矿山机械优化设计建模与实践

杜长龙
肖世德 编著

煤炭工业出版社

矿山机械优化设计建模与实践

杜长龙　肖世德　编著

煤 炭 工 业 出 版 社

图书在版编目(CIP)数据

矿山机械优化设计建模与实践/杜长龙，肖世德编著.

北京：煤炭工业出版社，1998

ISBN 7－5020－1648－1

Ⅰ．矿…　Ⅱ．①杜…②肖…　Ⅲ．矿山机械-机械设计：最优设计　Ⅳ．TD402

中国版本图书馆 CIP 数据核字（98）第 22728 号

矿山机械优化设计建模与实践

杜长龙　肖世德　编著

责任编辑：刘社育

*

煤炭工业出版社　出版发行

（北京朝阳区霞光里 8 号　100016）

北京地质印刷厂　印刷

*

开本 850×1168 1/32　印张 6

字数 151 千字　印数 1－600

1998 年 9 月第 1 版　1998 年 9 月第 1 次印刷

书号　4417　　定价：10.00 元

前 言

优化设计是在电子计算机推广应用的基础上发展起来的一种现代设计方法。该方法已广泛应用于工程设计的各个领域，并取得显著的效果。在矿山机械的设计和应用中，同样显示出优化方法的重要作用。为了使从事矿山机械设计和研究工作的技术人员能够尽快掌握优化设计技术，并将其运用到工程设计中去，作者根据数年来在矿山机械优化设计方面的研究成果和工程实践，参考大量有关机械优化设计方面的文献，编写成《矿山机械优化设计建模与实践》一书。本书着重从实用出发，优化方法的介绍避免了繁琐的论证和推导，通畅易懂，便于优化技术的自学和掌握，给出的常用矿山机械的优化设计数学模型及应用程序可直接引用。

本书共分九部分：第一部分是关于机械优化设计的概念性介绍，使读者对优化设计的涵义、优化设计的过程及优化设计数学模型表达有一个正确认识；第二部分重点介绍矿山机械设计中常用的优化设计方法，包括一维搜索优化的黄金分割法、无约束优化的单纯形法、约束优化的复合形法；第三部分论述机械优化设计建模的有关问题，包括优化建模的方法和步骤、优化设计数学模型各要素的确定原则、建模中数表和线图的处理、多目标函数的处理以及数学模型尺度变换等；第四部分至第九部分分别就液压支架、液压支架液压元件、滚筒采煤机、输送机、掘进机械、乳化液泵曲轴等进行优化建模，并给出相应的应用实例。附录给出矿山机械优化设计中最常用的复合形法源程序及使用说明。

本书的撰写，参考了有关机械优化设计方法的书籍、论文等文献，谨向文献作者表示谢意！

在本书撰写、出版过程中，得到了作者的同事和朋友的热情帮

助和大力支持，在此一并表示衷心的感谢！

书中难免有疏漏和不妥之处，恳请读者批评指正。

作　者

1998 年 7 月

内 容 提 要

本书首先阐述优化设计的基本理论和矿山机械设计常用的优化方法，并在论述优化设计建模方法的基础上，着重从工程实用的角度对各种常用的矿山机械设备及部件进行优化设计建模，对每一问题给出相应的应用实例。附录给出了矿山机械优化设计最常用的复合形优化算法源程序及使用指南。

本书可供矿山机械设计和研究部门的技术人员参考，亦可作为高等工科院校特别是煤炭院校机械类专业研究生和大学生的教学参考书。

目　录

1 机械优化设计引论

机械优化设计是近30年来迅速发展起来的一种现代设计方法，它建立在数学规划和计算机程序设计的基础上，已成为解决复杂设计问题的一种有效的工具。

本章首先介绍优化设计的概念和优化设计的一般过程，在此基础上论述优化设计的数学模型表达及构成要素，并通过实例说明建立优化设计模型的方法，最后对机械优化设计的发展和应用作一简单介绍。

1.1 优化设计的涵义和一般过程

人们在设计过程中，常常需要根据产品设计的要求，合理确定和计算各项参数，以期达到最佳的设计目标，如重量最轻、成本最低、性能最佳、承载能力最大等。

以图1-1所示的一级圆柱齿轮减速器为例，若已知传递功率为N，输入转速为n，传动比为i，其设计方案用如下几个参数表示：齿轮模数m、齿宽b、小齿轮齿数z_1、轴径d_1和d_2、轴承中线

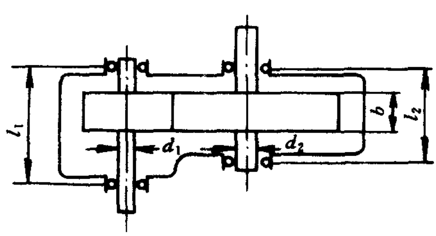

图1-1 一级圆柱齿轮减速器

之间的距离 l_1 和 l_2。在进行其设计时，要求确定这样这一组参数，使在满足齿轮承载能力、轴的刚度和强度及其它制造工艺的条件下，取得减速器重量最轻的设计方案。

上述问题即是优化设计的基本思想。所谓优化设计，是根据最优化原理和方法综合各方面的因素，以人机配合的方式或用“自动探索”的方式在计算机上进行的半自动或自动设计，以选出在现有工程条件下的最好设计方案的一种现代设计方法。其设计原则是最优设计；设计手段是计算机及计算程序；设计方法是采用最优化数学方法。

优化设计还可概括为：以数学规划方法和计算机程序设计为基础，并根据一定要求从大量方案中寻求最佳设计方案的一种现代设计方法。

优化设计是以计算机自动设计为其基本特征的。因此，一个优化设计问题的解决一般要包含三个主要内容：

(1) 将设计问题转换为一个数学模型，其中包括建立评选设计方案的目标函数，考虑这些设计方案是否为工程所能接受的约束条件，以及确定哪些参数参与优选等。

(2) 根据数学模型中的函数性质，选用合适的优化方法，并作出相应的程序设计。

(3) 在计算机上自动解得最优值，然后对计算结果作出分析和正确的判断，得出最优设计方案。

1.2 优化设计数学模型

任何一个机械优化设计问题，总是要求满足规定的工作条件、载荷、工艺要求，并在强度、刚度、寿命、尺寸范围及其它一些技术要求的限制条件下寻找一组参数，以得到一个其设计指标达到最佳值的设计方案。即要求优选一组参数，使其设计指标达到最佳

值，且须满足一系列对参数选择的限制条件。这样的问题在数学上可以表述为在以等式或不等式表示的约束条件下求多变量函数的极小值（或极大值），即求

$$\min f(\bar{x})$$
$$\bar{x} = [x_1, x_2, \cdots, x_n]^T$$
$$\text{s.t.} \quad g_u(\bar{x}) \leqslant 0 \qquad (u = 1, 2, \cdots, m)$$
$$h_v(\bar{x}) = 0 \qquad (v = 1, 2, \cdots, p < n)$$

因此，优化设计都应按此形式将工程设计问题作出数学上的描述，以适应采用优化设计方法求解的需要，这就是所谓优化设计的数学模型。

一个优化问题的数学模型由三个要素构成：设计变量 $\bar{x} = [x_1, x_2, \cdots, x_n]^T$，目标函数 $f(\bar{x})$，约束条件 $g_u(\bar{x}) \leqslant 0$, $u = 1, 2, \cdots, m$；$h_v(\bar{x}) = 0$, $v = 1, 2, \cdots, p < n$。下面分别对这三个要素进行介绍。

1.2.1 设计变量

在优化设计过程中进行选择并最终必须确定的各项独立参数，称为设计变量。设计变量可以是几何参数（如长度、截面积、体积、直径和角度等）、物理参数（如位移、速度、加速度、力、力矩和质量等）和工程参数（如挠度、传动比、阻尼比、频率比、模数和齿数等）。设计变量一般是一些相互独立的基本参数，可以由设计变量导出的量不能选作设计变量；根据设计要求事先给定的参数，也不是设计变量，而称为设计常量。只有那些需要在设计过程中优选的参数，才是设计变量。

设计变量的数目称为优化设计的维数，如有 n $(n = 1, 2, \cdots)$ 个设计变量，则称为 n 维设计问题。一组 n 个设计变量的值就是一个设计方案。

一个优化设计问题如果有 n 个设计变量，而每个设计变量用 $x_i(i=1,2,\cdots,n)$ 表示，则其全部设计变量可用 n 维向量的形式表示成

$$\bar{x}=\begin{bmatrix}x_1\\x_2\\\vdots\\x_n\end{bmatrix}=[x_1,x_2,\cdots,x_n]^T$$

$n=1$ 时，设计轴上的任一点都是一个方案；$n=2$ 时设计平面中的任一点和 $n=3$ 时设计空间中的任一点，也是一个方案。$n>3$ 的情况依次类推。可见，以 n 个独立变量坐标轴构成的空间，包含了全部可能的设计方案，故称为设计空间。它是 n 维实空间 R^n。机械优化设计一般都是大于 3 维设计问题，故对应的设计空间是超越空间。超越空间中的函数不能用图象表示出来。

设计变量的数目越多，其设计空间的维数越高，能够组成的设计方案的数量也就越多，因而设计的自由度也就越大，从而也就增加了问题的复杂程度。一般来说，优化设计过程的计算量是随设计变量数目的增多而增加的。因此，对于一个优化设计问题来说，应该恰当地确定设计变量的数目。从原则上讲，应尽量减少设计变量的数目，即尽可能把那些对设计指标影响不大的参数取作设计常量，只保留那些比较活跃的对设计指标影响显著的参数作为设计变量，这样可以使优化设计的数学模型得到简化。

在机械优化设计中，有些参数只能选用规定的离散值，如齿轮的模数、钢材的规格尺寸等，以这样的参数作为设计变量的叫做离散设计变量。对于离散型设计变量的优化设计问题，可先视作连续变量进行优化，最后对优化结果进行调整。因此，在不加特殊说明的情况下，都将设计变量视为连续变量。

1.2.2 目标函数

在许多可行设计方案中，哪个方案好，哪个方案不好，需要有一个衡量的标准，若能把这个“标准”表示为设计变量的可计算函数，优化这个函数，则可以取得最优设计方案。因此，在优化设计中，这个用于评选设计方案优劣的目标，称为目标函数，记作 $f(\bar{x})$。目标函数一般是设计变量的显函数，但也可以是由设计变量决定的指标，在液压支架安全阀优化设计中，就是用这样的指标作为目标函数。

优化设计的目的就是要求所选择的设计变量使目标函数值达到最佳值。由于我们是用目标函数值的大小来衡量设计方案优劣的，故所谓最佳值就是指极大值或极小值。由于求目标函数 $f(\bar{x})$ 的极大化等价于求目标函数 $-f(\bar{x})$ 的极小化，因此，为了算法和程序的统一，通常最优化就是指极小化，即 $\min f(\bar{x})$。

在工程设计问题中，设计所追求的目标可以是各式各样的，如重量最轻、性能最佳、制造成本最低等。当目标函数只包含一项设计指标极小化时，称它为单目标设计问题，有时也可能要求多项设计指标达到极小化，这就是所谓多目标设计问题。设计指标愈多，设计效果愈好，但问题的求解亦愈复杂。

在优化设计中正确建立目标函数是很重要的一项工作，它不仅直接影响优化设计的质量，而且对整个优化设计的繁简难易也有一定的影响。

1.2.3 约束条件

实际工程问题的优化过程一般不可能不受一定条件的限制。设计变量的值必须满足某些条件的限制，才是可能实现的设计。表示这些限制条件的等式或不等式函数，称为约束条件。

在机械优化设计中，约束条件多用数学不等式表示，称为不等

式约束条件，即 $g(\bar{x})\geqslant 0$ 或 $g(\bar{x})\leqslant 0$。因为 $g(\bar{x})\geqslant 0$ 等价于 $-g(\bar{x})\leqslant 0$，为了避免理论分析的混乱和计算错误，在同一研究问题中不等式约束的形式应该一致，一般统一为 $g(\bar{x})\leqslant 0$。

除了不等式约束条件，还会遇到数学等式表示的约束条件，称为等式约束条件，即 $h(\bar{x})=0$。等式约束条件对设计变量的约束较严格。一个等式的约束条件等价于两个不等式约束条件，即 $h(\bar{x})=0$ 等价于 $g(\bar{x})\leqslant 0$ 和 $-g(\bar{x})\leqslant 0$。

设计的约束条件是由实际的设计要求导出的，一般可以分为边界约束和性能约束两种。

边界约束是直接限定设计变量取值范围的约束条件，即

$$g_1(\bar{x}) = a_i - x_i \leqslant 0$$

$$g_2(\bar{x}) = x_i - b_i \leqslant 0$$

性能约束是由某些必须满足的设计性能要求推导出来的约束条件，如行星齿轮传动的装配条件、邻接条件、传动比条件、曲柄摇杆机构的曲柄存在条件等。性能约束条件可以根据力学、机械学、几何学等推导出来，或者用设计规范的计算公式表示。

一项设计受若干个约束条件的限制，约束条件越多，计算越复杂，可以选择的设计方案也越少。因此，应避免无关紧要的约束条件。

1.3 机械优化设计数学模型举例

为了进一步理解优化设计数学模型的含义和掌握建立数学模型的方法，下面举几个计算实例。

1.3.1 液压缸活塞杆优化设计

图 1－2 为液压缸结构图。若已知液压缸内径 D、工作压力 p、活塞杆长度 l，活塞杆的材料为壁厚 b、许用应力 $[\sigma]$ 的无缝钢

管，试求活塞杆的外径 d，使其重量最轻。

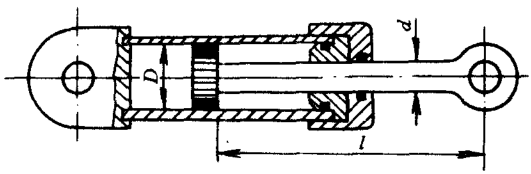

图 1-2 液压缸

活塞杆重量最轻可转化为断面积最小，断面积 $S=\frac{\pi}{4}[d^2-(d-2b)^2]$，压杆临界载荷 $P_c=\pi^2EJ/l^2$（E 为材料的弹性模量），压杆横截面的惯性矩 $J=\frac{\pi}{64}d^4[1-(1-\frac{2b}{d})^4]$，轴向载荷 $P=\frac{\pi}{4}D^2p$，压应力 $\sigma=D^2p/[d^2-(d-2b)^2]$。上述问题的优化设计数学模型建立如下：

取设计变量为 $\bar{x}=[x_1]=[d]$

目标函数为 $f(\bar{x})=\frac{\pi}{4}[x_1^2-(x_1-2b)^2]$

约束条件为

$$g_1(\bar{x})=x_1-D\leqslant 0$$

$$g_2(\bar{x})=\frac{D^2p}{x_1^2-(x_1-2b)^2}-[\sigma]\leqslant 0$$

$$g_3(\bar{x})=\frac{D^2p-\pi^2Ex_1^4[1-(1-2b/x_1)^4]}{16l^2}\leqslant 0$$

其数学模型表达为

$$\min f(\bar{x})$$

$$\bar{x}=[x_1]$$

$$\text{s.t.}\quad g_u(\bar{x})\leqslant 0\quad(u=1,2,3)$$

这是一个有三个不等式约束的一维优化设计问题。

1.3.2 空心扭转轴的优化设计

图 1 - 3 为承受纯扭载荷的空心传动轴。设传递的扭矩为 M,轴的外径为 D,内径为 d,试在满足强度和扭皱稳定的条件下,求用料最省的设计方案。

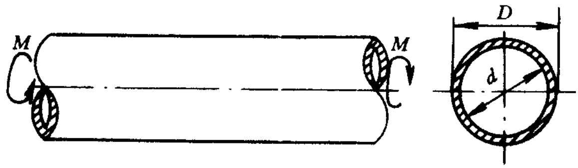

图 1 - 3 空心传动轴

空心轴的用料情况可用轴的截面面积 $S=\pi(D^2-d^2)/4$ 表示。扭转轴的最大工作剪切应力 $\tau_{\max}=\dfrac{16MD}{(D^4-d^4)\pi}$,扭皱稳定的临界剪应力 $\tau_b=0.7E\left[\dfrac{(D-d)}{2D}\right]^{3/2}$($E$ 为材料的弹性模量)。材料的允许剪切应力为$[\tau]$。上述问题的优化设计数学模型如下:

取设计变量为 $\bar{x}=\begin{bmatrix}x_1\\x_2\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}D\\d\end{bmatrix}$

目标函数为 $f(\bar{x})=\dfrac{\pi(x_1^2-x_2^2)}{4}$

约束条件为

$$g_1(\bar{x})=-x_2\leqslant 0$$

$$g_2(\bar{x})=x_2-x_1\leqslant 0$$

$$g_3(\bar{x})=\frac{16Mx_1}{\pi(x_1^4-x_2^4)}-[\tau]\leqslant 0$$

$$g_4(\bar{x})=\frac{16Mx_1}{\pi(x_1^4-x_2^4)}-0.7E\left[\frac{(x_1-x_2)}{2x_1}\right]^{3/2}\leqslant 0$$

其数学模型表达为

$$\min f(\bar{x})$$
$$\bar{x}=[x_1,x_2]^T$$
$$\text{s.t.}\ \ g_u(\bar{x})\leqslant 0 \quad (u=1,2,3,4)$$

这是一个有四个不等式约束的二维优化设计问题。

1.3.3 2K－H型行星轮系的优化设计

图1－4为2K－H型行星轮系的结构原理图。设已知传递功率为N、输入转速为n、传动比为i，试设计重量最轻的结构方案。

现假定，在材料供应和工艺条件给定的情况下，来建立2K－H型行星轮系重量最轻的优化设计数学模型。

若取太阳轮1和c个行星轮2的体积总和作为行星轮系的重量指标，则

$$V=\frac{\pi}{4}bm^2z_1^2\left[1+c\left(\frac{i-2}{2}\right)^2\right]$$

式中 b——齿轮的宽度；

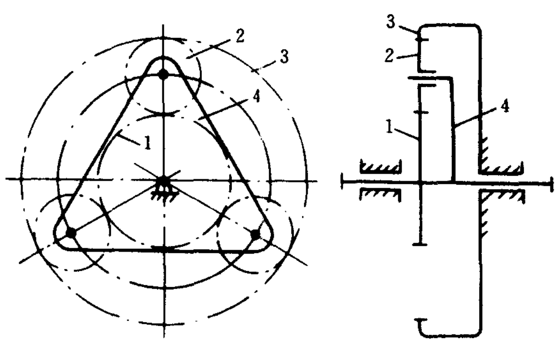

图1－4 2K－H型行星轮系

1—太阳轮；2—行星轮；3—内齿圈；4—行星轮架