

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2013.02.006

# 四连杆抽油机传动机构的结构计算与优化\*

杨 侠, 宋 晶, 郭 钊, 余 蓓  
(武汉工程大学 机电工程学院, 湖北 武汉 430073)

**摘要:** 为了提高新型抽油机运动效率, 以及实现最优的抽油机传动机构, 利用现代设计方法, 以 SolidWorks2010 软件为设计平台, 建立了四连杆传动机构的初始实体结构模型, 并对其进行了结构计算与优化设计, 对比分析了质心坐标随时间的变化趋势, 从中获得了四连杆传动机构优化前后质心轨迹坐标随时间变化的数据, 以及质心  $X$  轴、 $Y$  轴坐标偏离支点的对比分析曲线, 最终得到了抽油机传动机构的优化结构。研究表明, 优化后的传动机构质心在  $X$  轴的坐标最大偏差可降低约 85.87%,  $Y$  轴的坐标最大偏差可降低约 92.42%, 且运动变化较平稳, 运动能耗降低明显。

**关键词:** 四连杆抽油机; 传动机构; 质心轨迹; 平衡; 优化; SolidWorks

**中图分类号:** TH122 ; TH112; TE933      **文献标志码:** A

**文章编号:** 1001-4551(2013)02-0152-04

## Structural calculation and optimization of four-bar linkage pumping unit transmission mechanism

YANG Xia, SONG Jing, GUO Zhao, YU Bei

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Wuhan Institute of Technology, Wuhan 430073, China)

**Abstract:** In order to improve the movement efficiency of the new pumping unit and realize the optimization structure of the transmission mechanism, modern design methods were used. Based on SolidWorks2010 design software, the initial entity structure model of the four-bar linkage transmission mechanism was established and its structure calculation and optimization were performed. The comparative analysis of the centroid coordinate changing with time was also given out. Before and after optimization, the datas which were the trajectory coordinate values of the center of mass changing over time were obtained and the  $X$ -axis,  $Y$ -axis coordinate of centroid relative to the fulcrum were also obtained. Finally, the optimization structure of the transmission mechanism was acquired. The results indicate that, after the optimized transmission mechanism, the maximum deviation of the  $X$ -axis coordinate values of the center of mass is reduced by about 85.87%, and the maximum deviation of the  $Y$ -axis coordinate values of the center of mass is reduced by about 92.42%. The transmission mechanism motion is relatively stable and thereby its energy consumption is reduced significantly.

**Key words:** four-bar linkage pumping unit; transmission mechanism; the center of mass trajectory; balance; optimization; SolidWorks

## 0 引 言

节能型抽油机是现代抽油机的发展趋势, 而抽油机平衡对能量损失影响较大, 占整个损失的 50% 以上, 是节能的重点<sup>[1]</sup>。对于传统游梁式抽油机的平衡, 是平衡重产生的力矩与悬点载荷及抽油机的结构不

平衡重产生的力矩的平衡<sup>[2]</sup>, 即运用重块直接平衡结构自重和载荷两类所产生的扭矩, 但是结构自重和载荷的变化规律是不同的, 仅仅直接运用平衡重块平衡上述两者的扭矩变化, 是不可能达到的, 且运动不平稳。而能量损失与抽油机扭矩的变化成比例, 在其他条件相同时, 抽油机扭矩变化越大, 则电流的均方根

收稿日期: 2012-10-18

基金项目: 国家科技部中小企业技术创新基金资助项目(09C26214204812); 国家中小企业创业引导基金资助项目(09C26154204991)

作者简介: 杨 侠(1978-), 男, 湖北安陆人, 博士, 副教授, 硕士生导师, 主要从事石油机械、化工机械、传热传质方面的研究。E-mail: baker19890206@163.com

值也就越高,能量损失越大;而抽油机扭矩越平稳,则能量损失就越小<sup>[3]</sup>,因此,限制抽油机扭矩变化,并使其运动平稳,是节能型抽油机的一大特点。周红杰等<sup>[4]</sup>利用 Matlab 对游梁式抽油机平衡参数进行优化,使平衡扭矩变化平稳,从而达到节能的目的。此外,白晶等<sup>[5]</sup>通过计算机求解一种新型抽油机平衡,使抽油机运动平衡率有所提高。而本研究所提出的抽油机是一种新型平行四连杆抽油机,相比于传统游梁式抽油机,其特点在于结构简单、运动较平稳,只要结构自重达到平衡,并依据悬点载荷变化规律,就可以通过配重平衡块平衡悬点载荷,从而使该新型平行四连杆抽油机达到全平衡。考虑到该新型抽油机的主要部件<sup>[6-8]</sup>,平行四连杆机构作为传动机构,对抽油机运动性能有着较大的影响。同时,随着计算机技术和软件技术的不断发展,计算机辅助设计软件作为现代设计方法的一个应用,已经在各抽油机企业得到广泛的应用<sup>[9]</sup>。

本研究重点研究该新型平行四连杆抽油机的传动机构结构不平衡问题,运用三维设计软件 SolidWorks2010,通过建模仿真得到能保证工作过程中良好力学性能的新平行四连杆机构,分析该传动机构的结构不平衡性,并采用天平原理,优化平行四连杆机构,最终实现新型抽油机结构平衡。

## 1 平行四连杆机构模型

平行四连杆机构的尺寸大小及位置关系如图1所示。

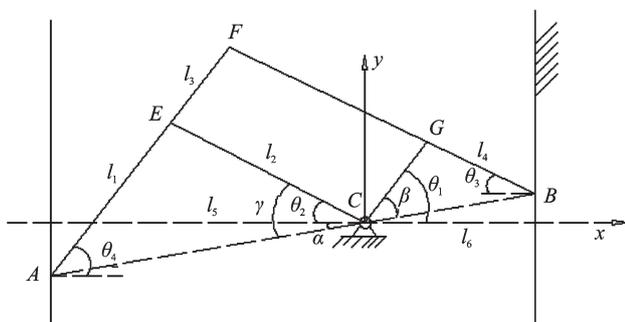


图1 平行四连杆机构模型

它主要由驱动臂  $AF$ 、从驱动臂  $FB$ 、长支撑杆  $EC$ 、短支撑杆  $CG$  和基座  $C$  构成,作为传动机构,平行四连杆机构不仅具有传动功能,还具有精确的运动放大作用,并且由于抽油机运动特性,抽油机悬点运动轨迹必须满足直线运动,即当  $B$  点作直线运动时,该平行四连杆机构传递的运动使  $A$  点也作直线运动。

本研究根据机械工程经验,以工程运用广泛的12型传统游梁式抽油机数据为参考。根据抽油机设计原理,多连杆机构必须满足抽油机运动及动力目标参数:①悬点载荷  $F=120\text{ kN}$ ;②悬点冲程  $S=3.6\text{ m}$ ;③悬点冲次为6次/分钟;④四连杆变形比例机构的比例  $k=3$ 。

## 2 结构计算和优化

### 2.1 初始优化

根据图1的尺寸及位置关系,并考虑已给出的模型参数,笔者选取各杆件初始尺寸、约束等参数,驱动臂  $AF=4\text{ m}$ ,从驱动臂  $FB=4\text{ m}$ ,长支撑杆  $EC=3\text{ m}$ ,短支撑杆  $CG=1\text{ m}$ ,限制  $B$  点运动轨迹为直线,则  $A$  点运动轨迹也为直线,所建立的简单模型如图2所示。

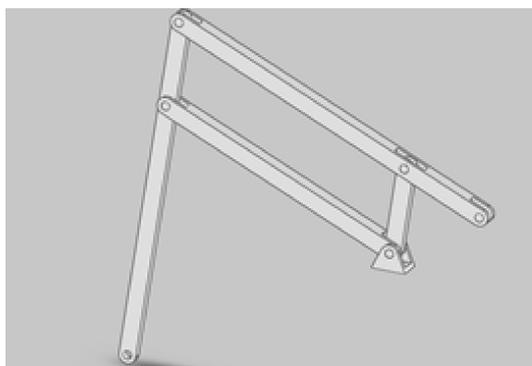


图2 平行四连杆机构简单模型

同时,为了使传动机构能够正常工作,帮助设计者合理选择构件的适当材料和形状,确定所需要的几何尺寸,传动机构必须具有足够的强度、刚度和稳定性,即力学性能,在此基础上,笔者以最经济的代价,为构件确定合理的材料和形状。而有限元分析正是基于这种思想应运而生的<sup>[10-13]</sup>,在 Solidworks 软件中, CosmosWorks (Simulation) 插件模块正是基于有限元方法来进行分析,适用于对零件或装配体的静态、热传导、扭曲、频率、跌落测试及优化分析。

对于平行四连杆机构,本研究利用有限元分析,分别对驱动臂、从驱动臂、支撑杆等分别进行静态分析和优化分析,在保证力学性能情况下,质量最小化设计,然后进行装配、仿真,使其运动特性基本满足模型参数,初始优化后的结构如图3所示。

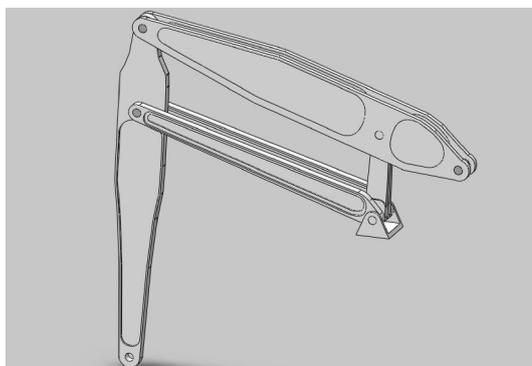


图3 平行四连杆机构初始优化模型

### 2.2 质心轨迹坐标及结构平衡优化

本研究对平行四连杆传动机构进行了平衡分析,以基座为支点,抽油机在运动过程中,由于传动机构

自身重量产生的对支点的力矩是随着运动过程而不断变化的,即对支点的力矩处于不平衡状态,这种不平衡状态会使力矩变化幅度大,从而导致抽油机运动的不平稳,能耗增大。力矩的变化取决于质量力和质心对支点的力臂,由于传动机构质量不变,质心对支点的力臂也就是以支点为原点、质心的坐标。

本研究以如图3所示的装配结构为基础,在Solid-Works中对传动机构进行运动仿真。

由模型参数可知,周期  $T=10\text{ s}$ ,本研究利用质量属性,在一个周期内每隔  $1\text{ s}$  取质心坐标,得到该传动机构的三维质心运动轨迹,抽油机初始结构质心运动坐标数据如表1所示。

表1 初始结构质心运动坐标

| $T/\text{s}$ | $X/\text{mm}$ | $Y/\text{mm}$ | $Z/\text{mm}$ |
|--------------|---------------|---------------|---------------|
| 0            | -1 190.02     | 505.56        | 0.81          |
| 1            | -1 171.1      | 657.81        | 0.81          |
| 2            | -999.92       | 1 027.21      | 0.81          |
| 3            | -587.97       | 1 358.83      | 0.81          |
| 4            | -201.23       | 1 466.74      | 0.81          |
| 5            | -68.92        | 1 471.87      | 0.81          |
| 6            | -206.48       | 1 466.46      | 0.81          |
| 7            | -595.4        | 1 357.39      | 0.81          |
| 8            | -1 005.38     | 1 025.89      | 0.81          |
| 9            | -1 173.92     | 657.54        | 0.81          |
| 10           | -1 190.02     | 505.56        | 0.81          |

由表1可知,质心坐标值表明平行四连杆机构质心明显偏离支点,因此,为了保证力矩的尽可能地小或变化幅度近似不变,从而减小传动过程的能耗,则必须在保证力学性能情况下改变其结构,使其质心接近支点。

由于该抽油机的传动机构在运动过程中,速度较低,运动较缓慢,本研究采用天平原理,在质心偏离支点的另一端添加平衡轮,且使平衡轮的轨迹与质心轨迹近似相同,从而达到使抽油机在运动过程中,两者相对于支点的合力矩最小和变化幅度最小,添加平衡轮之后的装配结构如图4所示。

为了解质心变化趋势,找出最佳的尺寸组合,本

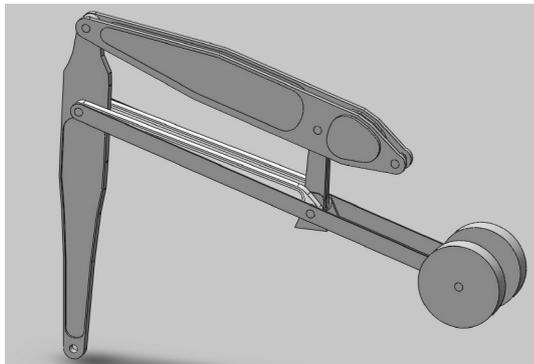


图4 添加平衡轮后的装配结构

研究选取3套设计方案,以快速分析多个设计情形,分别改变平衡轮直径为  $1\ 002\text{ mm}$ 、 $1\ 026\text{ mm}$  和  $1\ 050\text{ mm}$ ,再进行运动仿真,质心运动轨迹坐标值的取值办法同上,分别得到坐标值数据如表2~4所示。

表2 平衡轮直径为  $1\ 002\text{ mm}$  质心运动轨迹坐标

| $T/\text{s}$ | $X/\text{mm}$ | $Y/\text{mm}$ | $Z/\text{mm}$ |
|--------------|---------------|---------------|---------------|
| 0            | -33.58        | 320.75        | 0.48          |
| 1            | -28.12        | 322.22        | 0.48          |
| 2            | 6.41          | 322.98        | 0.48          |
| 3            | 83.38         | 306.36        | 0.48          |
| 4            | 153.61        | 269           | 0.48          |
| 5            | 176.97        | 249.7         | 0.48          |
| 6            | 151.5         | 269.3         | 0.48          |
| 7            | 80.15         | 306.52        | 0.48          |
| 8            | 3.54          | 322.96        | 0.48          |
| 9            | -29.79        | 322.21        | 0.48          |
| 10           | -33.58        | 320.75        | 0.48          |

表3 平衡轮直径为  $1\ 026\text{ mm}$  质心运动轨迹坐标

| $T/\text{s}$ | $X/\text{mm}$ | $Y/\text{mm}$ | $Z/\text{mm}$ |
|--------------|---------------|---------------|---------------|
| 0            | 0.46          | 316.09        | 0.47          |
| 1            | 5.54          | 313.13        | 0.47          |
| 2            | 36.15         | 303.02        | 0.47          |
| 3            | 103.46        | 276.09        | 0.47          |
| 4            | 164.57        | 234.35        | 0.47          |
| 5            | 184.79        | 214.28        | 0.47          |
| 6            | 162.54        | 234.67        | 0.47          |
| 7            | 100.35        | 276.31        | 0.47          |
| 8            | 33.34         | 303.05        | 0.47          |
| 9            | 3.9           | 313.12        | 0.47          |
| 10           | 0.46          | 316.09        | 0.47          |

表4 平衡轮直径为  $1\ 050\text{ mm}$  质心运动轨迹坐标

| $T/\text{s}$ | $X/\text{mm}$ | $Y/\text{mm}$ | $Z/\text{mm}$ |
|--------------|---------------|---------------|---------------|
| 0            | 34.14         | 311.48        | 0.47          |
| 1            | 39.42         | 302.4         | 0.47          |
| 2            | 65.56         | 283.28        | 0.47          |
| 3            | 123.33        | 246.16        | 0.47          |
| 4            | 175.41        | 200.08        | 0.47          |
| 5            | 192.52        | 179.24        | 0.47          |
| 6            | 173.47        | 200.41        | 0.47          |
| 7            | 120.33        | 246.42        | 0.47          |
| 8            | 62.82         | 283.35        | 0.47          |
| 9            | 37.22         | 304.13        | 0.47          |
| 10           | 34.14         | 311.48        | 0.47          |

从表2~4可以知道,质心的  $X$ 、 $Y$  运动坐标值是随着时间而变化,而  $Z$  轴坐标在整个过程中是不变的,因此不予考虑。将  $X$ 、 $Y$  轴坐标值随时间变化的4组数据分别进行比较,得到  $X$ 、 $Y$  轴心偏移坐标轨迹图如图5、图6所示。

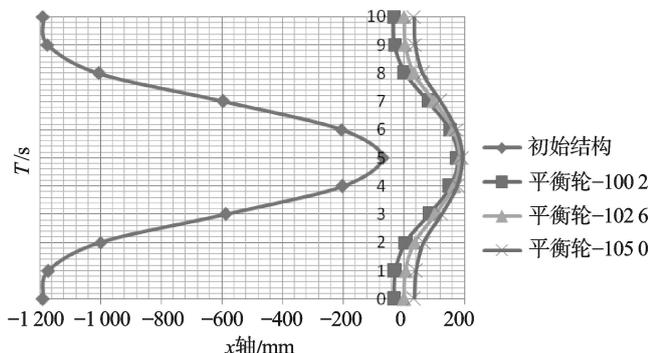


图5 X轴质心偏移坐标轨迹图

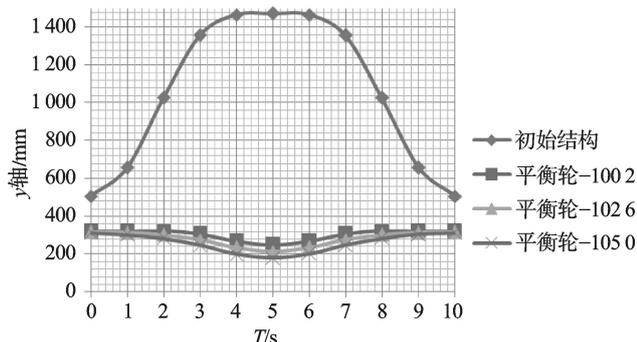


图6 Y轴质心偏移坐标轨迹图

图5、图6显示,在初始结构中,随着时间的变化, $X$ 轴水平坐标和 $Y$ 轴竖直坐标变化幅度大,最大偏差分别为 $\Delta X_{\max} = 1\ 121.1\ \text{mm}$ 、 $\Delta Y_{\max} = 966.31\ \text{mm}$ ;本研究在传动机构添加了平衡轮之后,随着时间的变化, $X$ 轴水平坐标和 $Y$ 轴竖直坐标整体变化幅度相对于初始结构较小,最大偏差降低分别约85.87%和92.42%,且当平衡轮直径逐渐增大时, $X$ 轴最大偏差逐渐减小, $Y$ 轴最大偏差逐渐增大。即当平衡轮直径为1 050 mm时, $X$ 坐标变化幅度最小,最大偏差为 $\Delta X_{\max} = 158.38\ \text{mm}$ ;当平衡轮直径为1 002 mm时, $Y$ 坐标变化幅度最小,最大偏差为 $\Delta Y_{\max} = 73.28\ \text{mm}$ 。

综上所述,结构优化后的平行四连杆机构的质心 $X$ 、 $Y$ 坐标值相对于初始结构减小,而且变化幅度大大降低,导致其结构自重运动过程中所产生的力矩减小和变化幅度也降低,从而使抽油机所需的扭矩减小并且变化平稳,能耗也就大大降低。

### 3 结束语

本研究通过采用三维设计软件SolidWorks,重点

对新型抽油机的传动机构—平行四连杆机构进行了建模、优化,优化后的传动机构的 $X$ 、 $Y$ 轴质心坐标最大偏差降低分别约85.87%和92.42%,从而使传动机构运动更加趋于平稳,基本满足结构平衡的要求,另外还具有能耗低等优点。

尽管优化后的平行四连杆机构还需要工程实例验证,但完善的优化设计能使所设计的产品结构达到最佳的技术经济指标,具有重要的经济价值。

### 参考文献(References):

- [1] 张 凌,才松林,于 生. 常规游梁式抽油机节能途径分析[J]. 石油石化节能,2011,1(1):19-20,24.
- [2] 吴则中,李景文,赵学胜,等. 抽油杆[M]. 北京:石油工业出版社,1992.
- [3] 崔振华,余国安,安锦高,等. 有杆抽油系统[M]. 北京:石油工业出版社,1992.
- [4] 白 晶,王晓方,王英凯,等. 用计算机求解一种新型抽油机平衡的方法研究[J]. 石油化工高等学校学报,2002,15(4):70-72.
- [5] 周红杰,郑德贵,徐 鹏,等. 基于Matlab对游梁式抽油机平衡参数优化的研究[J]. 机械工程师,2011(4):74-75.
- [6] 杨 侠,张向明,罗 燕,等. 四连杆式抽油机:中国,ZL200820191342.6[P]. 2009-09-02.
- [7] 杨 侠,郭 钊,张向明,等. 四连杆抽油机传动机构的运动学及动力学分析[J]. 石油和化工设备,2011,14(11):11-13.
- [8] YANG Xia, SONG Jing, GUO Zhao. The design analysis of new energy-saving parallel four-bar pumping unit[C]//Advanced Materials Research. Clausthal-Zellerfeld: Trans Tech Publications,2012:260-263.
- [9] 高思强,张保国,庞超乾. Pro/E在节能抽油机设计中的应用[J]. 今日科苑,2010(6):80-81.
- [10] 梁洁萍. 平面四杆机构截面参数优化设计[J]. 湖北工业大学学报,2010,25(4):66-68.
- [11] 谢志江,孙 玉,李 诚,等. 基于ANSYS Workbench的搬运机械手结构优化设计[J]. 机械与电子,2010(1):65-67.
- [12] 边 巍. 基于SolidWorks机械制图虚拟模型库的开发[J]. 机电技术,2011(5):164-165.
- [13] 江 洪,陈 燎,王 智,等. SolidWorks有限元分析实例解析[M]. 北京:机械工业出版社,2007.

[编辑:张 翔]