

基于 ADAMS 的挖掘式装载机铲斗连杆机构优化分析

罗运杰¹, 黄静², 李军³, 彭学军¹, 汤宇¹, 叶志宾⁴

(1. 中铁五局集团第一工程有限责任公司, 湖南长沙 410117; 2. 长沙理工大学汽车与机械工程学院, 湖南长沙 410114; 3. 中铁五局集团有限公司, 湖南长沙 410007; 4. 中铁开发投资集团有限公司, 云南昆明 650500)

摘要: 为提高挖掘式装载机的工作效率, 提高挖掘式装载机铲斗的理论挖掘力, 以现有挖掘式装载机为例, 在 ADAMS 中建立挖掘式装载机虚拟样机模型, 确定目标函数及约束条件并进行仿真和优化分析, 得到优化后铲斗连杆机构的铰点位置及传动比大小、铲斗挖掘角度变化范围, 并与优化前进行对比。结果表明, 在一定液压缸作用下, 在铲斗挖掘过程中, 优化后挖掘式装载机铲斗连杆机构的传动比得到显著提升, 挖掘式装载机的理论挖掘力得到提高。

关键词: 公路; 挖掘式装载机; 铲斗连杆机构; 优化设计

中图分类号: U415.51

文献标志码: A

文章编号: 1671-2668(2022)03-0072-04

挖掘式装载机同时具有挖掘和装载功能, 可用于多种场合。理论挖掘力是衡量挖掘式装载机挖掘性能的一个重要指标, 而挖掘式装载机铲斗连杆机构的传动比直接影响铲斗的理论挖掘力。该文利用 ADAMS 对铲斗连杆机构进行优化设计, 通过对铲斗连杆机构尺寸、位置等的优化, 在一定液压缸作用下提升铲斗连杆机构的传动比, 从而增大挖掘式装载机的理论挖掘力。

1 挖掘式装载机铲斗连杆机构参数化建模

1.1 选取设计变量

挖掘式装载机铲斗连杆机构见图 1。

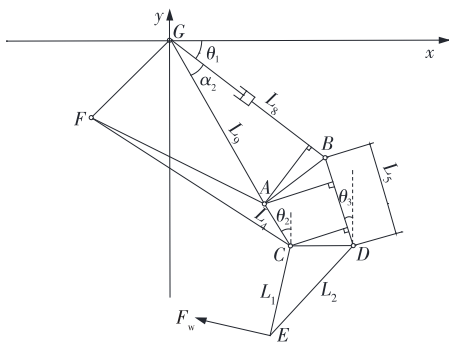


图 1 挖掘式装载机铲斗连杆机构示意图

设计变量数量越多, 参数化模型的建立过程越复杂。通过计算分析及不同设计变量选取方案对比, 选取 8 个参数作为设计变量, 分别为 θ_1 ($\angle BGx$)、 θ_2 ($\angle ACy$)、 θ_3 ($\angle BDy$)、 α_2 ($\angle AGB$)、 L_4 、 L_5 、 L_8 、 L_9 。定义设计变量为:

$$X = \{x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7, x_8\}^T = \{\theta_1, \theta_2, \theta_3, \alpha_2, L_4, L_5, L_8, L_9\}^T$$

根据图 1, 以铰点 G 为原点建立坐标系, 通过 8 个设计变量得到各关键铰点的位置为:

$$G(0, 0)$$

$$B(L_8 \cos \theta_1, -L_8 \sin \theta_1)$$

$$A[L_9 \cos(\theta_1 + \alpha_2), -L_9 \sin(\theta_1 + \alpha_2)]$$

$$C[L_9 \cos(\theta_1 + \alpha_2) + L_4 \sin \theta_2,$$

$$-L_9 \sin(\theta_1 + \alpha_2) - L_4 \cos \theta_2]$$

$$D(L_8 \cos \theta_1 + L_5 \sin \theta_3, L_8 \sin \theta_1 + L_5 \cos \theta_3)$$

1.2 建立连杆机构

大倾角隧洞用履带挖掘式装载机的铲斗连杆机构由图 1 所示 5 个参数化设计点组成, 分别为 G 点、A 点、B 点、C 点、D 点。在 ADAMS 软件中输入各点坐标, 创建铰点, 然后用连杆将各铰点相连, 构成连杆机构(见图 2)。

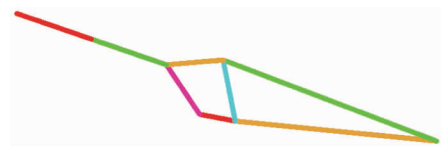


图 2 优化前铲斗连杆机构的虚拟样机参数化模型

对各杆的质心(MAKER 点)进行位置函数参数化, 使用 ADAMS/View 中位置函数表达式:

$$(\text{LOC_ALONG_LINE}(\text{MAKER}_1, \text{MAKER}_2, 0.5 \cdot \text{DM}(\text{MAKER}_1, \text{MAKER}_2)))$$

用(ORI_ALONG_AXIS(MAKER_2, MAKER_1, "z"))表示质心沿 z 轴方向。

1.3 添加约束副

在铲斗连杆机构的虚拟样机模型中,杆 GB 与地面 Ground 之间建立转动副。由于杆 GB 代表液压缸驱动,需建立一个移动副。因此,在杆 GB 的中点处建立一个新的铰点 Point_1,分别连接 Point_1 和 Point_G、Point_1 和 Point_B,把杆 GB 拆分成 2 根连杆,也就是参数化模型中的 Part_G 和 Part_B,并通过移动副将 2 根连杆连接起来,达到液压缸驱动的目的。杆 Part_BD 与杆 Part_B 之间在铰接点 B 处通过转动副相连,杆 Part_BD 和杆 Part_CD 在铰接点 D 处以转动副相连,杆 Part_CD 和杆 Part_AC 在铰接点 C 处以转动副相连,杆 Part_AC 和杆 Part_AB 在铰接点 A 处以转动副相连,杆 Part_AB 和杆 Part_BD 在铰接点 B 处以转动副相连。因为杆 Part_AC 在仿真优化过程中位置不发生变化,以杆 AC 作为机架,将杆 Part_AC 与地面 Ground 之间以固定副相连。此外,为保证铲斗(在模型中表现为三角形 CDE)与杆 Part_CD 固定为一整体,将杆 Part_CD、Part_DE 和 Part_CE 之间以固定副两两相连。运动副约束见表 1。

表 1 运动副约束

构件	运动副
杆件 Part_GB 与 Ground	转动副
杆件 Part_G 与杆件 Part_B	移动副
杆件 Part_BD 与杆件 Part_B	转动副
杆件 Part_BD 与杆件 Part_CD	转动副
杆件 Part_CD 与杆件 Part_AC	转动副
杆件 Part_AC 与杆件 Part_AB	转动副
杆件 Part_AB 与杆件 Part_BD	转动副
杆件 Part_AC 与 Ground	固定副
杆件 Part_CD 与杆件 Part_DE	固定副
杆件 Part_CD 与杆件 Part_CE	固定副
杆件 Part_DE 与杆件 Part_CE	固定副

在 ADAMS 虚拟样机模型中模拟液压缸的移动副(即连接杆件 Part_G 与杆件 Part_B 的移动副),需对 2 个物体及 2 个带有方向坐标的 MAKER 点进行参数化。采用 ADAMS/View 设计函数库中 LOC_ALONG_LINE 函数对 MAKER 点的位置进行参数化,采用 ADAMS/View 设计函数库中 ORI_ALONG_AXIS 函数对 MAKER 点的方向进行参数化,其中一个 MAKER 点的方向函数表达式为:

$$(\text{ORI_ALONG_AXIS}(\text{POINT_G}, \text{POINT_1}, "x"))$$

式中:ORI_ALONG_AXIS 表示将坐标系按指定方向旋转至坐标系一轴线与指定轴线方向对齐时所需旋转角度。

1.4 添加载荷

铲斗连杆机构的主要载荷有各杆重力 G_{mi} 、液压缸的驱动力 F_q 、铲斗的挖掘阻力 F_w 和挖掘物体的重力 G 。由于在仿真过程中液压缸采用位移驱动,不对驱动力作过多分析。在斗齿尖施加理论挖掘阻力,挖掘阻力的方向始终与杆件 Part_CE 垂直。在提升点位置增加向下的重力代替物料的重力。铲斗连杆机构各杆的重力只需在 ADAMS 中修改质量函数即可。

1.5 添加驱动

该铲斗连杆机构只有一个液压缸驱动。以连接杆件 Part_G 与杆件 Part_B 的移动副模拟液压缸的驱动,液压缸采用位移驱动。优化设计采用 STEP5 函数定义液压缸的驱动方式,驱动函数为 STEP5(time, 0, 30, 3+40, -400) + STEP5(time, 3+40, 0, 3+40+20, 400)。该函数表达式表示液压油缸在经过 30 s 时伸出 0.43 m,再经过 20 s 时缩回 0.4 m。添加驱动后,进行挖掘过程仿真,挖掘过程中液压缸的行程见图 3。

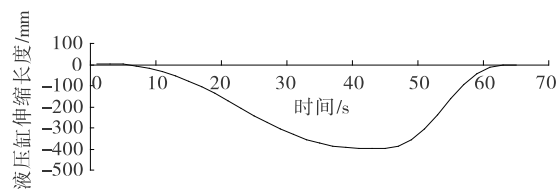


图 3 液压缸的行程

2 铲斗连杆机构的优化

2.1 建立目标函数

挖掘式装载机的挖掘方式一般有铲斗挖掘、斗杆挖掘及复合挖掘,其中铲斗挖掘最常见,最大理论挖掘力也在这种工作状态下出现。而在铲斗液压缸作用力一定时,挖掘机铲斗的理论挖掘力与铲斗连杆机构的传动比有关,铲斗连杆机构的传动比越大,铲斗的理论挖掘力越大。因此,优化设计的目标是在铲斗液压缸工作压力恒定时,尽可能增大挖掘机的理论挖掘力。以铲斗连杆机构的传动比为目标函数,通过计算得目标函数的表达式为:

$$\max i = \frac{r_1 r_3}{r_2 L_1} = \frac{L_6 \sin(\alpha_1 + \alpha_2) L_3}{L_6 \sin(\alpha_7 + \alpha_8) L_1} \quad (1)$$

式中: r_1 为 A 点到 GB 的垂直距离; r_3 为 C 点到

BD 的垂直距离; r_2 为 A 点到 BD 的垂直距离; L_1 为 CE 的长度; L_6 为 AB 的长度; L_3 为 CD 的长度。

2.2 建立约束条件

2.2.1 边界约束(设计变量的约束幅度)

根据铲斗连杆机构在工程实际中的应用情况, 各杆长度和杆件之间的边界约束表达式为:

$$\begin{cases} L_{\min} \leq L \leq L_{\max} \\ \theta_{\min} \leq \theta \leq \theta_{\max} \\ \dots \end{cases} \quad (2)$$

设计变量的取值范围可直接通过上下限来限定, 不需对其表达式进行特殊转换。根据挖掘式装载机整机虚拟样机的尺寸, 设计变量的初始值及取值范围见表 2。

表 2 设计变量的初始值及取值范围

设计变量	初始值	取值范围
$\theta_1 / (^{\circ})$	19.0	(-1, 39)
$\theta_2 / (^{\circ})$	79.2	(59.2, 99.2)
$\theta_3 / (^{\circ})$	94.9	(64.9, 124.9)
$\alpha_2 / (^{\circ})$	10.0	(0, 20)
L_4 / mm	140.00	(90, 190)
L_5 / mm	219.40	(169.4, 269.4)
L_8 / mm	609.97	(584.97, 634.97)
L_9 / mm	805.39	(755.39, 855.39)

2.2.2 传动角约束

为保证连杆机构的运动需要, 对铲斗连杆机构的传动比进行约束。铲斗连杆机构是四边形连杆机构, 为避免机构顶死和运动不确定情况, 确定铲斗液压缸的传动比范围为 $10^{\circ} \sim 170^{\circ}$ 、连杆机构的传动角范围为 $30^{\circ} \sim 170^{\circ}$, 即:

$$10^{\circ} \leq \angle ABG \leq 170^{\circ} \quad (3)$$

$$30^{\circ} \leq \angle BDC \leq 170^{\circ} \quad (4)$$

2.2.3 几何约束

为能在任何情况及仿真的任一过程、任一位置都使所有运动三角形和四边形成功建立, 进行几何约束。铲斗连杆机构优化设计应满足 $\triangle ABG$ 、 $\triangle FAC$ 、四边形 $ABCD$ 的内角和定理, 约束函数如下:

$$\begin{cases} \angle AGB + \angle FCA + \angle GAB = 180^{\circ} \\ \angle CFA + \angle FCA + \angle FAC = 180^{\circ} \\ \angle CAB + \angle ABD + \angle BDC + \angle ACD = 360^{\circ} \end{cases} \quad (5)$$

2.3 设计变量对目标函数的敏感度分析

铲斗连杆机构优化设计涉及的变量有 θ_1 、 θ_2 、

θ_3 、 α_2 、 L_4 、 L_5 、 L_8 、 L_9 , 变量较多, 会影响优化效率。为保证效率, 进行设计变量对目标函数的敏感度分析。根据设计变量的不同取值, 通过 ADAMS 进行仿真计算, 得到设计变量取初值时对目标函数的灵敏度, 选择灵敏度高的设计变量作为关键设计变量。分析结果见表 3。

表 3 设计变量对目标函数的敏感度分析

设计变量	初始值	敏感度	优化显著值
θ_1	19°	-0.000 318 50	-1°
θ_2	79.2°	0.000 695 31	99.2°
θ_3	94.9°	-0.003 926 20	64.9°
α_2	10°	0.000 000 00	10°
L_4	140 mm	-0.000 184 47	90 mm
L_5	219.4 mm	0.000 402 76	269.4 mm
L_8	609.97 mm	-0.000 741 94	584.07 mm
L_9	805.39 mm	0.000 745 49	855.39 mm

由表 3 可知: 设计变量 θ_2 、 θ_3 、 L_8 、 L_9 对目标函数的敏感度较大, 选择这 4 个变量作为优化的关键变量。

2.4 优化结果

使用 SQP 优化器进行迭代计算, 得到表 4 所示优化分析结果。

表 4 优化分析结果

变量	取值		变化率/%
	优化前	优化后	
θ_2	79.2°	59.73°	24.58
θ_3	94.9°	65.70°	30.77
L_8	609.97 mm	586.35 mm	3.87
L_9	805.39 mm	756.82 mm	6.03
最大传动比	0.241 5	0.362 9	50.27

由表 4 可知: 经过优化, 在设计变量变化不大的情况下, 铲斗挖掘过程中铲斗连杆机构的最大传动比由 0.241 5 提高到 0.362 9, 提升 50.27%, 即铲斗挖掘过程中最大理论挖掘力提升 50.27%。

优化后铲斗连杆机构的 ADAMS 模型见图 4, 优化前后铲斗挖掘过程中铲斗连杆机构的传动对比见图 5。由图 5 可知: 优化后铲斗连杆机构的传动比比优化前明显提高, 最大传动比提高 50.27%。通过较小地改变铲斗连杆机构的尺寸, 使其传动比得到大幅提升, 优化效果显著。

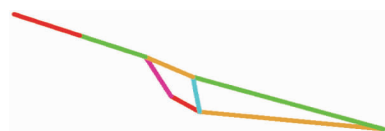


图 4 优化后铲斗连杆机构的虚拟样机参数化模型

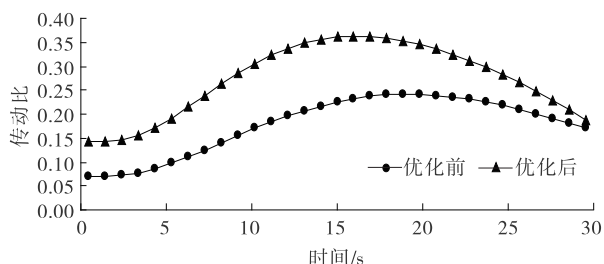


图5 优化前后传动比对比

优化前后铲斗挖掘角度的变化范围对比见图6。由图6可知:优化前铲斗挖掘角度的变化范围为 $171^{\circ} \sim 280^{\circ}$,优化后为 $171^{\circ} \sim 320^{\circ}$,挖掘范围扩大,优化效果明显。

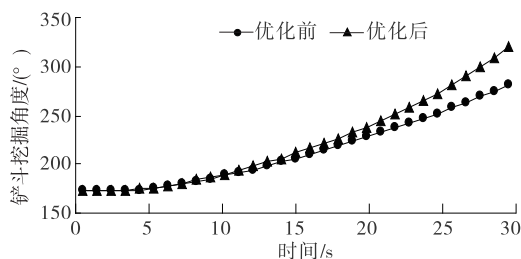


图6 优化前后铲斗挖掘角度变化范围对比

3 结语

基于ADAMS对挖掘式装载机的铲斗连杆机

构进行优化设计。通过计算各铰点的位置建立铲斗连杆机构参数化模型,确定设计变量、目标函数和约束条件,并通过敏感度分析确定优化中的关键设计变量。利用ADAMS软件对铲斗连杆机构进行优化,得到新的参数值并建立新的铲斗连杆机构参数化模型。优化后铲斗连杆机构的最大传动比提升50.27%,即挖掘式装载机的理论挖掘力提升50.27%,铲斗挖掘范围也扩大,优化效果显著。

参考文献:

- [1] 聂阳文,胡星,闫磊.基于ADAMS的液压挖掘机工作装置优化分析[J].计算机仿真,2019,36(11):300-304.
- [2] 王皓.液压挖掘机铲斗连杆机构优化设计[J].煤矿机械,2015,36(1):85-87.
- [3] 卜祥建.挖掘机反铲工作装置优化设计及整机稳定性分析[D].厦门:厦门大学,2014.
- [4] 徐素霞,文学洙.基于ADAMS的挖掘机铲斗连杆机构参数优化设计[J].机械工程师,2013(9):87-88.
- [5] 马颖,朱石沙.基于ADAMS的挖掘机铲斗连杆机构的优化[J].机械工程与自动化,2011(4):32-34.
- [6] 徐向红.基于ADAMS的液压挖掘机仿真与优化分析[J].机床与液压,2016,44(11):149-151.

收稿日期:2021-10-23

(上接第47页)

侵蚀能力。说明集料骨架强度对沥青混合料水稳定性的影响不显著。

4 结论

(1) 根据粗、细集料在混合料中作用的不同,可以集料骨架强度为指标优化粗集料级配组成,以VCA为指标优化细集料级配组成。

(2) 集料骨架强度对沥青混合料高温稳定性的影响显著,提高集料骨架强度可有效提高其抗车辙能力,高温地区宜采用骨架强度大于14 kN的集料设计沥青混合料。

(3) 集料骨架强度对沥青混合料低温抗裂性能的影响显著,提高集料骨架强度会略微降低沥青混合料的抗低温开裂能力。

(4) 集料骨架强度对沥青混合料水稳定性的影响不明显,提高集料骨架强度会使沥青混合料抗水损能力先提高后降低,但变化幅度不大。

参考文献:

- [1] 刘春林.沥青混凝土路面高温稳定性影响因素分析[J].公路交通科技(应用技术版),2019(1):158-160.
- [2] 张争奇,张英楠,黄硕磊.SBS-PU复合改性沥青及其混合料路用性能研究[J].重庆交通大学学报(自然科学版),2020,39(5):80-88.
- [3] 翟殿钢,秘林源,敖清文.橡塑沥青混合料性能试验研究[J].公路与汽运,2020(4):68-71+82.
- [4] 张鹏,黄建平,尹乃玉.PCF抗车辙剂改性沥青混合料性能评价与蠕变特性研究[J].公路,2020(1):184-190.
- [5] 李胜.沥青混合料级配分析路与路用性能研究[J].公路与汽运,2021(1):59-62+86.
- [6] 李丽民,张国祥,蒋建清.一种基于分形理论的骨架密实型抗车辙级配检验方法[J].上海交通大学学报,2018,52(9):1125-1134.
- [7] 李平,王秉纲,张争奇.基于高温性能的沥青混合料级配设计方法[J].交通运输工程学报,2010,10(6):9-14.

收稿日期:2021-09-17