

相关技术

基于 Adams 的碟式太阳能装置推杆
传动系统结构优化分析轩 连¹, 邓儒超², 梁伟青², 张建敏¹, 刘 静²

(1. 七一—研究所, 上海 201108; 2. 上海齐耀动力技术有限公司, 上海 201203)

摘 要: 针对碟式太阳能发电装置俯仰传动系统实际应用中存在的问题, 提出了俯仰传动系统的优化设计方案。利用 Adams 软件对比分析不同角度偏差作用下系统推杆的运行状况。仿真结果显示: 未改进模型在一定安装偏差角作用下, 推杆受到较大的侧向力作用, 推杆处在危险工况。通过优化支撑组件结构, 推杆所受侧向力大幅减小, 最大侧向力仅为 109 N, 与轴向力相比可忽略不计。在实际应用中推杆运行平稳, 改进效果明显。

关键词: 碟式太阳能装置; 推杆传动; 安装偏差; 优化

中图分类号: TM615 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2017)04-0047-05

Structure Optimization Analysis of Push Rod Transmission System of
Dish Solar Energy Device Based on AdamsXuan Lian¹, Deng Ruchao², Liang Weiqing², Zhang Jianmin¹, Liu Jing²

(1. Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108;

2. Shanghai MicroPowers Ltd., Shanghai 201203)

Abstract: In view of the application problems of the pitch drive system for disc solar power generation device, optimizing design scheme is proposed for the pitch drive system. Adams software was used to analyze the operation condition of push rod system with different installation deviation angles. The simulation results show that before optimization, the lateral force of the push rod was relatively large under the effect of installation deviation angle, and was working under dangerous condition. By optimizing the structure of the support assembly, the lateral force of the push rod was reduced substantially and the maximum lateral force was only 109 N, which was negligible compared with the axial force. The push rod also runs smoothly in practice, the improvement effect is obvious.

Key words: disc solar power generation device; push rod transmission; installation deviation; optimization

0 引 言

近年来碟式斯特林太阳能发电技术取得了较快的发展^[1]。碟式斯特林发电系统利用旋转抛物面反射镜将太阳光汇聚到置于抛物面焦点处的接收器上, 接收器内工质被加热, 驱动斯特林发动机工作, 进行发电。该系统具有光电效率高、耗水量

小、发电方式灵活等优势^[2]。碟式斯特林发电系统一般由立柱、碟板、横梁轮毂、斯特林发动机、传动系统等组成。由于碟式太阳能发电系统在工作中为保证发电效率, 须实时跟踪太阳方位角, 因此要求传动系统精确可靠。碟式太阳能发电装置的传动系统主要包括水平回转系统和俯仰传动系统^[3]。本文利用 Adams 软件对推杆系统进行动力学仿真,

收稿日期: 2016-12-27

作者简介: 轩连(1971-), 男, 高级工程师, 主要研究方向为动力系统机械设计, E-mail: xuanlian@micropowers.com。

分析不同优化方案对推杆受力的影响,对俯仰传动系统进行优化设计。

1 俯仰传动系统优化设计

1.1 俯仰传动系统

俯仰传动系统原理如图 1 所示,其主要由立柱、横梁、推杆组件等组成。推杆与底板组件通过螺栓联结,再通过销轴支撑组件与横梁部件联结。推杆力传递到横梁部件上,推杆通过螺旋升降机(推杆机构)由电机带动,实现往复直线运动,通过两侧销轴带动横梁部件做仰俯运动,推杆的另一端通过推杆连接头与支撑部件联结,起到支撑作用。碟式太阳能在工作过程中要求时时跟踪太阳轨迹,为满足跟踪速度要求,其俯仰传动系统要求在 5 min 之内使聚光碟系统旋转 90° 。

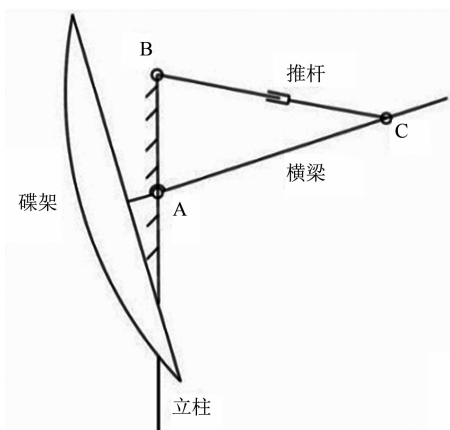


图 1 俯仰传动系统简图

1.2 俯仰传动系统存在的问题

推杆组件不仅是碟式太阳能发电装置的立柱与横梁之间的连接装置,而且推杆由电机驱动实现碟式系统的俯仰运动,因此推杆传动系统是碟式太阳能发电系统中较为重要的装置,对其安装有较高要求。改进前推杆传动系统如图 2 所示,推杆系统通过支撑板及轴承与横梁连接,推杆与立柱宝塔机构连接,电机驱动螺母实现俯仰驱动。

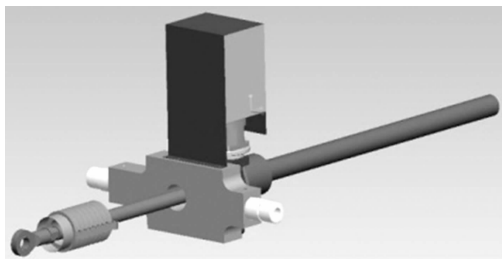


图 2 未改进系统的推杆组件

该系统在工程实践过程中遇到以下问题:

(1) 运行过程中推杆发生震动。

在运行过程中,推杆组件会周期性发出卡壳的声音,且在发声的同时伴随较强烈的震动。

(2) 安装过程中推杆断裂。

在安装碟式太阳能发电装置的发电模块时,碟面法线方向水平,横梁接近下限时,推杆发生断裂,如图 3 所示。从图中可以看出,推杆从中间断裂,在断裂处有一定的折弯角度,说明推杆在工作过程中发生弯折,超过其屈服强度,发生断裂。



图 3 断裂的推杆

由于制造误差及施工误差,立柱宝塔机构与横梁轴承套之间形成一定角度,造成安装中推杆存在一定的角度偏差,使得运行过程中推杆的弯曲量变大,导致推杆断裂。如图 4 所示, B(C) 表示无安装偏差时推杆的位置; B1C1 表示偏差角为 α 情况下,推杆运行的初始位置; B2C2 表示偏差角为 α 情况下,推杆运行的终止位置。在整个运行过程中,推杆螺母的行程为 L ,推杆偏移距离为 X 。

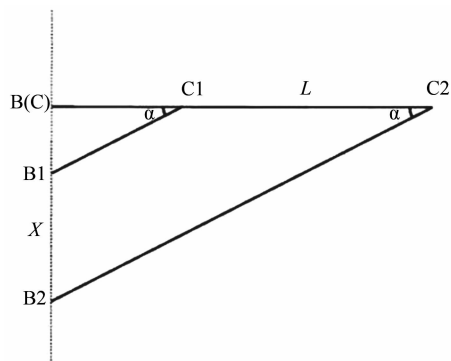


图 4 推杆偏差原理图

1.3 俯仰传动系统的改进

在初始模型中,推杆是通过其顶端环形圈与立柱相连,为保证推杆在工作过程中不左右滑动,将推杆与立柱之间的间隙阻塞,使推杆只能在中心平面转动。改进后推杆与立柱之间存在一定间隙,保证推杆即能在中心平面转动,也能偏离中心平面在一定范围内左右转动,相当于使用万向节取代原有的转动连接。

为克服运行过程中推杆所受侧向力过大的问

题, 对推杆传动系统进行改进, 改进后的推杆传动系统的结构如图 5 所示。由图可知, 相较于未改进的推杆传动系统, 改进后的装置利用轴销支撑组件代替原有的支撑板; 利用轴承使得轴销支撑组件具有一个侧向的旋转自由度, 使得轴销支撑组件能够绕中心轴转动以适应推杆位置。

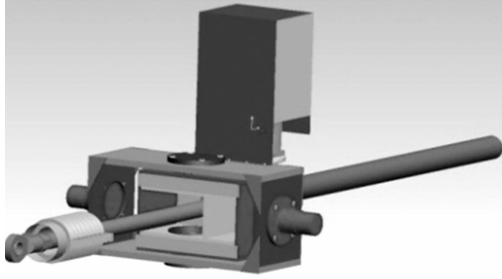


图 5 改进后系统的推杆组件

2 推杆系统动力学仿真

2.1 模型建立

2.1.1 Adams 柔性体理论

本文通过使支撑组件形成一定的角度偏差来模拟装置在制造和安装过程中立柱与横梁之间形成的角度误差。由于角度偏差的存在, 进行刚体运动学仿真会产生错误^[4], 为解决该问题, 引入 Adams 柔性体仿真, 仿真须建立推杆的柔性体模型。

2.1.1.1 柔性体表示

Adams 中柔性体是用离散化的若干个单元的有限个节点自由度来表示物体的无限多个自由度^[5]。如果物体坐标的位置用它在惯性参考系中的笛卡尔坐标 $\mathbf{x} = (x, y, z)$ 和反映刚体方位的欧拉角 $\boldsymbol{\psi} = (\psi, \theta, \Phi)$ 来表示, 模态坐标用 $\mathbf{q} = \{q_1, q_2, q_3, \dots, q_M\}^T$ (M 为模态坐标数) 来表示, 则柔性体的广义坐标可选为:

$$\boldsymbol{\zeta} = \begin{Bmatrix} \mathbf{x} \\ \boldsymbol{\psi} \\ \mathbf{q} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \\ \psi \\ \theta \\ \Phi \\ q_{i,j=1,M} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

柔性体上任一节点 (如第 i 点) 的位置向量可表示为:

$$\mathbf{r}_i = \mathbf{x} + \mathbf{A} (\mathbf{S}_i + \boldsymbol{\Phi}_i \mathbf{q}) \quad (2)$$

式中: $\mathbf{A}$ 表示物体坐标系到惯性参考系的转换矩阵; $\mathbf{S}_i$ 表示节点在物体坐标系中未变形时的位置; $\boldsymbol{\Phi}_i$ 表示对应于节点的运动自由度的模态矩阵字块。

上式对时间求导, 得到该节点的移动速度为:

$$\begin{aligned} \mathbf{v}_i &= \frac{d\mathbf{r}_i}{dt} = \frac{d\mathbf{x}}{dt} + \frac{d\mathbf{A}}{dt} (\mathbf{S}_i + \boldsymbol{\Phi}_i \mathbf{q}) + \mathbf{A} \frac{d(\mathbf{S}_i + \boldsymbol{\Phi}_i \mathbf{q})}{dt} \\ &= \mathbf{E} - \mathbf{A} (\tilde{\mathbf{S}}_i + \tilde{\boldsymbol{\Phi}}_i \mathbf{q}) \mathbf{B} + \mathbf{A} \boldsymbol{\Phi}_i \dot{\boldsymbol{\zeta}} \end{aligned} \quad (3)$$

式中: $\mathbf{B}$ 表示 Euler 角的时间导数与角速度向量之间的转换矩阵; $\tilde{\mathbf{S}}_i, \tilde{\boldsymbol{\Phi}}_i$ 表示向量对应的对称矩阵; $\mathbf{E}$ 表示节点的惯性张量。

2.1.1.2 柔性体运动微分方程

柔性体的动能可表示为:

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} \int \rho \mathbf{v}^T \mathbf{v} dV = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N (m_i \mathbf{v}_i^T \mathbf{v}_i + \boldsymbol{\omega}_i^T \mathbf{I}_i \boldsymbol{\omega}_i) \\ &= \frac{1}{2} \boldsymbol{\zeta}^T \mathbf{M} (\boldsymbol{\zeta}) \boldsymbol{\zeta} \end{aligned} \quad (4)$$

式中: m_i 表示节点 i 的模态质量; $\mathbf{I}_i$ 表示节点 i 的模态惯量。

运用拉格朗日乘子法建立柔性体运动微分方程为:

$$\mathbf{M} \ddot{\boldsymbol{\zeta}} + \dot{\mathbf{M}} \dot{\boldsymbol{\zeta}} - \frac{1}{2} \left[\frac{\partial \mathbf{M}}{\partial \boldsymbol{\zeta}} \right]^T \dot{\boldsymbol{\zeta}} + \mathbf{K} \boldsymbol{\zeta} + \mathbf{f}_g + \mathbf{D} \dot{\boldsymbol{\zeta}} + \left[\frac{\partial \Psi}{\partial \boldsymbol{\zeta}} \right]^T \boldsymbol{\lambda} = \mathbf{Q} \quad (5)$$

式中: $\mathbf{K}$ 、 $\mathbf{D}$ 分别为模态刚度矩阵和模态阻尼矩阵; $\mathbf{f}_g$ 为广义重力; $\boldsymbol{\lambda}$ 为拉格朗日乘子; $\mathbf{Q}$ 为广义外力。

2.1.2 模型的建立与装配

碟式斯特林太阳能发电系统结构较为复杂, 运用 Adams 软件对碟式斯特林太阳能发电装置俯仰系统进行仿真, 须对其各部件进行简化建模。本文采用 Pro/E 软件建立模型, 如图 6 所示。为了方便仿真, 碟式斯特林太阳能发电装置被简化为 5 个部件, 分别是立柱、横梁、推杆、支撑板、螺母。在改进后模型中用支撑组件替换支撑板, 包括支撑框体和轴承。在 Pro/E 软件建模过程中不须要定义具有实际应用的运动副, 只须按照模型各零件的相对位置进行装配, 确保模型各部件之间不发生干涉即可。

在仿真过程中某些部件的结构对仿真结果不造成影响, 但其质量仍能影响系统动力学特性, 对于这类部件可以用质量点或质量块代替。为了更加精确地模拟碟式太阳能发电装置俯仰运动过程中的运动特性, 虽然在建模过程中没有建立碟架、碟板、轮毂、箱装体等, 但须添加相应的质量块表示其质量中心, 具体质量块如表 1 所示。

表 1 各组件的质量

组件	碟架	碟板	轮毂	横梁	箱装体
质量/kg	1 500	2 800	1 900	1 066	1 200

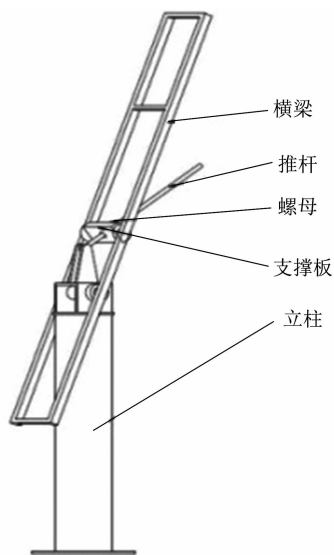


图6 仿真简化模型

2.2 仿真分析

设置仿真时间为300 s，仿真步数为50步。首先分析俯仰传动系统在无安装偏差情况下推杆的受力情况，如图7所示。

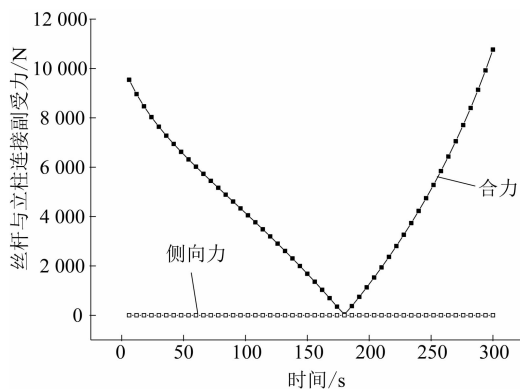


图7 无安装偏差工况下推杆受力

从图中可以看出：由于不存在安装偏差，因此推杆在工作过程中所受到的侧向力近似为0。运动时间从0 s（碟面法线垂直于水平线）到300 s（碟面法线平行于水平线）的过程中，推杆所受到的轴向力由大变小，达到平衡位置时，系统各部件重力达到平衡，推杆此时不受力，超过平衡位置后推杆所受轴向力迅速变大。在此过程中推杆所受最大轴向力为10 765 N，运动时间为180 s时推杆受力最小为33.1 N，此时碟面法线与水平线夹角为39.05°。

在实际工程中由于存在安装误差，会对推杆运动特性产生影响。通过在仿真模型中设置横梁与立柱间一定的偏差角来仿真分析其受力情况。模型偏差角 α 为0°、0.5°、1°、1.5°的情况下，推杆的受力情况如图8、9所示。从图中可以看出：由于偏差角的存在，在运动过程中横梁迫使推杆发生弯

曲，且偏差角越大弯曲量越大，导致推杆与立柱连接副上的侧向力也就越大。在偏差角仅为0.5°，运行时间为150 s时，侧向力已经大于轴向力，在更大角度偏差情况下推杆的侧向力远大于其轴向力，使得推杆所受合力呈现与侧向力相同的趋势。

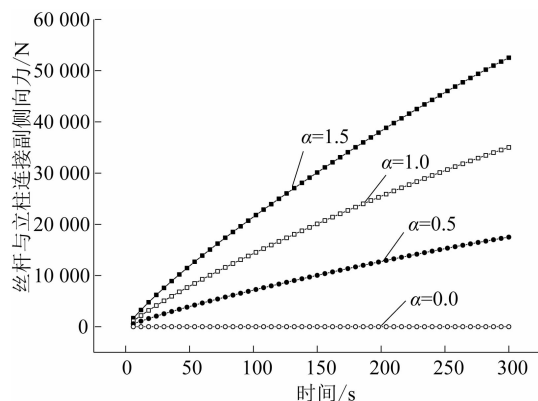


图8 未优化系统推杆与立柱连接副侧向力

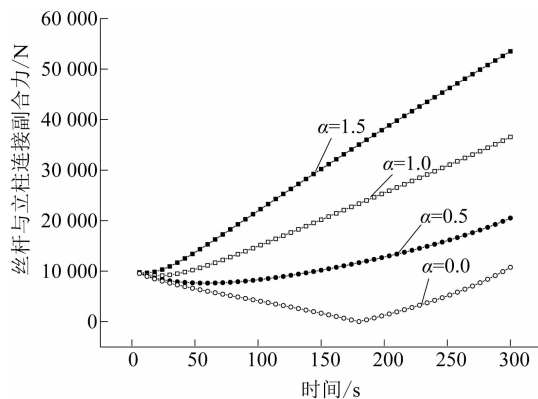


图9 未优化系统推杆与立柱连接副合力

改进模型中推杆与立柱之间留存一定间隙，保证推杆即能在中心平面转动，也能偏离中心平面在一定范围内左右转动，相当于此时推杆与立柱间采用万向节方式连接。以下对此种改进方式进行仿真，分析推杆在不同偏差角作用下的受力情况，结果如图10、11所示。从图中可以看出：和未改进模型相比较，推杆所受侧向力虽然随时间线性增大，但在相同偏差角作用下侧向力的最大值仅为前者的一半；尽管推杆所受到的侧向力有明显的减小，但相较于其轴向力仍然较大，推杆仍处于危险工况中运行。

为克服运行过程中由于安装偏差造成的推杆弯曲运行，侧向力过大的问题，对模型进行优化，利用轴销支撑组件代替原有的支撑板，利用轴承使得轴销支撑组件具有一个侧向的旋转自由度。对此种改进方式进行仿真，分析推杆在不同偏差角作用下的受力情况，结果如图12、13所示。

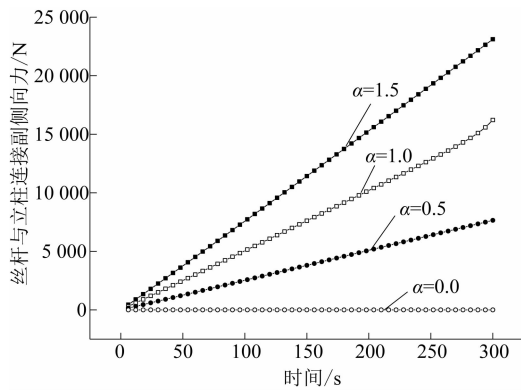


图 10 改变推杆与立柱连接方式后侧向力

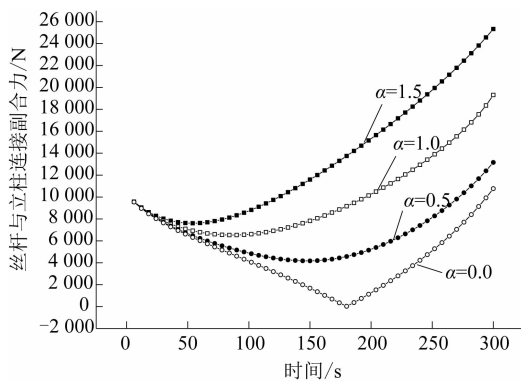


图 11 改变推杆与立柱连接方式后合力

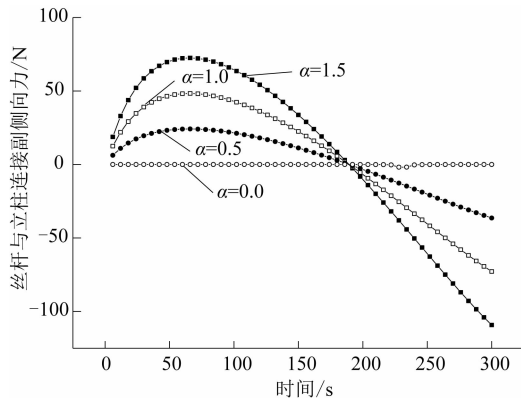


图 12 优化后系统推杆与立柱连接侧向力

从图中可以看出: 优化后推杆所受侧向力大幅减小, 在最大偏差角作用下, 最大侧向力仅为 109 N, 与轴向力相比可忽略不计。在整个运动过程中推杆所受到的侧向力先增大后减小, 在系统重力平衡位置推杆所受侧向力的方向发生改变。由于侧向

力较小, 在运动过程中推杆可近似看作只受到轴向力作用, 且轴向力大小与无安装偏差情况下的轴向力十分接近。在实际的工程实践过程中, 改进后的推杆传动系统运行平稳, 未出现前述未改进系统周期性卡壳声, 改进效果明显。

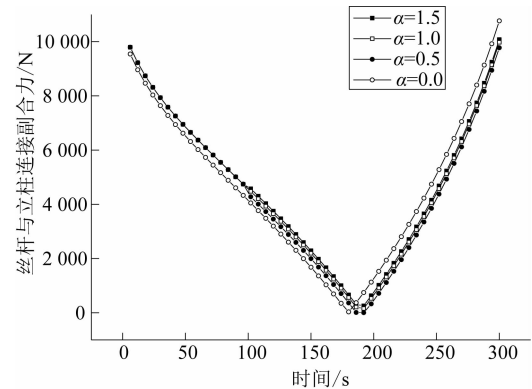


图 13 优化后系统推杆与立柱连接副合力

3 结 论

本文根据实际工程中碟式太阳能发电装置俯仰传动系统中存在的问题, 提出了俯仰传动系统的优化设计方案; 并利用 Adams 软件仿真分析了系统改进前后推杆的受力情况。仿真结果显示: 系统优化后推杆所受侧向力大幅减小, 最大侧向力仅为 109 N, 与轴向力相比可忽略不计。实际应用中, 改进后的推杆传动系统运行平稳, 表明改进效果明显。

参考文献

- [1] 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 (4): 36-40.
- [2] 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, 32 (6): 507-511.
- [3] 厉剑梁, 兰维, 吕渤林. 碟式斯特林太阳能热发电系统结构仿真研究 [J]. 华电技术, 2012, 34 (7): 68-71.
- [4] 刘俊, 林砺宗, 刘小平. ADAMS 柔性体运动仿真分析研究及运用 [J]. 现代制造工程, 2004 (5): 53-55.
- [5] 张爱莲, 陈书剑. ADAMS 柔性体建模技术研究 [J]. 煤矿机械, 2011 (6): 95-97.