

装载机工作装置优化设计

装载机 工作装置 优化设计

王国彪 杨力夫 编著

机械工

TH243

机械工业出版社

DV64/05

本书采用优化设计、动态显示及计算机辅助分析的方法,对轮式装载机工作装置反转六杆机构和正转八杆机构进行了优化设计及性能参数的计算机辅助分析。内容包括:绪论,装载机工作装置优化设计基础,铰接四连杆机构的运动学分析,装载机工作装置基本关系式的建立,装载机工作装置运动仿真与动态显示及其程序设计,装载机工作装置多刚体运动学与动力学分析及其程序设计,装载机工作装置性能参数的计算机辅助分析,装载机工作装置六杆机构的优化设计,装载机工作装置八杆机构的优化设计,装载机工作装置的结构优化等,给出了部分实例与计算机源程序。

本书可供从事工程机械研究、设计、制造与使用的技术人员学习与参考,亦可作为大学工程机械专业研究生教材及高年级毕业设计用参考书。

书中涉及的全部计算机源程序存入一张软盘上,并在微机上运行通过。

图书在版编目(CIP)数据

装载机工作装置优化设计/王国彪,杨力夫编著. —北京:
机械工业出版社, 1996

ISBN 7-111-05006-1

I. 装… II. ①王… ②杨… III. 装载机-最佳化-设计
IV. TH243.02

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (95) 第 20092 号

出版人: 马九荣 (北京市百万庄南街 1 号 邮政编码 100037)
责任编辑: 熊万武 版式设计: 张世琴 责任校对: 杨兴祥
封面设计: 郭景云 责任印制: 卢子祥

三河永和印刷有限公司印刷·新华书店北京发行所发行

1996 年 6 月第 1 版第 1 次印刷

787mm×1092mm^{1/16}·13 印张·312 千字

0 001—2 000 册

定价: 19.50 元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

前 言

轮式装载机是一种用途较广的施工机械。广泛应用于建筑、公路、铁路、水电、港口、矿山及国防工程中,对加快工程建设速度、减轻劳动强度、提高工程质量、降低工程成本都发挥着重要的作用。因此,近几年来,无论在国内还是在国外,装载机品种和产量都得到了迅猛发展,已成为工程机械的主导产品之一。工作装置是完成铲、装、运、卸等作业并带液压缸的空间多杆机构。工作装置设计水平的高低直接影响其作业性能的好坏,进而影响整机工作效率。过去,工作装置基本上沿用类比法和作图试凑法进行设计,工作繁琐、设计精度低、周期长,且不易获得各项性能指标都比较满意的设计方案。尽管在长期实践中积累有一定的设计经验,但由于缺乏现代设计理论与方法的指导,设计时仍存在较大的盲目性。为了寻求一组满意的方案,常常需要完成大量的手工作图工作。这样,不仅设计效率很低,对样机的依赖性也很大,难于创新。

70年代中期以来,国外一些大型装载机制造公司已将优化设计、有限元分析及CAD等现代设计理论与方法应用于装载机工作装置的实际产品设计之中,取得了较好的经济效益。国内一些单位于80年代初开始了这项研究工作,并初见成效。为了提高我国装载机的设计与研究水平,在工程机械行业应用和普及优化设计等现代设计方法,作者在参考国内外文献资料的基础上,编著了《装载机工作装置优化设计》一书,供从事装载机设计、研究与生产的工程技术人员、大专院校工程机械专业的高年级学生和研究生学习与参考。

本书由北京科技大学资源工程学院王国彪和徐州装载机厂杨力夫等共同编写,由王国彪负责统稿。其中,第九章及§2-3、§4-2由杨力夫供稿;第六章中计算实例由上海柴油机股份有限公司柴油机研究所陆健星供稿。

本书在编写过程中,曾得到吉林工业大学杨成康教授的精心指导,徐州装载机厂、中国第一拖拉机工程机械集团公司、郑州工程机械制造厂和临沂工程机械厂等单位给予了大力支持,编写中还参考和吸收了部分专家和学者的研究成果,在此一并致谢。最后,要特别感谢张铁柱教授,他的硕士论文使本书的内容得到了充实。

由于作者水平有限,不妥之处,敬请广大读者批评指正。

编 者

目 录

前言	
第一章 绪论	1
第一节 装载机工作装置的结构形式与特点	1
第二节 装载机工作装置的基本概念	8
第三节 装载机工作装置的设计要求	10
第四节 装载机工作装置的现代设计理论与方法	12
第五节 多用途小型号轮式工程机械及其附属作业装置	16
第二章 装载机工作装置优化设计基础	24
第一节 优化设计数学模型的构成要素	24
第二节 优化迭代计算与收敛准则	26
第三节 工作装置常用优化算法与程序简介	27
第四节 工作装置优化设计的一般步骤	29
第三章 铰接四连杆机构运动学分析	31
第一节 铰接四连杆机构运动学基本关系式的建立	31
第二节 铰接四连杆机构转角特性的初步分析	34
第三节 铰接四连杆机构传动角及其极限值的计算	36
第四章 装载机工作装置基本关系式的建立	38
第一节 六杆机构工作装置基本关系式的建立	38
第二节 八杆机构工作装置基本关系式的建立	44
第三节 装载机工作装置干涉问题的分析	48
第四节 装载机工作装置极限作业工况的优化确定	53
第五章 装载机工作装置运动仿真与动态显示及其程序设计	60
第一节 装载机工作装置运动学优化分析	60
第二节 装载机工作装置运动仿真与动态显示	65
第三节 工作装置运动仿真与动态显示程序设计	70
第六章 装载机工作装置多刚体运动学与动力学分析及其程序设计	86
第一节 机械系统多刚体分析基础	86
第二节 机械系统多刚体运动学程序设计	89
第三节 机械系统多刚体动力学程序设计	93
第四节 机械系统多刚体运动学与动力学分析程序设计	96
第五节 装载机工作装置多刚体运动学与动力学模型及其计算	103
第七章 装载机工作装置性能参数的计算机辅助分析	119
第一节 装载机工作装置性能评价指标的定义	119
第二节 六杆机构工作装置性能参数的定量计算	120
第三节 工作装置性能参数的计算机辅助计算程序设计	123
第八章 装载机工作装置六杆机构的优化设计	137
第一节 六杆机构优化设计数学模型的建立	137
第二节 举升机构优化设计数学模型的建立	144
第三节 六杆机构工作装置优化设计的计算机程序设计	146
第四节 装载机工作装置六杆机构的优化设计实例	153
第九章 装载机工作装置八杆机构的优化设计	157

第一节 概述	157	分析	175
第二节 八杆机构工作装置优化设计		第二节 工作装置动臂结构的优化	
数学模型的建立	158	设计	182
第三节 八杆机构工作装置优化设计		第三节 工作装置横梁安装可行域 CAD ...	189
的程序设计	173	附录 装载机工作装置设计计算与	
第十章 装载机工作装置的结构优化 ...	175	动态显示软件包简介	196
第一节 工作装置多刚体静力学受力		参考文献	199

1—铲斗 2—动臂 3—连杆 4—下摇臂 5—上摇臂
6—转斗缸 7—动臂举升缸 8—前车架 9—铲斗托架

动臂举升缸一般采用立式（又称竖式）或卧式（又称横式）布置形式，常见有两种连接方式：一种是油缸顶端与前车架铰接（图 1-2a）；另一种是油缸中部通过销轴与前车架铰接（图 1-2b）。铲斗是装载物料的容器，通常具有两个铰接点，一个与动臂下铰接点铰接，另一个与连杆铰接。操纵转斗缸实现铲斗的装载或卸料；操纵举升缸实现动臂和铲斗升降运动。

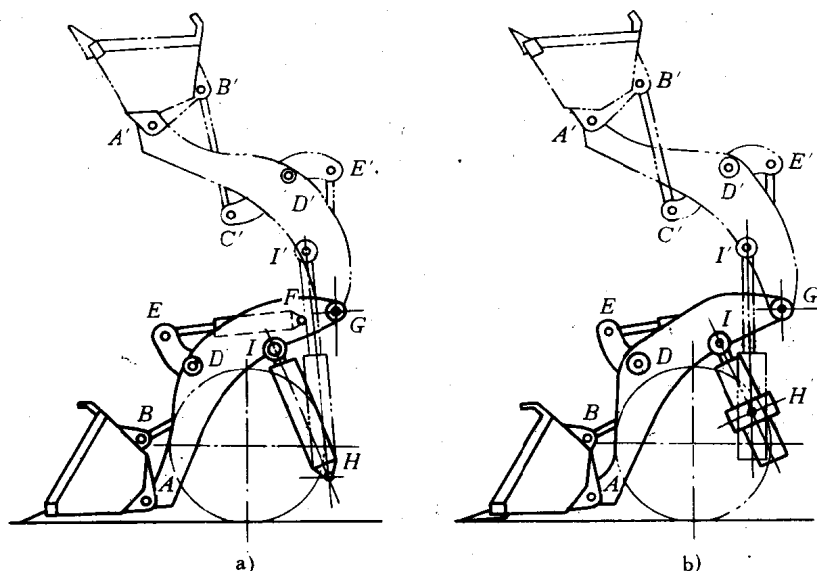


图 1-2 工作装置布置形式

a) 立式 b) 卧式

二、工作装置连杆机构的结构形式与特点

由装载机工作装置的自由度分析可知，工作装置的连杆机构均为封闭运动链的单自由度的平面低副运动机构，其杆件数目应为 4, 6, 8, 10, ……等^[2]。对装载机工作装置而言，尽管杆件数目越多越能实现复杂的运动，但同时铰接点的数目亦随之增加，结构越复杂，就越难在动臂上进行布置。因此，实际上装载机工作装置的连杆机构多为八杆以下机构。这样，按组成工作装置连杆机构构件数不同，装载机工作装置可分为三杆、四杆、五杆、六杆和八杆机构；按输入与输出杆转向不同，又可分为正转和反转机构。正转机构是指输入与输出杆的转向相同；反转机构是指输入与输出杆的转向相反。综合国内外装载机工作装置可知，其连杆机构典型结构主要有以下几种。

1. 正转八杆机构 机构在转斗缸大腔进油时转斗铲取，所以铲取力较大；各构件设计合理时，铲斗能获得较好的举升平动性能；连杆机构的传动比较大，铲斗能获得较大的卸载角和卸载速度，因此卸载干净，速度快；因传动比大，还可适当减小连杆机构的尺寸，因而可改善司机视野。机构结构较复杂，铲斗自动放平性较差。

组成一个自由度的平面八杆机构共有 16 种基本结构形式^[3]。由于连杆机构要布置在动臂上，所以有可能作为装载机工作装置的仅有两种方案：其一，是由 2 个四铰构件和 6 个两铰构件组成（图 1-3a）；其二，是由 1 个四铰构件、2 个三铰构件和 5 个两铰构件组成（图 1-3b~f）。可见，八杆机构的结构形式很多，需进行选择使用。目前，装载机工作装置八杆机构有以下两种结构形式：

1) 由图 1-3b 组成的工作装置如图 1-4a、b 所示。

2) 由图 1-3e 组成的工作装置如图 1-4c 所示。

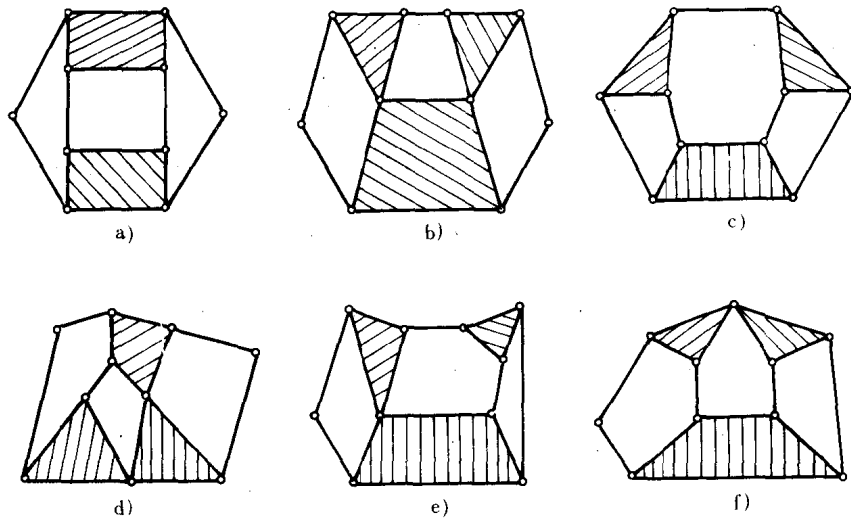


图 1-3 八杆机构的构成方案

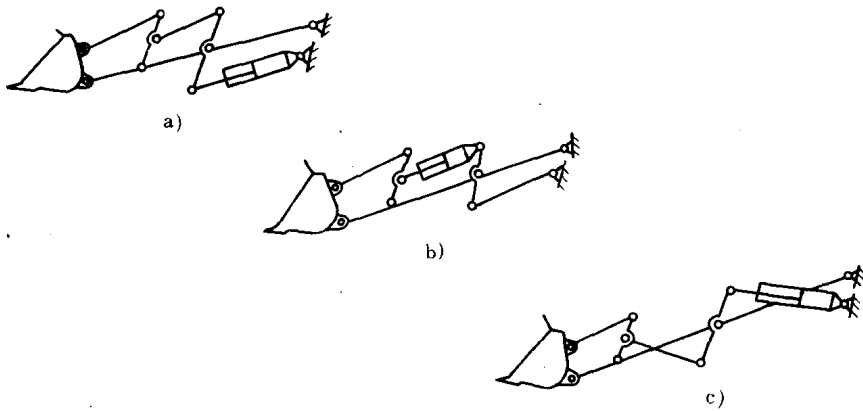


图 1-4 八杆机构工作装置的结构形式

2. 六杆机构 六杆机构工作装置是目前装载机上使用最为普及的一种结构型式。对于单自由度的六杆机构，只能由 2 个三铰构件和 4 个两铰构件组成，其结构方案如图 1-5 所示。其

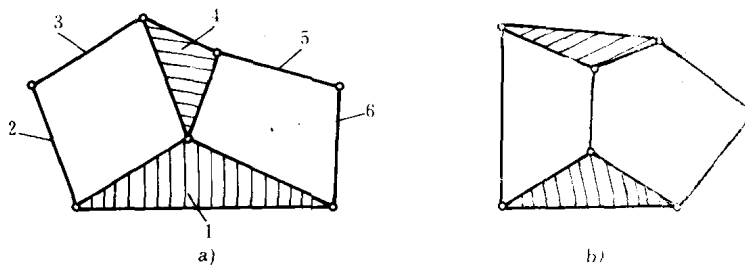


图 1-5 六杆机构的构成方案

中,图 1-5b 所示方案目前在装载机上尚未见采用;图 1-5a 所示方案形成的工作装置,是以三铰构件 1 为动臂、构件 2 为铲斗、构件 4 为摇臂、构件 6 为机架。

根据转斗缸布置位置的不同,可作为装载机工作装置的六杆机构,常见的有以下几种结构型式^[4]:

1) 转斗缸前置式正转六杆机构(图 1-6a) 以图 1-5a 的构件 3 为转斗缸,其优点是转斗缸直接与摇臂相连接,易于设计成两个平行的四连杆机构,铲斗平移性较好;同八杆机构相比,结构简单,司机视野较好。缺点是:转斗时油缸小腔进油,铲掘力相对较小;连杆机构传力比小,使得转斗缸活塞行程较大,转斗缸加长,卸载程度不如八杆机构;由于转斗缸前置,使得工作装置的整体重心外移,增大了工作装置的前悬量,影响整机的稳定性和行驶时的平稳性;铲斗不易实现自动放平。

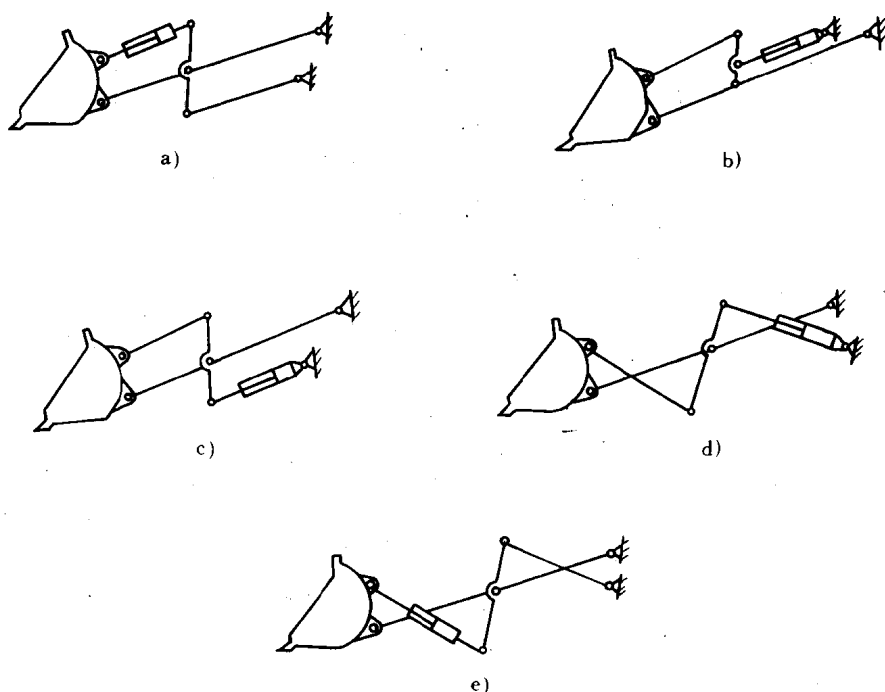


图 1-6 六杆机构工作装置的结构形式

2) 转斗缸后置式正转六杆机构(图 1-6b) 以图 1-5a 的构件 5 为转斗缸,并布置在动臂的上方。与转斗缸前置式相比,机构前悬较小,传动比较大,活塞行程较短;有可能将动臂、转斗缸、摇臂和连杆机构的中心线设计在同一平面内,从而简化了结构,改善了动臂和铰销的受力状态。缺点是:转斗缸与车架的铰接点位置较高,影响了司机的视野,其它同前置式。

3) 转斗缸后置式正转六杆机构(图 1-6c) 仍以构件 5 为转斗缸,但将其布置在动臂下方。在铲掘收斗作业时,以油缸大腔工作,故能产生较大的掘起力。但组成工作装置各构件不易布置在同一平面内,构件受力状态较差。

4) 转斗缸后置式反转六杆机构(图 1-6d) 以图 1-5a 的构件 5 为转斗缸,将其布置在动臂上面,转斗缸小腔作用时进行铲掘。这种机构又称为“Z”形连杆机构(Z-bar Linkage)。该机构具有下列优点:一是,铲斗插入时转斗缸大腔进油,并且连杆机构的传力比可以设计成

较大值,故可获得较大的掘起力;二是,合理设计连杆机构各构件的尺寸,不仅可以得到良好的铲斗平移性能,而且可以实现铲斗的自动放平;三是,结构十分紧凑,前悬小,司机视野好。缺点是摇臂和连杆布置在铲斗和前桥之间的狭窄部位,各构件间易于发生干涉。

5) 转斗缸后置式反转六杆机构(图 1-6e) 以图 1-5a 的构件 3 为转斗缸,布置在靠近铲斗处,铲掘时靠小腔作用。这种机构现已少用。

3. 正转四杆机构(图 1-7a) 该机构结构最为简单,易设计成铲斗举升平动;前悬较小。缺点是铲掘转斗时油缸小腔作用,输出力小;连杆机构的传力比难以设计成较大值,所以铲掘力相对较小;转斗缸行程大,油缸结构较长;铲斗卸载时,活塞杆易与铲斗底部相碰,减小了卸料角;机构不易实现铲斗自动放平。

4. 正转五杆机构(图 1-7b) 该机构是在正转四杆机构的基础上,在活塞杆和铲斗之间增加一根短连杆演变而成的,从而克服了正转四杆机构卸料时活塞杆易与斗底相碰的不足。当铲斗端平时,短连杆与活塞杆靠油缸拉力和铲斗重力拉成一直线,合为一杆;而当铲斗卸料时,短连杆能相对活塞杆转动,从而避免了活塞杆与斗底相碰。

5. 动臂可伸缩式三杆机构(图 1-7c) 该机构的最大特点是动臂借助油缸可以进行伸缩。其铲斗插入工况是依靠动臂伸出实现的,从而解决了靠机器行走时插入造成轮胎严重磨损的问题;卸料时可伸出动臂,以获得较大的卸载高度和卸载距离;运输工况时,可缩回动臂,减小前悬,提高车架行驶时的稳定性。缺点是不能实现铲斗平动和铲斗自动放平,结构比较复杂。

6. 新型工作装置 装载机工作装置通常采用反转六连杆机构、正转六连杆机构和正转八杆机构。近年来,美国卡特彼勒(Caterpillar)公司、瑞典沃尔沃(Volvo)公司等轮式装载机上推出了两种新型连杆机构。

如图 1-8a 所示的新型连杆机构是由一个四杆机构和一个六杆斯蒂芬逊机构组成。它具有掘起力和举升力大且变化平缓、平移性和卸料性好等优点。动臂折角小,近似于直臂,制造容易,可节省材料。动臂较长,卸载高度和卸载距离均较大。

CAT IT 系列综合多用机(Integrated Tool Carrier)的工作装置采用了这种八杆平行结构(Eight-bar Parallel Design)的新型连杆机构,它与常用的“Z”形连杆机构(图 1-6d)等

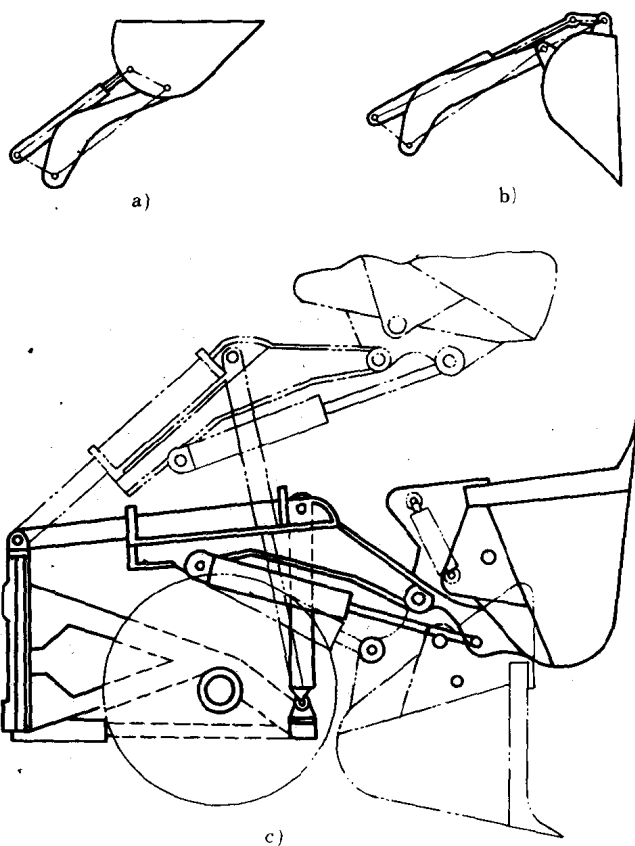


图 1-7 工作装置结构型式

a) 正转四杆机构 b) 正转五杆机构 c) 动臂可伸缩式三杆机构

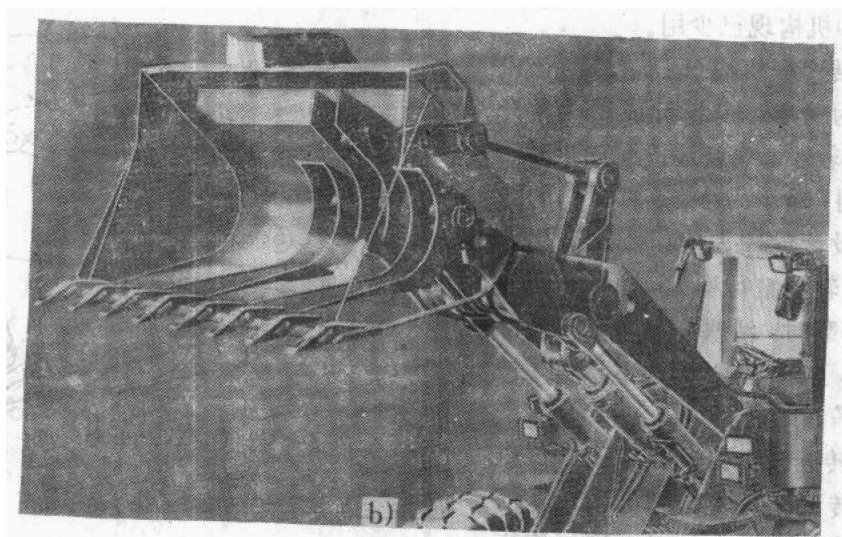
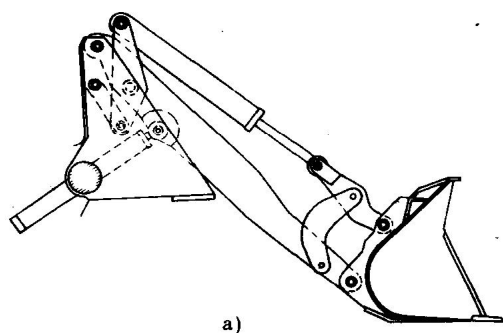


图 1-8 新型连杆机构

a) 新型八杆机构 b) TP 连杆机构

其它形式的连杆机构相比较，具有以下特点^[5]：

- 1) 工作装置在举升过程中，铲斗的角度变化很小。这样，可减少物料从铲斗中撒落，工作装置的平移性能良好，特别适合于平叉（Pallet Fork）附属作业装置对物料的举升。
- 2) 在平叉附属作业装置的举升过程中，可以产生较大的举升力，以保证平叉在动臂举升过程中其位置基本保持不变；在铲斗进行铲掘作业时，可以产生较大的掘起力。
- 3) 能够配备较长的动臂，可以在卸载高度和卸载距离都比较大的情况下进行作业。
- 4) 在运输位置时，铲斗的收斗角较大。
- 5) 可以减少液压油缸的自然沉降量。这个问题对铲斗作业时影响不大，但对平叉附属作业装置则有明显的优点。

如图 1-8b 所示的 TP 连杆机构（TP Linkage）是 Volvo BM 公司最近推出的一种新型取得专利的连杆机构。该机构具有平行连杆机构的全部优点和“Z”形连杆机构的良好挖掘性能。TP 连杆机构以其独特的 T—连杆提供极佳的铲掘力。在动臂的整个举升过程中，铲斗具有良好的平移性和举升性。

目前，装载机广泛采用的是转斗缸后置式反转六杆机构和正转八杆机构，其分析过程也最为复杂。因此，本书主要以这两种机构为分析对象进行研究，其它结构型式连杆机构的分析过程可仿照这两机构进行，不另加讨论。

三、工作装置自由度的计算

由于组成装载机工作装置各构件是通过销轴联接的, 各销轴相互平行; 加之, 其结构又具有纵向对称性。因此, 在进行装载机工作装置的运动学分析时, 可将其简化为带液压缸的平面低副多杆机构, 不计各杆件的自重, 并假设各铰接点的摩擦力为零。本书中的有关计算均以此假设作为分析基础。

图 1-9 所示, 为典型的反转六杆机构和正转八杆机构工作装置的杆系结构简图。图中, UG 为动臂位置角, 即动臂上、下铰接点的连线与垂直线的夹角, 以绕动臂上铰接点逆时针方向为正, 反之为负; U 为铲斗位置角, 即铲斗斗底线与水平线正向的夹角为正, 反之为负。

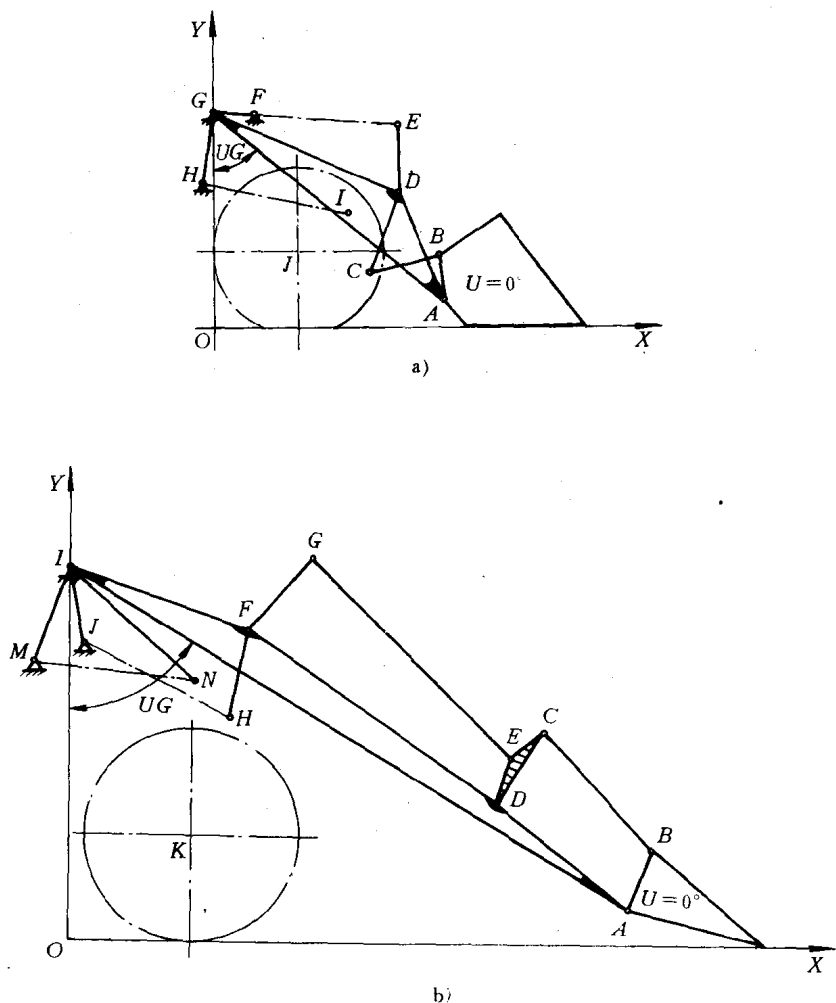


图 1-9 典型工作装置平面杆系结构简图

a) 反转六杆机构 b) 正转八杆机构

对于反转六杆机构的工作装置 (图 1-9a), 它由举升机构 GHI 、油缸四连杆机构 $DEFG$ 和铲斗四连杆机构 $ABCD$ 等组成。其中, 活动构件数 $n=8$, 低副数 $P_l=11$, 高副数 $P_h=0$ 。这样, 由平面机构自由度的计算公式可得, 反转六杆机构工作装置的自由度 $F=3n-2P_l-P_h=2$ 。当转斗缸闭锁时, 动臂在举升缸的作用下举升或下降铲斗, 此时该工作装置的自由度为 1,

举升缸为原动件；当举升缸闭锁，动臂处于某一特定作业位置不动时，在转斗缸的作用下，通过一平面六杆机构使铲斗绕其铰接点转动，此时该工作装置的自由度亦为1，转斗缸为原动件。

对于正转八杆机构的工作装置（图1-9b），它由举升机构 IMN 、油缸四连杆机构 $IFHJ$ 、铲斗四连杆机构 $ABCD$ 和中间四连杆机构 $DEGF$ 等组成。同样可得，正转八杆机构工作装置的自由度 $F=2$ 。

第二节 装载机工作装置的基本概念

为了便于大家更好地理解本书中的有关内容，现将装载机工作装置的基本概念解释如下。

一、掘起力

掘起力是指具有标准使用重量的装载机停放在坚硬的水平面上，铲斗斗刃底部平行于地面，且在地面上下偏差不超过25cm的情况下，当转斗或升臂时，后轮不准离地或即将离地。这时工作装置所产生的作用在铲斗斗刃后10cm处的最大垂直向上的力。

二、传力比

装载机工作装置的传力比分为连杆机构的传力比和举升机构的传力比两大类。连杆机构的传力比是指单位转斗缸力所获得的铲斗掘起力；举升机构的传力比是指单位动臂举升缸力所获得的铲斗掘起力。引入装载机工作装置传力比概念的目的是为了便于不同类型装载机工作装置铲掘性能的比较。显然，传力比越大，工作装置的铲掘性能就越好。

三、铲斗自动放平

铲斗自动放平是指铲斗在某一常用位置（通常是动臂上限位置）卸料后，转斗缸闭锁不作收斗行程，当动臂举升缸下放动臂至地面位置时，由连杆机构自身运动实现铲斗自动放平，铲斗进入下次插入状态。铲斗自动放平并不是绝对的，它只能保证机构在某一个位置卸料后实现铲斗自动放平，其它位置则无此特性。要保证机构在每个位置卸料后均能实现铲斗自动放平，必须增设自动放平装置。这里所指的铲斗自动放平是利用工作装置机构本身特性实现常用卸料位置的放平。

由连杆机构的运动实现铲斗的自动放平，将具有下列优点：

- 1) 由于每次作业循环转斗缸省掉一次收斗行程，节省了动力消耗，具有较好的经济效果；
- 2) 由于转斗缸省掉一次收斗行程，减少了司机操作转斗缸手柄的次数，从而，改善了司机劳动条件，减轻了司机劳动强度；
- 3) 铲斗自动放平，既能保证铲斗自动、准确复位（铲斗水平插入料堆位置），减小铲装阻力，又能避免因铲斗复位不准的反复操纵，缩短了作业循环时间，提高了劳动生产率。

实现铲斗自动放平的作图步骤如下^[6]：

- 1) 当工作装置的结构尺寸确定之后，作出地面插入工况时各杆件的位置，求得转斗缸和上摇臂的铰接点 $E_{放}$ ，再作出上限位置卸料时各杆件的位置，又可求得此时转斗缸与上摇臂的铰接点 $E'_{放}$ 。作 $E_{放}$ 和 $E'_{放}$ 两点连线的垂直平分线1-1，则取1-1线上任一点作转斗缸与前车架的铰接点 F ，都可满足铲斗在上限位置卸料后的自动放平，如图1-10a所示。1-1线上各点都可作为 F 点，且均能满足铲斗自动放平要求。

- 2) 再作图使 F 点满足铲斗在举升过程中的平移性要求。作动臂在下限位置收斗后各杆件

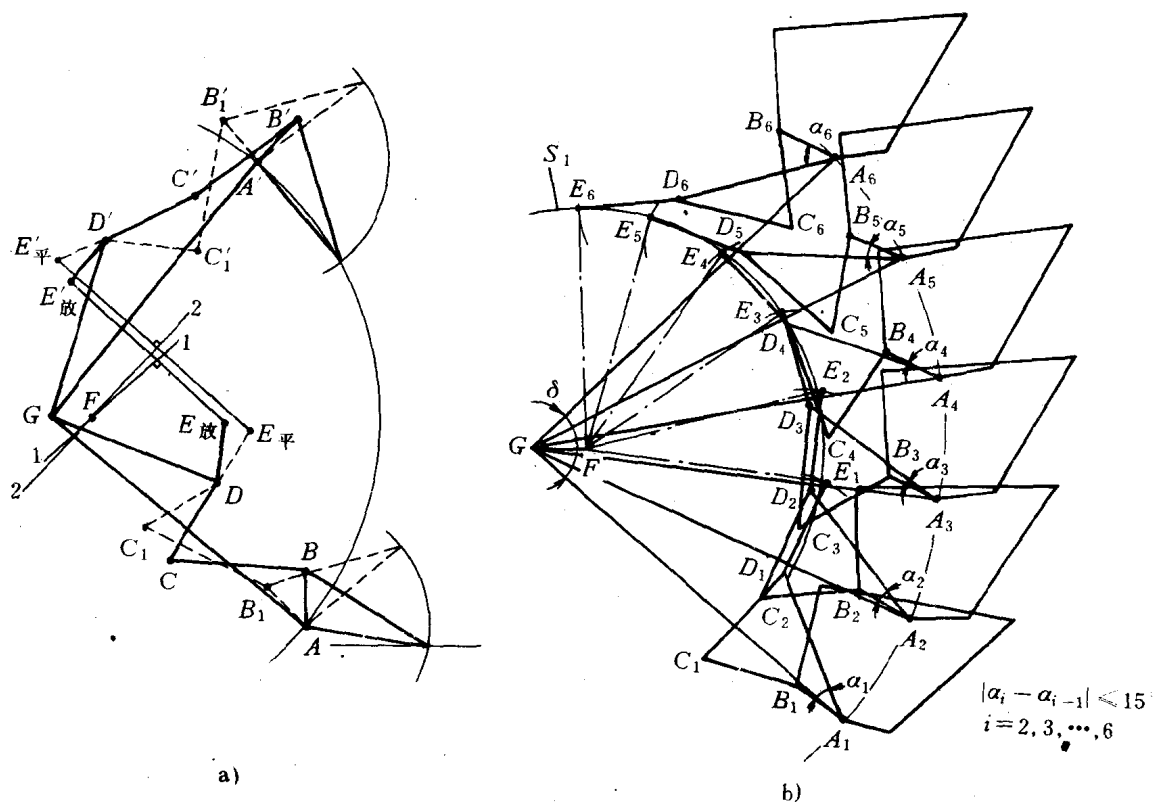


图 1-10 铲斗自动放平示意图

a) 铲斗自动放平性 b) 铲斗平移性

的位置,得转斗缸与上摇臂的铰接点 $E_{\text{平}}$,再作铲斗平移到上限位置时对应各杆件的位置,又得转斗缸与上摇臂的铰接点 $E'_{\text{平}}$ 。作 $E_{\text{平}}$ 和 $E'_{\text{平}}$ 两点连线的垂直平分线 2-2,则 2-2 线上任一点均可满足铲斗平移性的要求。

3) 由于 1-1 线上各点作为 F 点满足铲斗自动放平要求,2-2 线上各点作为 F 点满足铲斗平移性要求,故取 1-1 线与 2-2 线的交点作为转斗缸与前车架的铰接点 F ,则 F 点同时满足铲斗自动放平和平移性的要求。

4) 尽管由 1-1 线与 2-2 线的交点作为转斗缸与前车架的铰接点 F ,但一次作图所得的结果并不一定理想。由于转斗缸与前车架的铰接点 F 的位置还受到结构运动干涉条件的限制,实际作图时,可通过改变上、下摇臂间的夹角和长度比以及收斗角的方法,来调整 F 点的位置,使它布置在动臂上铰接点 G 的前下方,以避免转斗缸与前车架发生运动干涉。

5) 铲斗平移性的检验。动臂举升时,作动臂在上限和下限位置时各杆件图,如图 1-10b 所示。以 F 点为圆心, E_1F 为半径画圆弧 S_1 ,则 E_1F 为转斗缸达到最大行程时的最大安装矩。将动臂摆角 δ 等分成 5 份,画出对应动臂的四个中间位置,即 $GA_2 \sim GA_6$,并作出上摇臂和动臂的铰接点 $D_2 \sim D_6$ 。分别以 D_2 、 D_3 、 D_4 、 D_5 和 D_6 为圆心,以 E_1D_1 为半径作圆弧,并与圆弧 S_1 相交,得动臂运动到各位置时转斗缸与上摇臂的铰接点 E_2 、 E_3 、 E_4 、 E_5 和 E_6 。再画出

四个位置时的各杆件,可得图 1-10b 所示的铲斗平移性图。分别计算 $A_2B_2, \dots, A_6B_6$ 相对 A_1B_1 的角度,即为铲斗在举升过程中的波动角,使之小于 15° ,并要求由下限位置到上限位置的举升过程中,波动角向收斗方向增大为好,以防止物料撒落。

四、铲斗靠挡块

通常可以发现,有的装载机在运输物料过程中,铲斗会绕动臂下铰接点转动,即发生所谓的“点头”现象。尤其是当车体碰到障碍物或紧急制动时,“点头”现象更加显著,严重时破坏连杆、油缸等一些薄弱杆件。因此,必须提出解决办法。要消除铲斗在运输过程中产生的“点头”现象,必须保证铲斗紧靠动臂。这就是所谓的铲斗靠挡块。它通常是通过铲斗与动臂的强制干涉来实现的。

第三节 装载机工作装置的设计要求

一、装载机典型作业工况及其描述

装载机是一种集铲、装、运、卸作业为一体的自行式机械。图 1-11 所示为装载机工作装置完成一个工作循环装卸物料的示意图,它是由前进、铲装、后退、转向和卸料 5 个动作构成的工作循环完成的。

其工作装置的作业过程通常由以下 5 种典型工况组成,如图 1-12 所示。

(1) 地面插入工况 I 动臂下放至下限位置,铲斗插入地面,斗尖触地,开动装载机,铲斗借助机器的牵引力插入料堆。此时, $UG = UG_4$, $U = U_1 = -5^\circ \sim 0^\circ$ (通常取其上限值)。

(2) 下限收斗工况 II 完成工况 I 以后,转动铲斗,铲取物料,操作转斗缸实现收斗作业过程。 $UG = UG_4$, $U = U_2 = 40^\circ \sim 45^\circ$ (一般由用户确定)。

(3) 重载运输工况 III 转斗缸闭锁,举升动臂,将工况 II 之铲斗升高到适当的运输位置 (以斗底离地的高度不小于最小允许距离为准),然后驱动装载机,载重驶向卸料点。 $UG = UG_7$, $U = U_{\text{运输}}$ 。

(4) 上限举升工况 IV 保持转斗缸长度不变,操作举升缸,将动臂升至上限位置。此时, $UG = UG_6$, $U = U_{\text{上收}}$ 。

(5) 上限卸料工况 V 在上限举升工况 IV 下,操作转斗缸翻转铲斗,向运输车辆或固定料仓卸料。 $UG = UG_6$, $U = U_3 = -45^\circ$ 。

卸载结束后,操作举升缸下放动臂,实现铲斗自动放平,再次进入地面插入工况,并进行下一循环作业过程。

二、工作装置的设计要求

各类装载机工作装置的设计都应满足如下基本要求:

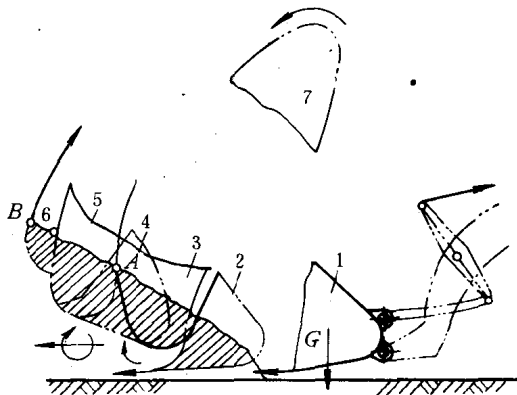


图 1-11 工作装置完成一个作业循环示意图

1—铲斗起始状态 2—铲斗插入料堆达到最大深度
3—铲斗开始收斗 4、5—铲斗边插入边收斗的复合动作 6—铲斗开始举升 7—动臂上限位置铲斗卸料

- 1) 生产率高;
- 2) 插入和铲取能力大、能耗小;
- 3) 结构和工作尺寸适应生产条件需要;
- 4) 零部件受力状态良好,强度和寿命合理;
- 5) 结构简单、紧凑,制造、维修容易,操作、使用方便。

轮式装载机,除满足上述5条基本要求外,还应有下列特点和要求:

- 1) 由于铲斗宽度和容积都较大,所以铲装阻力大,装满系数小。因此,设计时必须合理选取铲斗的结构和尺寸,以减小工作阻力,达到装满、卸净,运输平稳。
- 2) 工作装置连杆机构能产生较大的插入和掘起力,功耗低,零部件受力状态良好。

3) 铲斗由工况Ⅱ被举升到上限卸料位置的过程中,为避免物料撒出,要求铲斗作“平移运动”。绝对要求铲斗举升过程中的平动是很困难的,它将给设计工作带来诸多麻烦,并将急剧降低工作装置的其它性能。从不易撒料这一目的出发,要求绝对平动,并无必要,只要把铲斗举升时的倾角变化量限制在某一许可范围之内即可。因为铲斗堆装时,物料堆角的坡度为1:2左右,即倾角为27°左右,而松散物料的自然安息角平均在40°左右。所以举升过程中,铲斗倾角不大于 $40^\circ - 27^\circ = 13^\circ$ 时便可减少撒料。设计时一般控制在10°以内为好。

4) 保证必要的卸料角、卸载高度和卸载距离。要求铲斗在工况Ⅱ至上限位置之间都能干净地卸料。为此,铲斗瞬时的卸料角均须大于或等于45°。铲斗在上限位置卸料时,最大卸载高度(铲斗尖离地高度)和最小卸载距离(斗尖至前轮胎外廓最前沿的水平距离),必须与配套的载货汽车车厢尺寸相适应,或遵照设计任务书规定。

5) 铲斗能自动放平。它对定点高位卸料很有意义,因为汽车就在装载机近旁,若卸料后,下放动臂的同时,装载机驶向装货点。当到达装货点时,铲斗正好呈开始插入状态,即可开始新的装、运、卸工作循环。如此,能省去两次操作(铲斗由工况Ⅳ→工况Ⅱ→工况Ⅰ)。既能提高装载机工作效率,又可减轻司机的劳动强度。

6) 装载机工作装置属于连杆机构,设计时要特别注意防止各个工况出现构件相互干涉、“死点”、“自锁”或“机构撕裂”等现象。各机构的传动角不得小于15°。在满足综合工作性能的前提下,应尽可能增大机构的传力比。

7) 应尽量减小工作装置的前悬(即工作装置重心至整机重心的距离)、长度和高度,以提高装载机的稳定性和司机的视野。

装载机工作装置优化设计必须保证上述设计要求,即使牺牲目标函数无法达到的最优状态,也不能破坏设计要求。

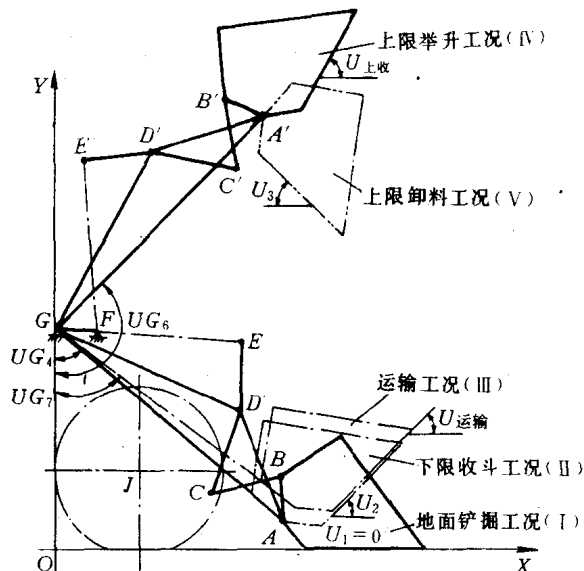


图 1-12 装载机工作装置典型作业工况

Ⅰ—地面插入工况 Ⅱ—下限收斗工况 Ⅲ—重载运输工况 Ⅳ—上限举升工况 Ⅴ—上限卸料工况

第四节 装载机工作装置的现代设计理论与方法

一、工作装置的研究现状

过去,工作装置的设计基本上沿用类比法和作图试凑法,工作繁琐、设计精度低、周期长,不易获得各项指标都比较满意的设计方案。尽管在长期设计的摸索中积累有一定的设计经验,但由于缺乏现代设计理论与方法的指导,设计时仍存有较大的盲目性。为了寻求一组满意的方案,常常需要完成大量的手工作图工作。这样,不仅设计效率很低,而且对样机的依赖性较强,难于创新。

近 20 多年来出现并迅速发展起来的集优化设计、可靠性设计、有限元分析、动态设计及 CAD 等于一体的现代设计方法学,已广泛应用于常规的机械产品设计之中。早在 70 年代,装载机工作装置的优化设计在国外便不再是独立进行,而是与有限元的结合使用,已使这种理论在实践中日趋完善。美国学者 D. L. Bartel 和 D. C. Swann 的前端式装载机动臂总成总体优化便是巨大的成功范例^[7]。另外,卡特彼勒、日本小松制作所(Komatsu)和意大利菲亚特-阿里斯(Fiat-Allis)等大型装载机制造公司也已于 70 年代中期将优化设计、有限元分析及 CAD 现代设计理论与方法应用于装载机及其工作装置的实际产品设计之中,并取得了较好的经济效益。我国在“七五”期间,一方面,机械工业部曾委托天津工程机械研究所、吉林工业大学、华中理工大学、同济大学和北京科技大学(原北京钢铁学院)等单位开展装载机关键部件和关键技术的攻关研究;另一方面,“七五”和“八五”期间,我国一些工程机械厂从美国和日本等装载机先进的国家引进其 70 年代中、后期的产品进行批量生产,以提高我国装载机的设计水平与产品质量。

我国装载机的发展历史已有 40 多年。其间大体上经历了以下五个不同的发展阶段:

- 1) 1949 年以前的萌芽时期;
- 2) 1949~1960 年的创业时期;
- 3) 1961~1978 年的行业形成时期;
- 4) 1979~1991 年的引进、消化、吸收时期;
- 5) 1992 年以后的发展时期。

现在已经进入独立研制和开发各种机型的设计阶段,形成了国产装载机行业开发、研制、设计、制造和维修的完整体系。目前,我国装载机行业的设计与制造的整体水平相当于国外 70 年代末和 80 年代初的水平,差距较大。

为了提高我国装载机的设计水平和产品市场竞争力,缩小与国外先进水平的差距,从 80 年代初开始,国内一些高等院校和研究单位广泛开展了装载机工作装置的理论研究,并做了大量的基础工作。研究内容涉及诸多方面,如“装载机工作机构的分段优化综合法^[8]”、“装载机工作装置计算机运动模拟^[9]”、“装载机工作装置计算机辅助设计^[10]”、“装载机工作装置设计专家系统^[11]”、“装载机工作装置 CAD 系统的研制与平面连杆机构可动性及分支问题的研究^[12]”、“轮式装载机工作装置优化设计与 CAD 初探^[13]”、“装载机工作装置优化与有限元分析^[14]”、“轮式装载机 CAD^[15]”、“装载机工作机构计算机辅助方法的研究^[16]”、“装载机工作装置优化设计^[17]”、“轮式装载机工作装置的优化设计及其动力学模型研究^[18]”,……,等等。但国内对装载机工作装置的研究目前还仅局限于单一设计理论方法的使用,过多偏重于理论上