

文章编号:1671-6833(2013)02-0125-04

# 矿用自卸车前推连杆组合式举升机构的优化设计

张三川, 张金瑞, 李霞

(郑州大学 机械工程学院, 河南 郑州 450001)

**摘要:**为获得更准确方便的矿用自卸车前推连杆组合式举升机构优化设计方法,通过对机构的物理模型简化和引入油压波动系数,建立了总体布置空间和几何运动约束为约束条件的优化数学模型,并应用 Matlab 软件进行了仿真优化分析.结果表明:所建的优化模型对矿用自卸车前推组合式举升机构进行参数优化是可行的,在提高举升机构举升力的同时,降低了举升系数,为举升机构设计提供了一种实用、方便的优化方法.

**关键词:**矿用自卸车;优化设计;举升机构;前推连杆

**中图分类号:** U463.92 **文献标志码:** A **doi:**10.3969/j.issn.1671-6833.2013.00.031

## 0 引言

矿用自卸车属于专用车的一种,通常在港口、工地、矿山等复杂环境,并且多在超载严重、道路不平的恶劣条件下使用<sup>[1]</sup>.举升机构是矿用自卸车的核心机构,也是辨别自卸车优劣的首要指标<sup>[2]</sup>.如设计不当,会造成铰链反力或油缸压力过大,导致强度局部失效,进而引发车辆结构早期断裂.

目前,国内矿用汽车常见的举升结构有直推式和连杆组合式两类<sup>[3]</sup>,其中,前推连杆放大式举升结构(也称“T”式或马勒里式)横向刚度好、举升转动圆滑平顺、举升力系数小,是一种应用较广的举升结构.

举升机构优化设计方法是矿用汽车研究的重点领域.文献[4]以最大举升力系数为优化目标函数,以期达到降低油缸和发动机负载,但事实上矿用汽车举升机构本身就具有负荷大的特点,所以单纯以最大举升力系数为目标函数进行优化,无法获得综合性能最优的举升机构,该方法本身也存在一定的局限性.笔者拟以前推连杆组合式举升机构为对象,依据实际工况引入油压波动系数作为举升机构评价参数,以期对矿用汽车设计提供新的优化方法.

## 1 举升机构的模型简化

根据所研究的问题对模型进行合理简化,从汽车动力学角度出发,建模与简化的原则如下<sup>[5]</sup>:

①根据运动副对模型进行简化,多个零件固结时,只用一个零件表示;

②外形几何尺寸只需满足可视化效果和设计计算;

③模型外形应尽量简化,以便于设计与仿真优化;

④忽略各机构间的转动摩擦阻力.

根据以上原则,举升机构的简化模型示意图如图 1 所示.

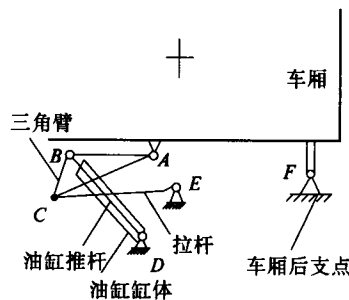


图 1 前推连杆组合式举升机构模型简图

Fig.1 The front push rod assembly lifting mechanism model diagram

收稿日期:2012-11-27;修订日期:2012-12-30

基金项目:国家科技支撑计划资助项目(2011BAG02B04)

作者简介:张三川(1962-),男,四川资阳人,教授,博士,研究方向为载运工具应用工程, Email: sc.zhang@zzu.edu.cn.

图 1 中,  $ABC$  是三角臂;  $CE$  是拉杆;  $BD$  是液压缸. 在  $A$  点三角臂与车厢铰接; 在  $B$  点三角臂与油缸铰接; 在  $C$  点三角臂与拉杆铰接; 在油缸  $D$  点、拉杆  $E$  点、车厢  $F$  点与车架铰接. 其运动约束拓扑结构图, 如图 2.

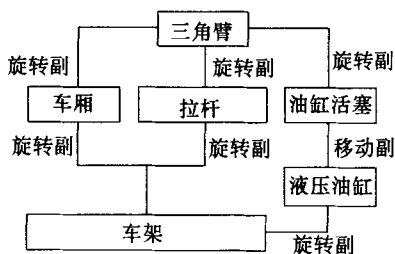


图 2 运动约束拓扑结构图

Fig. 2 The motion constraint topology structure diagram

## 2 举升机构的设计计算

### 2.1 举升机构的几何尺寸关系

根据举升机构的运动机理和运动约束条件<sup>[6]</sup>绘制举升机构的举升运动简图, 如图 3. 在举升机构的举升运动简图中, 分析任意举升角度  $\theta$  时, 各个关键点之间的位置关系.

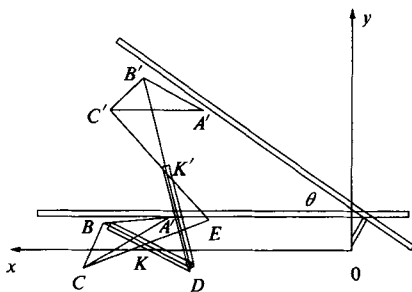


图 3 前推组合式举升结构运动简图

Fig. 3 The push assembly lifting structure diagram

(1) 货厢质点  $G'$  的坐标值为

$$\begin{cases} x_{G'} = x_G \cos \theta - y_G \sin \theta \\ y_{G'} = y_G \sin \theta - x_G \cos \theta \end{cases}$$

(2) 三角臂关键点  $A'$ 、 $B'$ 、 $C'$  点的坐标值满足以下变化关系

$$\begin{cases} x' = x \cos \theta - y \sin \theta \\ y' = y \sin \theta + x \cos \theta \end{cases}$$

且满足如下关系:

$$\begin{cases} (x_{C'} - x_{B'})^2 + (y_{C'} - y_{B'})^2 = CE^2 \\ (x_{A'} - x_{C'})^2 + (y_{A'} - y_{C'})^2 = AC^2 \\ (x_{A'} - x_{B'})^2 + (y_{A'} - y_{B'})^2 = AB^2 \\ (x_{B'} - x_{C'})^2 + (y_{B'} - y_{C'})^2 = BC^2 \end{cases}$$

(3) 液压缸和拉杆的平面交点  $K'$  的坐标  $(x_{K'}, y_{K'})$

$$\begin{cases} \frac{y_{K'} - y_{C'}}{x_{K'} - x_{C'}} = \frac{y_{E'} - y_{C'}}{x_{E'} - x_{C'}} \\ \frac{y_{K'} - y_{B'}}{x_{K'} - x_{B'}} = \frac{y_{D'} - y_{B'}}{x_{D'} - x_{B'}} \end{cases}$$

### 2.2 液压缸举升力的计算

(1) 以三角臂为研究对象, 点  $C'$ 、点  $B'$  分别受到沿直线  $C'E$  和沿直线  $B'D$  的力并且交汇于点  $K'$ . 由三力汇交平面力系原理, 点  $A'$  受到的力一定沿直线  $K'A'$ , 点  $O$  到直线  $K'A'$  的距离为

$$D_{OK'A'} = \frac{|y_{K'}(x_{A'} - x_{K'}) - x_{K'}(y_{A'} - y_{K'})|}{\sqrt{(y_{K'} - y_{A'})^2 + (x_{K'} - x_{A'})^2}}$$

(2) 假设举升架在举升过程保持瞬时平衡状态, 以三角臂为研究对象, 对点  $C'$  取矩.

$$\sum M_{C'} = 0.$$

$$\text{由 } G_{x_{G'}} = F_{K'A'} D_{OK'A'},$$

$$\text{可得 } F_{K'A'} = \frac{G_{x_{G'}}}{D_{OK'A'}}.$$

(3) 以三角臂为研究对象, 对点  $C'$  取矩.

$$\sum M_{C'} = 0.$$

$$\text{由 } F_{B'D} D_{C'B'D} = F_{K'A'} D_{C'K'A'}$$

$$\text{可得 } F_{B'D} = \frac{F_{K'A'} D_{C'K'A'}}{D_{C'B'D}}.$$

## 3 举升机构的优化

### 3.1 目标函数的建立

通常的优化设计, 为降低油缸所承受的压力、减少发动机负载, 常以油缸受力最小作为优化的目标<sup>[4]</sup>. 由于举升机构承受的负荷大, 对油缸的性能要求也非常高, 如果单纯的以最大举升力系数为目标函数进行评价, 无法全面地评价整个举升机构的性能好坏, 并且也存在着一定的局限性. 譬如对某一种形式的举升机构只要加大液压油缸行程, 举升力系数会降低. 又由于油压波动系数与举升机构的重要部件(液压油缸)的性能有关且影响着其使用寿命, 所以引入油压波动系数作为举升机构优劣的一个评价参数. 为此, 笔者采取了一种通过加权系数综合考虑举升系数以及油缸压力波动系数的优化方案.

所建立的目标函数为

$$\text{Min } F(x) = mKF + nKP, \quad m + n = 1 \quad (0 \leq m \leq 1, 0 \leq n \leq 1)$$

式中:  $m$  为液压缸举升力加权系数;  $n$  为油压波动

系数加权系数; $KF$  为液压缸最大举升力; $KP$  为油压波动系数 = (最大油压 — 平均油压)/ 平均油压,笔者取  $m = 0.7,n = 0.3$  .

3.2 设计变量的选择

根据需要,改变举升机构各个关键点的坐标值来实现对举升机构的优化设计. 由于  $z$  方向不影响  $xy$  平面举升力的变化,只影响自卸车侧向的稳定性能. 因此,在笔者的目标优化中,暂不予考虑  $z$  方向变化的影响.

设  $F$  点位原点  $O$ ,选  $A、B、C、D、E$  的坐标值为变化变量.

3.3 约束条件的限制

根据自卸车前推组合式举升机构的运动机理,其优化设计的约束条件大致可分为 3 个方面:边界约束条件、几何约束条件和性能约束条件.

(1) 边界约束条件

根据整车的总体布置要求,各个关键点的坐标值在变化的时候,应该给予一定范围限制. 如下

$$\begin{cases} x_{i\min} \leq x_{i'} \leq x_{i\max} \\ y_{i\min} < y_{i'} < y_{i\max}, \end{cases}$$

其中, $i = 1,2,3,4,5$  .

(2) 几何约束条件

在自卸的整个运动变化过程中,三角臂和拉杆的几何尺寸应该保持不变.

三角臂 ABC 应满足的几何约束条件:

a) 几何尺寸保持不变

$$\begin{cases} AB = A'B' \\ BC = B'C' \\ AC = A'C'; \end{cases}$$

b) 三角形边约束

$$\begin{cases} A'B' + B'C' \geq A'C' \\ A'C' + B'C' \geq A'B' \\ A'B' + B'C' \geq B'C'; \end{cases}$$

拉杆应满足的几何约束条件为

$$BE = B'E \quad AF = A'F.$$

(3) 性能约束条件

自卸车的举升机构在优化设计的过程中应满足基本的举升性能参数满足要求,其中最主要的性能参数为举升架的最大举升角和油缸行程.

举升架的最大举升角应满足的约束:

$$\theta_{\max} \geq \theta_0;$$

油缸行程应满足的约束:

$$\Delta L + L_v \leq L_{\max}.$$

4 实例分析

以某自卸车的前推组合式举升机构为例,运用 MATLAB 软件对优化模型进行方程求解. 其中,货厢负载 40 t,自重 18 t,最大举升角  $45^\circ$ ,液压缸初始长度 1100 mm,行程 735 mm. 优化前后设计变量对应点的坐标值如表 1 所示,主要性能参数对比如表 2 所示,液压举升力特性曲线图 4 所示.

表 1 优化前后设计变量的取值  
Tab. 1 Design variables values  
before and after optimization

点位	x/mm			y/mm		
	初值	取值范围	最优值	初值	取值范围	最优值
A	2 710	(2 610,2 810)	2 690	174	(160,180)	168
B	3 523	(3 400,3 600)	3 504	234	(184,284)	196
C	3 646	(3 500,3 800)	3 618	-30	(-50,-10)	-37
D	2 378	(2 300,2 450)	2 380	-94	(-104,-84)	-100
E	2 120	(2 000,2 240)	2 080	170	(150,190)	180

表 2 优化前后主要性能参数的对比  
Tab. 2 Comparison of main parameters  
before and after optimization

油缸	优化前	优化后	减少/%
推力最大值/N	$9.8 \times 10^5$	$8.9 \times 10^5$	10.1
油压波动系数	0.31	0.28	10.7

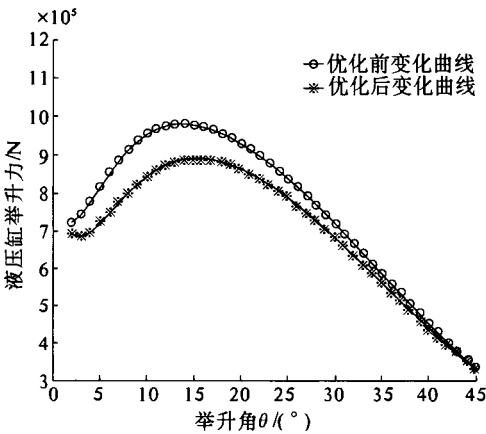


图 4 液压缸举升力优化前后对比曲线  
Fig. 4 The hydraulic cylinder lift curves  
before and after optimization

5 结论

- (1) 由于货厢质心位置坐标的不断变化,液压油缸举升力是一个非线性特性曲线,并且最大值并不出现在起始端.
- (2) 优化后,举升力特性曲线整体向下偏移了一段,所需油缸推力最大值(举升力系数最大

值或油缸压力最大值)减少了,举升性能得到了较大改善。

(3)优化后,由液压油缸举升力特性曲线可知,在整个自卸过程中,特性曲线变化平缓,油压波动系数较小,对油缸的性能要求有所降低。

结果表明,利用笔者所建的优化模型对矿用自卸车前推组合式举升机构进行参数优化分析是可行的,可以提高举升机构的举升力,降低举升系数,为举升机构的设计提供了一种实用、方便的优化方法。

### 参考文献:

[1] 徐达,蒋崇贤. 专用汽车结构与设计[M]. 北京:北

京理工大学出版社,1998:15-18.

[2] 李建华. 连杆放大式举升机构的设计及动态仿真[J]. 福建农机,2011(1):41-44.

[3] 曹芳,范元勋. 关于连杆组合式举升机构优化设计数学模型的探讨[J]. 现代机械,2010(5):23-25.

[4] 张忠清,张维强. 基于 MATLAB 自卸车举升机构优化设计[J]. 科学技术与工程,2010,9(27):85-88.

[5] 王涛,马飞,杨耀东. 非公路自卸车全液压式举升机构的建模与仿真[J]. 工程机械,2009,2(40):32-37.

[6] 孙玉麟. 矿用自卸车的动力学分析[J]. 矿用汽车,2009(2):8-11.

## Optimal Design of the Front Push Rod Assembly Lifting Mechanism on Mining Dump Truck

ZHANG San-chuan, ZHANG Jin-rui, LI Xia

(School of Mechanical Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

**Abstract:** In order to obtain a more accurate and convenient optimization design method of the front push rod assembly lifting mechanism on mining dump truck, through simplifying the mechanism of physical model and introducing into the oil pressure fluctuation coefficient, the overall layout space and the geometric constraint for the constraints of the optimization mathematical model was established, and the simulation and optimization analysis was generated with the Matlab software. The results show that: the optimization model of the mine dump truck front push assembly lifting mechanism optimization was feasible, reduced the lift coefficient, and improved the lifting mechanism of lift at the same time, and provided a practical and convenient optimization method for the lifting mechanism design.

**Key words:** mining dump truck; optimization design; The lifting mechanism; The front push rod