,DS-CSP净输出功率与DNI值基本呈线性关系,这与SES公司 25 kW DS-CSP的发电性能曲线基本一致^[5]。对比图14a和图14b可看出,DS-CSP的净输出功率和SEE分布也较为相似,但由于DNI值大于 700 W/m^2 的运行数据有限其后的变化趋势暂不明了。限于湘潭地区的天气原因,暂时还

未能获得更多、更高DNI工况的运行数据,这是后续要继续的工作。



a. DS-CSP净输出功率



b. 太阳光能-电能转换效率

图14 DS-CSP的运行数据

Fig. 14 DS-CSP running data

4 结 论

阐述了 17.70 m 碟式聚光装置的设计与建造,整体采用单碟聚光器+单立柱支撑的结构形式,理论分析表明碟式聚光装置能在 17.1 m/s 风速内有效的聚光运行,配置S260型斯特林热发电系统的运行表明,DS-CSP的净输出功率与太阳直射辐照度(DNI)基本呈线性相关关系,数据中DNI的最大值为 761 W/m^2 ,DS-CSP净输出功率已达 40.5 kW ,转换效率为 26.6% 。整体来说,研制的 38 kW 碟式聚光装置的光学性能较好,能有效匹配S260斯特林热发电系统的发电运行,且经历多次大风作用未出现机架变形或镜面损坏等情况。成功的设计与研制经验可为碟式装备的后续产业化提供参考,也为太阳能光热利用相关工程提供技术借鉴。

[参考文献]

- [1] 李 鑫, 李安定, 李 斌, 等. 碟式/斯特林太阳能热发电系统经济性分析[J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(12): 108—111.
- [1] Li Xin, Li Anding, Li Bin, et al. Economic analysis of dish/Stirling solar power system [J]. Proceedings of the CSEE, 2005, 25(12): 108—111.
- [2] 纪 军, 何雅玲. 太阳能热发电系统基础理论与关键技术战略研究[J]. 中国科学基金, 2009, (6): 331—336.
- [2] Ji Jun, He Yaling. Strategic research on basic theory and key technology of solar thermal power generation system [J]. Bulletin of National Natural Science Foundation of China, 2009, (6): 331—336.
- [3] Chien J C L, Lior N. Concentrating solar thermal power as a viable alternative in China's electricity supply [J]. Energy Policy, 2011, 39: 7622—7636.
- [4] Baharoon D A, Rahman H A, Omar W Z W, et al. Historical development of concentrating solar power technologies to generate clean electricity efficiently—A review [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015, 41: 996—1027.
- [5] Mancini T, Heller P, Butler B, et al. Dish- Stirling systems: An overview of development and status [J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2003, 125 (2) : 135—151.
- [6] 朱辰元, 彭小方. 碟式斯特林太阳能热发电的技术发展[J]. 电力与能源, 2011, 33(6): 507—511.
- [6] Zhu Chengyuan, Peng Xiaofang. An overview of dish-Stirling concentrating solar power technology [J]. Power & Energy, 2011, 33(6): 507—511.
- [7] 闫云飞, 张智恩, 张 力, 等. 太阳能利用技术及其应用[J]. 太阳能学报, 2012, 33(1): 47—56.
- [7] Yan Yunfei, Zhang Zhien, Zhang Li, et al. Application and utilization technology of solar energy [J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2012, 33(1): 47—56.
- [8] Lovegrove K, Burgess G, Pye J. A new 500 m² paraboloidal dish solar concentrator [J]. Solar Energy, 2011, 85(4): 620—626.
- [9] Reddy K S, Natarajan S K, Veershetty G. Experimental performance investigation of modified cavity receiver with fuzzy focal solar dish concentrator [J]. Renewable Energy, 2015, 74: 148—157.
- [10] Mansiri K, Sukchai S, Sirisamphanwong C. Investigations to conduct a study about possibilities to use small scale solar dish Stirling engine system in Thailand [J]. Energy Procedia, 2014, 56: 367—377.
- [11] Huang Xing, Yuan Yuan, Shuai Yong, et al. Development of a multi-layer and multi-dish model for the multi-dish solar energy concentrator system [J]. Solar Energy, 2014, 107: 617—627.
- [12] Xia Xinlin, Dai Guilong, Shuai Yong. Experimental and numerical investigation on solar concentrating characteristics of a sixteen-dish concentrator [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2012, 37: 18694—18703.
- [13] 刘建明, 陈 革, 章其初. 碟式斯特林太阳能发电系统最新进展[J]. 中外能源, 2011, 16: 36—40.
- [13] Liu Jianming, Chen Ge, Zhang Qichu. Recent advances in technology on dish stirling solar power generating systems [J]. Sino-Global Energy, 2011, 16(4): 36—40.
- [14] 颜 健, 彭佑多, 龙东平, 等. 大型碟式太阳能钢构机架平均风荷载及绕流特性研究[J]. 振动与冲击, 2014, 33(24): 45—53.
- [14] Yan Jian, Peng Youduo, Long Dongping, et al. Average wind load and flow around characteristics of Steel frame of a large solar energy dish [J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(24): 45—53.
- [15] 颜 健, 彭佑多, 余佳焕, 等. 碟式太阳能光热系统光-机-热多场耦合建模及其聚光性能预测应用[J]. 机械工程学报, 2015, 51(14): 138—151.
- [15] Yan Jian, Peng Youduo, Yu Jiahuan, et al. Research on thermal-structural-optical multi-field coupling modeling and concentrating performance prediction of solar dish system [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(14): 138—151.
- [16] 彭佑多, 颜 健, 易陈斐, 等. 38 kW级碟式光热发电系统机架结构的承载性能研究[J]. 湖南科技大学学报: 自然科学版, 2015, 31(1): 29—35.
- [16] Peng Youduo, Yan Jian, Yi Chenfei, et al. Frame bearing capacity mechanism of 38 kW solar dish string power system [J]. Journal of Hunan University of Science & Technology: Natural Science Edition, 2015, 30(1): 29—35.
- [17] Burgess G, Shortis M, Kearton A, et al. Photogrammetry for dish concentrator construction [A]. Solar09, 47th ANZSES Conference [C], James Cook University, 2009, 1—10.

DESIGN AND DEVELOP FOR 17.70 m SOLAR PARABOLIC DISH CONCENTRATED DEVICE

Yan Jian¹, Peng Youduo¹, Cheng Ziran¹, Tan Xinhua²

(1. Hunan Provincial Key Laboratory of Health Maintenance for Mechanical Equipment, Hunan University of Science and Technology, Xiangtan 411201, China; 2. Solar Business Department of Xiangtan Electric Manufacturing Group, Xiangtan 411101, China)

Abstract: Diameter 17.70 m solar dish concentrated device has been designed and manufactured, the focal length of the parabolic mirror is 9.49 m and the lighting area is 204 m². Combined with the experience of the 25 kW dish concentrated device, new attempt has been made for the part of the structure of the dish concentrated device, which including the mirror unit use the aluminum honeycomb panel substrate, the elevation angle institution use the underneath type and the installation of the mirror unit use the laser positioning. Develop the water-cooled disc receive target, making test for the focal spot on the focal plane based on sun tracking status and validate the effectiveness of the mirror units installation and the sun tacking. Equipped with the S260 Stirling electric generation system, and the working running shows that there is a basic linear relationship between the DS-CSP net power output and the solar direct normal irradiation (*DNI*), the maximum value of the *DNI* is 761 W/m² and the DS-CSP net power output reach to 40.5 kW, and the conversion efficiency is 26.6%.

Keywords: solar energy; dish concentrator; Stirling engine; dish/Stirling system; power generation performance; design