

回转原木抓斗机构参数智能优化 及其动态模拟*

王中庆

(机械工程系)

摘 要 着重研究了抓斗机构参数智能优化和抓斗机构系统动态模拟与分析, 为科学设计回转原木抓斗提供了静态设计及动态设计的理论与实践新的范例. 通过对样机测试及货场上使用, 证明理论正确. 首次成功研究并开发的回转原木抓斗, 为适应铁路货运需要解决了关键性难题.

关键词 原木抓斗; 机构; 智能优化; 动态模拟

分类号 TH24

1 抓斗机构参数智能优化

1.1 抓斗机构简介

抓斗是一种能在各种环境下取代人力进行装卸的有效工具, 适用于铁路、港口货场装卸以及冶金、矿山、建筑、物质等行业物料装卸之用. 尽管抓斗的种类不同, 但其机构原理均为四杆机构及其演化. 本文研究的原木抓斗机构采用滑块—摇杆机构 (见图 1), D 点为抓斗颚口.

性能良好的抓斗, 要求抓取容量大, 抓取效率高, 工作平稳性好, 节能而且易装卸, 这四个方面都与抓斗颚口 D 的运动轨迹有关. 因为它直接影响抓取效果、起臂力大小、原木的滚动, 所以在设计抓斗时, 首先任务是寻求颚口的最佳运动曲线, 然后寻求 (设计) 合适的机构以实现这一最佳曲线.

颚口运动曲线是条复杂曲线, 而且影响因素很多, 只能不断地总结经验, 在设计中修正其不足. 这种最佳曲线的寻优, 一方面是经验数据的改善, 一方面是不断总结与归纳. 从程序设计来讲, 就是知识库的不断更新, 随着设计次数的增多, 知识库不断得到丰富, 设计准则也不断得到完善. 这种优化方法属智能优化, 这就是本文在优化领域中深入研究的独特之处.

收稿日期: 1994-09-19. 王中庆, 男, 1943年生, 副教授.

* 上海铁路局局级鉴定成果, 铁道部推广应用项目, 中国实用新型专利. (92)

1.2 智能优化原理

抓斗机构参数智能优化分两步进行。首先, 优化颚口的运动曲线, 满足前述三个要求; 接着优化抓斗的机构参数, 使其颚口运动轨迹能满足这一最佳曲线。

1.2.1 知识库的建立

知识库由《事实》和《规则》组成, 是建立专家系统与智能优化的基础。对于抓斗机构参数设计的知识库包括三个组元: 颚口运动曲线数据 (L), 抓斗机构参数 (M), 设计基本数据 (D), 构成了知识库 (KB)

$$KB = (L, M, D), \quad (1)$$

(1) 颚口运动曲线 (L) 知识集

颚口运动曲线知识集, 可分两类: 一其为实际数据集, 由实际抓斗求得的一系列离散点组成的运动轨迹数据。

$$L_r = \{(s_1, x_1, y_1), (s_2, x_2, y_2), \dots, (s_n, x_n, y_n)\} \quad (2)$$

另一类为曲线拟合数据集, 由上述数据用一个 N 阶曲线拟合, 即

$$y = A_0 + A_1x + A_2x^2 + A_3x^3 + \dots + A_nx^n \quad (3)$$

我们将上述曲线有关参数组成知识集

$$L_M = \{N, A_0, A_1, A_2, A_3, K_v, K_a\} \quad (4)$$

式中 S_i —— 滑块行程位置;

X_i, Y_i —— 颚口 D 点坐标;

N —— 拟合误差最小时的最高阶数;

K_v, K_a —— D 点速度、加速度特性系数;

$$K_v = dy/dx \quad K_a = d^2y/dx^2$$

(2) 抓斗机构参数知识集 (M)

抓斗机构参数主要分两类: 一类为先决变量参数, 如偏距 e , 滑块导程 (开闭行程) S , 开口长度 L ; 二类为设计变量参数, 如摇杆长度 l_1 , 连杆长度 l_2 , 斗底长度 l_3 , 以及斗张角 B (见图 1)。这些数据由设计资料, 实物测量以及每次优化设计而得来的, 分别存入知识库。

$$M = \{e, s, L, \dots, l_1, l_2, l_3, B\} \quad (5)$$

(3) 基本设计数据知识集 (D)

原木抓斗在计算抓斗参数是采纳与普通抓斗类似的参数, 又称为原木抓斗当量参数。这是为了使原木抓斗与普通抓斗的设计具有一定的共性, 以便进行性能比较。

货物密度 γ_0 与原木的比重 (密度) γ_* 关系:

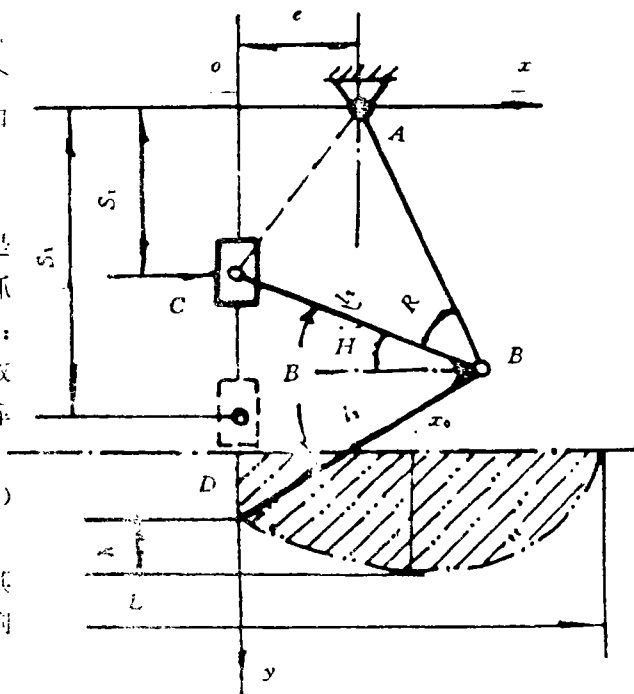


图1 滑块摇杆四连杆机构简图

$$\gamma_0 = \frac{l}{B_w} \cdot \gamma_*$$

式中 l ——原木平均当量长度。

填充系数 C (又称填充率), 按紧密排列计算, 然后按原木不直度进行修正, 修正系数为 k 。

$$C = \frac{\sqrt{3}\pi}{6} \cdot k.$$

抓取容量, 对原木抓斗而言是当量容量, 相当于普通抓斗的容量。

知识库包括三方面数据:

效果数据: 颚口 D 点许用残余高度 $[h]$, 要求 $h < [h]$; 颚口 D 点许用加速度 $[a]$, 要求 $a < [a]$, 抓起货物密度为 γ_0 ;

性能数据: 抓斗自重 G_0 , 抓取容量(能力) V , 抓取时间 t , 抓取容重 γ , 滑轮倍率 m ;

部分经验数据: 斗颚宽度 B_w , 切口厚度 b , 颚板后角 C_a , 安息角 H 。

这些数据组成了设计准则及有价值的参数依据:

$$D = \{[h], [a], \gamma_0, G_0, V, t, \gamma, m, B_w, b, H, G_a\} \quad (6)$$

1.2.2 抓取性能分析及判据确定

通过颚口 D 的实际运动轨迹的拟合, 三阶多项式已足够满足拟合精度, 故其运动轨迹可以用三阶多项式表示:

$$y = A_0 + A_1x + A_2x^2 + A_3x^3.$$

设 D 点在 X 方向上作匀速运动, 则在 X 方向的速度为 V_x

$$V_x = \frac{L}{2t} = \frac{dx}{dt} = \text{const.}$$

那么

$$K_v = \frac{dy}{dx} = \frac{V_y}{V_x} = A_1 + 2A_2x + 3A_3x^2,$$

$$K_a = \frac{d^2y}{dx^2} = \frac{a_y}{V_x^2} = 2A_2 + 6A_3x.$$

由此可知

A_0 —— 反映抓斗的抓取清洁度指标, 要求 A_0 尽可能大, 因为 $h = x_0 - A_0$;

A_1 —— 反映抓斗颚口速度指标, 要求 A_1 尽可能小;

A_2 —— 反映抓斗颚口加速度指标, 要求 A_2 尽可能小;

K_a —— 反映抓斗动力特性指标, 要求 K_a 尽可能取合理。

将各种先进抓斗实际 D 点的运动轨迹, 进行三阶拟合后, 获得一系列 $\{A_0, A_1, A_2, A_3\}$ 以及各种情况的使用效果。通过层次分析, 按上述原则优选出 $\{A_0^*, A_1^*, A_2^*, A_3^*\}$, 从而将获得一条综合经验的优化曲线, 作为参考标准, 又称初级优化曲线。以后还要通过样机试验检验, 再确定是否进行修正。

1.3 颚口运动曲线智能优化

智能优化与常规优化的区别是: 智能优化是依赖于经验归纳的偏好函数与评价准则来制约目标函数, 确定设计变量。

1.3.1 目标函数

目前, 国内外还没有一套完整的对颚口运动曲线的评价准则以及优化软件, 只能通过经验知识调整参数, 取得设计模型。抓斗优化主要目的是尽最大可能地发挥抓斗的抓取能力, 并保证颚口 D 点沿着偏好函数曲线 $Y(x)$, 即上述综合经验的优化曲线, 而获得良好的运动及动力性能。

在抓斗自重一定条件下, 一般追求抓取比尽可能大。由于抓取比与平均抓取面积成正比关系, 故取抓斗平均抓取面积为抓斗颚口运动曲线优化目标函数。

$$A_{ave} = L \cdot \bar{Y} \Rightarrow \text{Max},$$

式中平均抓取深度 $\bar{Y}$ 为

$$\bar{Y} = \left(\frac{2}{L}\right) \int_0^{L/2} Y(x) dx. \quad (7)$$

上述函数为趋势函数(非极值函数), 既是目标又受约束, 采用复合形法, 以实际曲线参数为初始参数, 这样对实际解题方便, 而且提高了优化的成功率, 这是本文优化运算的技巧。

1.3.2 设计变量

根据目标函数要求我们欲求的颚口 D 点的最佳运动曲线轨迹, 它只能是逼近偏好函数曲线 $Y(x)$, 所以我们取其拟合多项式函数的系数为设计变量。

$$\begin{aligned} X &= \{x_1, x_2, x_3, x_4\} \\ &= \{A_0, A_1, A_2, A_3\}. \end{aligned} \quad (8)$$

1.3.3 约束条件

主要依据抓斗起吊特性及工作条件的要求着重考虑四个方面问题。

(1) 起吊设备能力的约束

设起重机的起吊吨位为 W , 抓斗的厚度为 B_w , 货物的密度为 γ_0 , 填充率为 C , 则由起重机决定的抓斗的抓取面积为 $A(1)$ 。

$$A(1) = W / (B_w \cdot \gamma_0 \cdot C) \quad (9)$$

抓斗理论抓取面积为 $A(2)$, 见图 1 阴影部分。

$$A(2) = L \cdot \bar{Y}, \quad (10)$$

要求: $A(2) \leq A(1)$,

得约束方程

$$G(1) = 1 - A(2)/A(1) \geq 0. \quad (11)$$

(2) 抓取深度经验约束

抓斗平均挖取深度 $\bar{y}$, 按传统设计经验进行计算, 由下式决定:

$$k_1 \cdot L \leq \bar{y} \leq k_2 \cdot L \quad (12)$$

式中 k_1 、 k_2 ——系数, 由经验选取, 可由数据库中调出。

得约束方程

$$G(2) = \frac{\bar{y}}{k_1 \cdot L} - 1 \geq 0, \quad (13)$$

$$G(3) = 1 - \frac{\sqrt{y}}{k_1 \cdot L} \geq 0, \quad (14)$$

(3) 工作平稳性约束

抓斗在抓取过程中,为了保证工作的平稳性,我们对其最大加速度及最小加速度给予限制.

起点: $K_{a\max} \leq [k_{a1}]$,

终点: $K_{a\min} \leq [k_{a2}]$,

即

$$G(4) = 1 - (2A_1 + 6A_2 \cdot L) / [k_{a1}] \geq 0, \quad (15)$$

$$G(5) = 1 - (2A_2) / [k_{a2}] \geq 0. \quad (16)$$

(4) 抓取洁净性约束

图1所示,为了保证抓取洁净性以及抓斗卸载时尽可能避免颚口D点与地面相碰而不产生干涉,要求抓斗颚口工作点与最低点的高度差限制在一定范围内.

当 $x=0$ 时, D 点处于工作末点 $y(0) = A_0$, D 点处于工作最低点 x_0 时, $y(x_0) = A_0 + A_1x_0 + A_2x_0^2 + A_3x_0^3$, 那么

$$y(x_0) - y(0) \leq [h],$$

得约束方程:

$$G(6) = 1 - A_0 / [A_0] \geq 0, \quad (17)$$

$$G(7) = 1 - (A_1x_0 + A_2x_0^2 + A_3x_0^3) / [h]. \quad (18)$$

1.4 抓斗结构参数优化

抓斗结构参数智能优化过程实质是两步优化:首先是工作约束优化,正如上述最佳运动曲线参数确定,然后根据运动曲线轨迹,进行结构参数优化,确定机构参数(尺寸).我们的任务是优化设计机构参数(尺寸)使其能够实现这一运动规律,这种问题被称为机构再现函数的优化设计问题,属于传统优化设计,故本文仅作简述.

1.4.1 先决变量确定

由宏观结构预先决定的变量,实质是总体方案预先确定的参数.(见图1)

$$x = \{e, s_1, s_2\}$$

1.4.2 设计变量确定

由组成抓斗机构的主要参数

$$\begin{aligned} x &= \{x_1, x_2, x_3, x_4\} \\ &= \{l_1, l_2, l_3, B\}. \end{aligned}$$

1.4.3 目标函数

要求使优化后的机构 D 点轨迹与偏好函数曲线的误差为最小.

$$f(x) = \sum_{i=1}^n [y_{(x)} - y_d]^2 \Rightarrow \min \quad (19)$$

1.4.4 约束方程建立

(1) 滑块——摇杆结构条件:

$$G(1) = l_1 - l_2 > 0, \quad (20)$$

(2) A, B, C 三点必须组成三角形条件

$$G(2) = \sqrt{s_1^2 + e^2} + l_2 - l_1 > 0, \quad (21)$$

$$G(3) = l_1 + l_2 - \sqrt{s_2^2 - e^2}. \quad (22)$$

(3) 传动质量良好条件

$$\cos R_{min} = \frac{l_1^2 + l_2^2 - (e^2 - s_1^2)}{2l_1 \cdot l_2},$$

$$\cos R_{max} = \frac{l_1^2 + l_2^2 - (e^2 - s_2^2)}{2l_1 \cdot l_2},$$

$$G(4) = R_{min}/45^\circ - 1 \geq 0, \quad (23)$$

$$G(5) = 1 - R_{max}/135^\circ \geq 0. \quad (24)$$

式中, R_{min} 、 R_{max} —— 最小、最大传动角.

(4) 物理意义条件约束

$$G(6) = l_1 > 0; \quad (25)$$

$$G(7) = l_2 > 0; \quad (26)$$

$$G(8) = l_3 > 0. \quad (27)$$

2 抓斗机构动态模拟与分析

本节共分三部分来阐述:

2.1 抓斗机构参数优化取向模拟

抓斗机构参数主要由偏距 e , 摇杆长度 l_1 , 连杆长度 l_2 , 斗底长度 l_3 以及斗张角 B , 共五个基本参数组成, 这五个参数取值不同将直接影响抓斗抓取性能, 我们抓住最佳挖掘曲线这个主要矛盾方面去寻找抓斗机构五个参数对挖掘曲线影响的变化规律, 使机构参数沿一定方向变化(取向), 挖掘曲线逼近最佳曲线发展. 这对解决设计中出现的各种复杂问题是极为重要的.

原木抓斗基本参数对抓取曲线的影响规律见下表

	参 数				规 律	优 方	取 向	备 注
	l_1	l_3/l_2	B	e				
1	↓	—	—	—	曲线向下平移	l_1	↓	均受结构约
2	—	↑	—	—	轨迹包容面积增大	l_3/l_2	↑	束与使用条
3	—	—	↑	—	曲线平坦、反之终点收缩加快	B	↑	件约束。
4	—	—	—	↑	曲线包容面积增大	e	↑	

2.2 悬吊结构的动态特性

旋转原木抓斗的固定轴是挂在起重机吊钩上，而且转动抓斗时不能有水平方向转动，因此悬吊结构相当于柔性扭摆结构，见图 2。

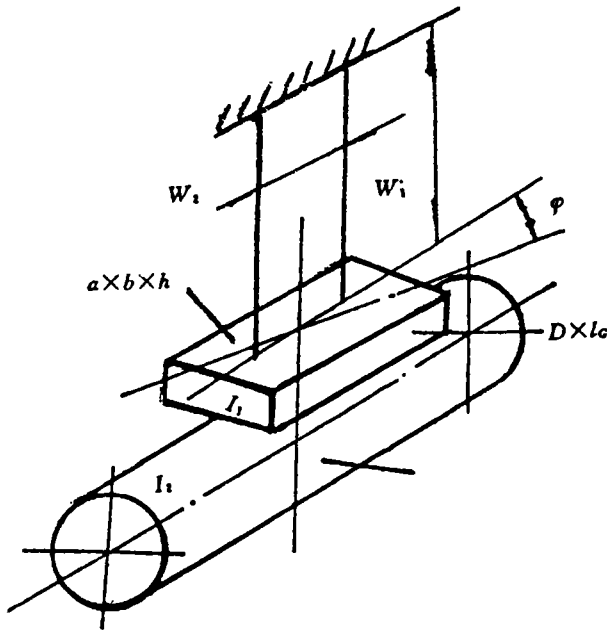


图 2 悬吊结构简图

其振动方程式为：

$$I \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} + R \cdot \frac{d\varphi}{dt} = - \frac{1}{4} \cdot mg \frac{W_2^2}{W_1} \cdot \varphi$$

(28)

$$I = I_1 + I_2$$

(29)

$$m = m_1 + m_2$$

(30)

式中， I —— 转动惯量；

- I_1 —— 抓斗自身等效转动惯量;
 I_2 —— 原木料等效转动惯量;
 m —— 总质量;
 m_1 —— 抓斗自身质量;
 m_2 —— 原木料质量;
 R —— 阻尼系数;
 W_2 —— 抓斗上钢丝绳间距;
 W_1 —— 抓斗悬吊长度;
 D —— 抓取容积截面等效直径.

式中有关参数计算:

$$I_1 = \frac{1}{12} m_1 \cdot (a^2 + b^2), \quad (31)$$

$$I_2 = m_2 \cdot D^2 + \frac{1}{12} m_2 \cdot l_w^2, \quad (32)$$

$$k\varphi = \frac{1}{4} mg W_2^2 / W_1. \quad (33)$$

式(28)可改写为:

$$I\ddot{\varphi} + R\dot{\varphi} + K\varphi = 0 \quad (28b)$$

我们可根据上式估算抓斗动特性参数:

$$W_n = \sqrt{\frac{k\varphi}{I}}, (\text{固有角频率}) \quad (34)$$

$$R_c = 2 \sqrt{k\varphi \cdot I}. (\text{临界阻尼}) \quad (35)$$

阻尼系数 R 很难计算. 目前只能通过样机试验获得. (共生产两台样机, 分别在无锡站、上海南站使用.)

2.3 悬吊结构动特性测定

根据上述原理试制的原木抓斗进行了旋转摆动试验, 其旋转摆动衰减时间曲线如下:

我们可由上述曲线求出:

(1) 对数衰减率 δ

$$\delta = \frac{1}{\tau_d} \ln \frac{\varphi_n + 1}{\varphi_n}, \quad (36)$$

(2) 阻尼比 ζ

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}}; \quad (37)$$

(3) 固有角频率 ω_n

$$\omega_n = \frac{\delta}{\xi \cdot \tau_d};$$

(38)

(4) 估计样机阻尼系数 R

$$R = \xi \cdot R_c.$$

(39)

2.4 回转原木抓斗机构优化计算辅助设计

旋转原木抓斗计算机辅助设计，主要包括以下内容：

(1) 原木抓斗原始参数

方案号：

总起重量(含自重:吨)	G
抓斗自重	G_0
最大容许倾斜角(度)	ψ
最大起吊重量(吨)	G_M
原木最大平均直径(mm)	D_1
原木最大平均长度(M)	L_w
抓斗工作时离地高度(M)	H

(2) 原木抓斗悬吊等效结构参数

抓斗悬吊钢丝绳长度	W_1
抓斗悬吊钢丝绳间距	W_2
抓斗体等效长方体尺寸	$a \times b \times H$
抓取容积截面等效直径	D

(3) 抓斗机构参数

偏距	e
滑块导程(开闭行程)	S
开口长度	L
摇杆长度	l_1
连杆长度	l_2
斗底长度	l_3
斗张角	B

(4) 抓取曲线绘制

(5) 悬吊结构动态特性估计

- ① 绘制摆动衰减曲线
- ② 打印动态特性参数： I 、 R 、 $K\varphi$ 及其 ξ 、 W_n 、 τ_d .

(6) 传动功率计算

惯性阻转矩	T_i
摩擦阻转矩	T_f
倾斜等效转矩	T_g
风力等效转矩	T_w

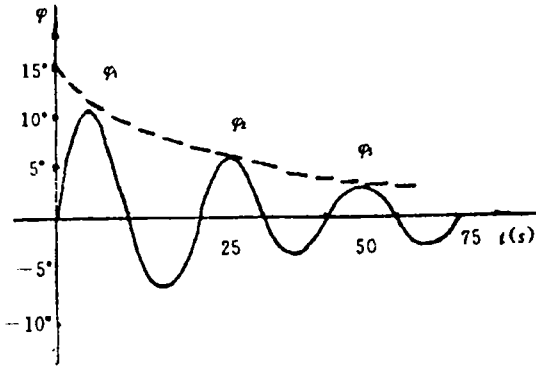


图 3 摆动衰减曲线

总等效转矩

T_{eq}

总等效功率

P_{eq}

通过上述辅助设计及模拟为旋转原木抓斗合理设计提供了重要信息。

参 考 文 献

- [1] 胡宗武, 顾迪民. 起重机设计计算. 北京: 北京科学技术出版社, 1989
- [2] Wang Zhong Qing. Intelligent Optimication on the Mechanism parameters of Grab Bucket and Its Dynamic Simulation. proceeding of the 11th CIRP. Taylor & Francis, China Machine press, 1213~1216
- [3] 黄国桢, 孙北波. 旋转原木抓斗旋转机构设计原理. 上海海运学院学报, 1991 年抓斗技术研讨会论文集, 1991, 10: 38~43

Intelligential Optimization of Mechanism Parameters and Its Dynamic Simulation about the Rotary Timber Grab Bucket

Wang Zhongqing

Abstract Two aspects are discussed in this paper: Intelligential Optimization of Mechanism Parameters (IOMP), Dynamic Simulation on Grab Mechanism System and its Analysis (MSDS & MSA). This paper provides an new example of design and practice (include static and dynamic) of the Rotary Timber Grab (RTG). This theory is proved to be right by testing and using in goods ground. It is the first time that this kind of rotary timber grab bucket is researched and developed. It has solved the key problems to meet the demands of railway system goods ground transportation.

Key words Timber grab bucket; Mechanism; Intelligential optimization; Dynamic simulation