

ZHUANG ZAI JI

装载机

何正忠 著



冶金工业出版社

装 载 机

何正忠 著

北 京
冶金工业出版社

1999

内 容 提 要

本书系统地论述装载机(包括露天装载机和地下装载机)的结构、原理、设计与计算等内容,介绍了近年来研制成功的一些装载机新产品、新结构、新元件,提出了一整套新的简易实用的疲劳强度计算方法,集中反映了我国装载机研究设计的水平和最新发展动态。

本书可供从事装载机设计、研究、使用、维修和管理的工程技术人员参考,也可供大专院校有关专业师生参考。

图书在版编目(CIP)数据

装载机/何正忠著. —北京:冶金工业出版社,1998. 10
ISBN 7-5024-2238-2

I. 装… II. 何… III. 装载机-基本知识 IV. TD42

中国版本图书馆 CIP 数据核字(98)第 14679 号

出版人 卿启云(北京沙滩嵩祝院北巷 39 号,邮编 100009)

责任编辑 林聪 美术设计 李心 责任校对 符燕蓉

北京新兴胶印厂印刷;冶金工业出版社发行;各地新华书店经销

1999 年 1 月第 1 版,1999 年 1 月第 1 次印刷

850mm×1168mm 1/32;14 印张;373 千字;434 页;1-1200 册

28.00 元

(本社图书如有印装质量问题,本社发行部负责退换)



装载机是一种重要的工程机械,是矿业开采、道路交通、国防和城市建设中不可缺少的装备。我国自 60 年代末开始进行装载机的研究和产品试制,经过工程技术人员近 40 年的勤奋努力,探索创新,终于拥有了我国自己的技术性能优良、规格产品多样的装载机系列产品。这种机械广泛地应用于国民经济的众多领域,推动着国家建设事业的发展。

何正忠教授是我国最早从事这方面科学研究和产品开发的专家之一。早在 70 年代就撰写出版了我国第一本装载机专著《露天装载机》,对尚处于发展初期的装载机产业起到了很好的促进作用。30 余年来,何正忠教授坚持在这一领域辛勤耕耘,先后主持研制成功了多种技术组成不同、功能各异的装载机新产品,如我国第一台无人驾驶地下遥控装载机、大型露天装载机、地下内燃装载机、地下电动装载机等,都因其技术的重要创新和产品的显著经济效益而获得国家或部级多项科技进步奖励和发明专利。同时,何正忠教授不断钻研探索装载机中的基本科学问题,在装载机的设计方法上提出了自己诸多的见解,并形成了较完整的装载机设计体系。

何正忠教授将自己多年来围绕装载机的工程设计、研制、理论探索积累的丰富资料系统整理为本书《装载机》,因此,本书是一本理论与实践很好统一的专著,它将积极促进我国装载机事业的继续发展。

中国工程院院士

何正忠 98.3.15

前 言

我于 1974 年撰写了我国第一本关于装载机的专著《露天装载机》，当时装载机在我国尚处于初级研制阶段。此后 20 多年来，由于生产的迅速发展，我国装载机的年产量已由原来的数百台发展到 17000 余台，装载机的生产厂家由几家发展到近百家；使用范围也由露天扩大到地下，成为广泛应用于土建、公路、铁路、桥梁、隧道、港口、机场、水利、矿山等工程建设和生产的一种通用机械；装载机在结构和设计方面也发生了很大变化。随着生产的发展，原出版的有关装载机图书的内容已不能满足市场的需要，《装载机》一书的问世正是为了适应市场经济发展的需要。

本书系统地论述了装载机(包括露天装载机和地下装载机)的结构、原理、设计与计算等内容，介绍了近年来研制成功的一些新产品、新结构、新元件，提出了一整套新的简易实用的疲劳强度计算方法。

全书共 22 章，前 10 章主要介绍装载机整机和各部件的结构和原理，包括液力—机械传动系统、液压—机械传动系统、电动装载机动力系统、液压系统，工作机构、制动系统等；并首次系统论述了双泵轮液力变矩器、滑差离合器、流量控制阀、湿式制动器等新元件的试验研究成果。后 12 章主要介绍了装载机的设计与计算，包括装载机的动力分析、稳定性计算、总体参数计算、液力机械传动装置的设计与计算、传动系统主要参数的确定等；并着重对装载机齿轮、轴、轴承的简易实用疲劳强度计算方法和计算机辅助设计，过载对零件寿命的影响，载荷谱的间接确定及疲劳强度计算等新设计理论进行了阐述；还介绍了装载机的噪声控制，机电一体化等新内容。

本书有两个主要特点，一是新颖性。书中大多数原始资料和数

据或来源于作者已发表及未发表的一些论文和著作,或来源于作者主持研制和亲自参加研制成功的一些新产品的鉴定资料中;书中很多内容,如双泵轮液力变矩器、滑差离合器、流量控制阀的试验数据和结论、疲劳强度计算的新方法和推导的一系列公式等都是首次公开发表的。二是既有普遍性又有一定的深度和独创性。书中既论述了装载机的一般结构和设计原理,又在很多方面进行了深化,提出了不少新观点,但又不象教科书那样,强调面面俱到,对于作者未参加研究的内容,或没有什么新见解的领域,抱着宁缺勿滥的观点而不涉及。

本书可供从事装载机设计、研究、使用、维修、管理的工程技术人员参考,也可供大专院校有关师生参考。

在本书出版之际,我首先要感谢长沙矿山研究院领导对我撰写本书的支持与鼓励;我也要感谢我的妻子彭承英高工,在本书的编写过程中,无不浸润着她的心血和辛勤劳动;我还要感谢我的好友高梦熊教授级高工,早在 80 年代,在疲劳强度理论研究方面我们通力合作,共同发表了学术论文,进入 90 年代,我们又把这些理论研究成果用到产品设计中去,研制成功了各种型号的地下装载机新产品,并同获得多项国家和部级科技进步奖;我也不能忘记我培养的几个研究生,他们完成的硕士学位论文,通过计算机计算,对本书提出的理论和推导的一些公式起到了验证和润色作用。

由于水平有限,书中疏漏或者错误难免,恳请广大读者批评指正。

何正忠
1998 年 7 月

目 录

1	绪论	1
1.1	引言	1
1.2	装载机发展简史	1
1.3	分类和基本结构	4
1.4	型号和技术参数	11
1.5	技术参数定义	12
2	液力—机械传动系统	18
2.1	传动系统基本结构和原理	18
2.2	变速箱和变矩器	21
2.3	典型液力—机械传动系统	28
3	液压—机械传动系统	44
3.1	概述	44
3.2	行走传动系统	44
3.3	行走液压系统	45
4	电动装载机的动力系统	49
4.1	电动装载机的传动系统	49
4.2	动力系统结构和特点	49
5	双泵轮液力变矩器及滑差离合器	57
5.1	双泵轮液力变矩器在装载机上的应用	57
5.2	双泵轮液力变矩器的基本结构	61
5.3	滑差离合器及离合器控制阀的结构和原理	62
5.4	SBYB-465K 型双泵轮液力变矩器	65
5.5	滑差离合器的液压控制系统	70
5.6	双泵轮液力变矩器的试验研究	80
5.7	双泵轮液力变矩器的选型及有效直径的计算和选择	85
5.8	滑差离合器的试验研究与应用	88
6	液压系统	95

6.1	液压系统原理	95
6.2	工作机构主控制阀	102
6.3	工作机构先导控制阀	107
6.4	流量控制阀	118
6.5	遥控装载机的遥控液压系统	132
7	液流流经滑阀时的液动力计算	139
7.1	概述	139
7.2	转斗滑阀液动力的计算	141
7.3	动臂滑阀液动力的计算	150
8	工作机构	153
8.1	工作机构类型	153
8.2	新型工作机构设计	157
8.3	装载机的铲掘方法	163
8.4	典型工作机构	167
9	制动系统	170
9.1	概述	170
9.2	制动器类型和结构	171
9.3	典型制动系统	176
9.4	多盘湿式制动器	180
10	装载机的噪声控制	187
10.1	概述	187
10.2	发动机噪声	187
10.3	风扇噪声	188
10.4	排气与进气噪声	189
10.5	变速箱噪声	190
10.6	传动轴噪声	192
10.7	液压系统的噪声	192
10.8	设备总噪声	193
11	装载机行驶时的动力分析和稳定性计算	195
11.1	装载机行驶时的功率平衡和牵引平衡	195
11.2	装载机行驶时最大坡度、加速时间及路程的确定	203
11.3	装载机沿曲线的运动	207

11.4	装载机的制动	210
11.5	装载机的纵向稳定性计算	214
12	装载机的总体参数计算	220
12.1	装载机生产能力、斗容和额定载重量的确定	220
12.2	装载机型号和台数的确定	231
12.3	装载机各种阻力和设计参数的确定	234
12.4	确定露天轮胎式装载机设计参数的概略算法	247
12.5	露天装载机总体参数计算步骤	252
13	液力机械传动装置的设计与计算	256
13.1	液力变矩器的特性及分类	256
13.2	液力变矩器的计算方程式和各种特性曲线	261
13.3	发动机的有效功率和速度特性曲线	267
13.4	发动机与液力变矩器共同工作的计算法和图解算法	270
13.5	液力变矩器尺寸的选择	274
13.6	液力机械传动装置的设计计算	280
14	装载机传动系统主要参数的确定	290
14.1	概述	290
14.2	液力变矩器的选择与设计	290
14.3	一档和最高速度档传动比的确定	295
14.4	档数和中间档传动比的确定	297
14.5	传动比的分配	298
15	机械零件简易实用疲劳强度计算法及载荷折算系数的确定	299
15.1	概述	299
15.2	机械零件简易实用疲劳强度计算法的原理	301
15.3	确定载荷折算系数 K_Q 值的公式推导	301
15.4	载荷折算系数的性质和计算	307
15.5	相对载荷分布函数 $F(Y)$ 的数学方程式	308
15.6	在五种典型载荷下分布函数 $F(Y)$ 图形的绘制和 K_Q 值的确定	309
15.7	各种机械载荷折算系数 K_Q 值的确定	317
15.8	简易实用疲劳强度计算方法在轴类零件中的应用实例	318

16	装载机传动系统齿轮疲劳强度计算	321
16.1	概述	321
16.2	装载机传动各部件最大载荷和计算载荷的确定	323
16.3	综合影响系数 K 值的选择与确定	330
16.4	许用应力的确定	336
16.5	齿轮疲劳强度计算	340
17	装载机轴类零件的疲劳强度计算	343
17.1	轴类零件一般疲劳强度计算方法	343
17.2	装载机等轴类零件疲劳强度的简易计算方法	346
17.3	例题和各种计算方法的比较	348
17.4	结论	352
18	装载机滚动轴承的疲劳强度计算和 CAD 辅助设计	354
18.1	概述	354
18.2	滚动轴承寿命计算公式推导	354
18.3	寿命计算公式的修正	357
18.4	基本额定寿命 L_{10} 的确定	359
18.5	轴承设计的 CAD 辅助设计系统	362
18.6	结论	363
19	过载对装载机零件寿命的影响	364
19.1	概述	364
19.2	机械零件的寿命随载荷而变	364
19.3	寿命与载荷关系的公式推导	369
19.4	平均载荷载荷幅对寿命影响的曲线	371
19.5	电气元件的寿命随温度而变	372
19.6	计算实例	373
19.7	结论	378
20	机械零件受不稳定变应力时的寿命计算和电算法	380
20.1	概述	380
20.2	机械零件疲劳寿命计算公式的推导	380
20.3	相对损伤值 α_p 的公式推导	391
20.4	计算实例	394
20.5	寿命计算的电算法	397

21	载荷谱的间接确定及疲劳强度计算.....	401
21.1	不可测机械零件载荷谱间接确定的理论根据	401
21.2	主减速器齿轮轴(不可测零件)载荷谱的间接确定及 疲劳强度计算	402
21.3	计算实例及与其它计算方法的比较	404
22	装载机的机电一体化及发展方向.....	411
22.1	机电一体化发展概况	411
22.2	装载机机电一体化的目的	412
22.3	装载机的机电一体化产品	412
22.4	装载机的发展方向	419
	主要参考文献.....	424
	附录:作者著作年表	427

1 绪 论

1.1 引 言

20 多年前,当我的第一本关于装载机的专著《露天装载机》一书出版时,装载机在我国尚处于初级研制阶段,其年产量不过数百台,制造厂不过几家,产品型号和规格不多,装载机使用范围也不广,主要用在建筑工程上。但是,时至今日,装载机已发展成一种年产 17000 余台,有数以百计的生产厂家,品种和规格齐全的工程机械主导产品。目前,有数以十万台计的装载机正在我国矿山、铁道、国防、港口、建筑等部门使用,产品遍布全国各地,成为一种应用非常广泛的通用工程机械,在国民经济建设中发挥了重要作用。

装载机除了在露天使用以外,还发展到地下矿山和隧道工程中使用,并由此而衍生出了“地下装载机”这一新品种。地下装载机除了机身较矮,驾驶室横向布置且装有尾气净化装置外,其总体和各部件结构与露天装载机完全相同。在矿山一般俗称为“铲运机”,但它与露天使用的铲运机是完全不同的两种设备,其名称来源于英文“LHD unit”一词,即装载—运输—卸载设备。为了与露天铲运机相区分,也为了还其本来面目,在本书中我们将其通称为“地下装载机”,即本书中的装载机一词,包括了“露天装载机”和“地下装载机”两种主要产品。

1.2 装载机发展简史

装载机开始制造是在 80 多年前。最早期的装载机,是在马拉的农用拖拉机前部装上铲斗而成。自身带有动力的装载机,是在 1920 年初出现的,其铲斗安装在两根垂直立柱上,铲斗的举升和

下落是用钢绳来操纵的。

从 1930 年开始,装载机结构得到较大的改进。但是直到 1939 年,才出现了比较先进的轮胎式装载机,如由美国“霍克”公司制造的斗容为 0.255m^3 的 Pay 型装载机。这种装载机,系后轮驱动,前轮转向。由于其工作机构尺寸不大,平衡性和转向性能不够令人满意,“霍克”公司主要把它作为捣堆机器使用,但也可用于装载松散或轻型物料。

在 40 年代,装载机得到更大的发展。1941 年,司机室从机器后部移到前部,从而增加了司机的视野;发动机则移到机器后部,以增加装载机的稳定性;为了工作可靠和安全,而用柴油发动机代替了汽油发动机。在第二次世界大战末期,用装于两侧的动臂,代替了老式的两根垂直立柱。1944 年开始用液压代替钢绳控制铲斗。1947 年装载机发展成四轮驱动。这样,装载机的全部重量都用来产生牵引力,装载机插入力大大增加了。

1950 年出现了第一台带有液力变矩器的轮胎式装载机。液力变矩器对装载机的发展有决定性的作用,它使装载机能够很平稳地插入料堆并且使工作速度增快,同时在插入运动时,发动机不会因插入阻力增大而熄火。由于装载机结构上的改进,使生产能力大大提高,并使装载机的应用越来越广泛,产品数量也随着增加。

1960 年出现了第一台铰接式装载机,这使装载机转向性能大大改善,并增加了它的机动性和纵向稳定性。由于液力变矩器和铰接转向装置等技术革新,使装载机得到迅速发展。在 1960 年以前,装载机斗容一般不大,最大的斗容才 3.8m^3 。但随着上述结构的改进,从 60 年代开始,斗容发展得越来越大。1965 年出现了第一台斗容 7.6m^3 的铰接式装载机。目前世界上大型的装载机斗容已达 24.5m^3 ,装比重不大的散碎物料(如煤)时,斗容可达 30m^3 ,发动机总功率已达 1479.83kW 。60 年代出现的电动轮装载机,这是装载机设计上的一个新的突破,它进一步增加了装载机的使用范围。今后装载机发展的趋势,是通过工作机构尺寸的增加和结

构的改进, 进一步增加生产能力。

随着上述结构上的改进和斗容的增加, 使装载机使用范围越来越广泛, 最初的装载机是不能铲掘物料的, 但目前由于表明装载机铲掘能力的单位斗刃飞轮马力值比 1939 年增加了两倍多, 因而越来越多的装载机已能从事一般单斗挖掘机所做的一些铲掘工作, 使装载机从仅在建筑工程上使用, 而逐渐发展到在露天矿使用。但在 1960 年以前, 装载机在露天矿一般仅用于清理工作面、捣堆等辅助作业。当出现了斗容 $3.0 \sim 4.5\text{m}^3$ 的轮胎式装载机以后, 它就成为露天矿的一种主要采矿设备。70 年代以来, 由于生产试制了功率 $294 \sim 934\text{kW}$ 、斗容 $7.6 \sim 23\text{m}^3$ 的露天矿轮胎式装载机, 所以它们在露天矿得到更加广泛的使用。

装载机行走部分结构的发展, 也是有一个演变过程的。最初的装载机一般是履带式的, 后来改用轮胎, 以增加其机动灵活性。但后又由于轮胎损耗太大、寿命不长和成本高等原因, 而被迫改用履带式装载机。近年来, 由于轮胎耐磨问题逐步得到解决, 使轮胎式装载机得到很大的发展。目前, 世界上轮胎式装载机的产量约占装载机总产量的 $70\% \sim 80\%$ 。而功率 200kW 以上的装载机, 全系轮胎式。在采矿界, 履带式装载机的应用很受限制, 而轮胎式装载机则得到普遍应用。

适合于露天矿工作条件的装载机的产量正在迅速增长, 大型装载机产量增长更快。如美国功率 $95.62 \sim 264.05\text{kW}$ 的装载机产量, 最近几年平均每年增长 $13\% \sim 18\%$, 而功率 264kW 以上的装载机产量, 则每年平均增长 $25\% \sim 28\%$ 。

装载机为什么越来越向大型发展呢? 这是由于它的工作效能和生产能力, 随着尺寸的增大而迅速提高。其具体原因有: (1) 大型装载机容易铲装大块物料, 因而对物料破碎程度的限制较小。(2) 大型装载机的铲斗载重量大, 因而可缩短载重汽车在装载点待车时间。(3) 大型装载机的发电机、空压机等辅助设备功率, 占总功率的百分比值较小, 因而增加了发动机有效功率。(4) 装载机维修费用并不随其尺寸增加而成正比的增加。(5) 大型装载机

容易获得较大的工作空间而不混乱。在矿山生产能力相同时，由于所需设备数量少而使来往车次减少，不至产生拥挤，并保证了安全。(6) 由于装载机的插入力和铲取力与其规格大小成正比，而铲斗斗宽的增加幅度比插入力和铲取力增加幅度小，因而大型装载机单位斗刃上的插入力和铲取力较大。(7) 采用大型设备，工程单价可降低，并可节省机械经费开支，降低施工造价，还可加快施工速度，缩短工期。

轮胎式装载机由于重量较轻、行走速度快、机动灵活、一机多能等优点，在露天矿使用的越来越多。目前使用最广泛的是斗容为 $4.6 \sim 12\text{m}^3$ 的轮胎式装载机，最大的斗容达 24.5m^3 ，在中小型露天矿已作为主要装载设备，在大型露天矿配合电铲作业，以提高电铲效率，并兼作多种辅助作业，如清理工作面、修路、填塞钻孔、排土、清理边坡、运输重型零部件、在贮矿场进行装载工作、松散土岩及清除积雪等。

近年来，一些新产品，如斗容 13m^3 的 L-1000 型、斗容 24.5m^3 的 L-1800 型电动轮装载机、斗容 13m^3 的 TCL-1000 型拖曳电缆式装载机、斗容 10.6m^3 的 475C 型带涡轮变速箱的装载机、斗容 9.9m^3 的 992C 型带双泵轮液力变矩器的装载机、斗容 $10 \sim 20\text{m}^3$ 的 994 型装载机和遥控装载机等相继出现，使装载机的应用范围进一步扩大，并已取代了一部分 $3 \sim 4.6\text{m}^3$ 电铲。

1.3 分类和基本结构

1.3.1 分类

装载机可按下列方法进行分类：(1) 按用途分。分为露天装载机，用于露天作业（图 1-1）；地下装载机，用于地下作业。(2) 按发动机功率分。分为小型的，功率小于 73.55kW ；中型的，功率为 $73.55 \sim 147.10\text{kW}$ ；大型的，功率为 $147.10 \sim 514.85\text{kW}$ ；特大型的，功率大于 514.85kW 。(3) 按行走机构类型分。分为轮胎行走机构（又分带铰接式车架和带有后轮转向的刚性车架两种）；履带行走机构。(4) 按铲斗卸载方式分。分为前端式（又分

既可前卸和既可前卸、又可一侧或两侧卸载两种)；后卸式；既可前卸、又可后卸。(5) 按传动形式分。分为机械传动；全液压驱动；液力机械传动；电传动。(6) 按发动机类型分。分为柴油机式(内燃式)；汽油机式；电动轮式。(7) 按动臂在卸载时是否转动分。分为不回转的；半回转的(转动 90°)；全回转的(转动 360°)。

目前应用最广泛的是液力机械传动、带有铰接式车架、大型轮胎行走的前卸式装载机。

1.3.2 基本结构和可更换的工作机构

1.3.2.1 装载机的基本结构

装载机一般由车架、发动机、传动系统、行走装置、工作机构、转向系统、制动系统及液压系统等部件组成。各种不同型式的装载机都有一个典型的结构示意图。现以比较先进的轮胎行走前端式装载机为例，它的基本结构如图 1-1 所示。

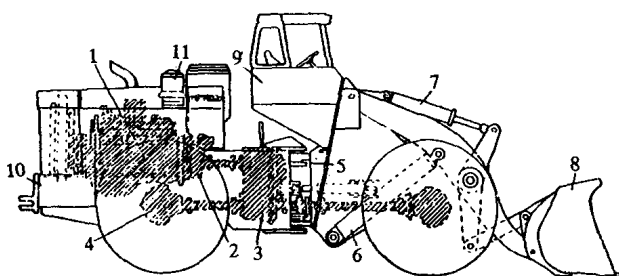


图 1-1 轮胎式装载机的基本结构示意图

- 1—柴油发动机；2—液力变矩器；3—变速箱；4—前、后桥；
5—车架铰链；6—动臂提升油缸；7—转斗油缸；8—铲斗；
9—司机室；10—燃料箱；11—滤清器

动力从柴油发动机 1 传递到液力变矩器 2，再经过万向联轴节，传递到变速箱 3，通过变速箱，动力分别传递到前、后桥 4，驱动车轮行走。工作机构是由油泵、动臂、铲斗、杠杆系统、动臂油缸和转斗油缸等组成。油泵的动力来自柴油发动机。动臂一

端用铰链安装在装载机的车架上，另一端用铰链安装了铲斗。动臂的摆动是由动臂油缸来完成的，铲斗的翻转则由转斗油缸进行。

1.3.2.2 可更换的工作机构

为了完成各种形式的工作，装载机配备了各种可更换的工作机构。如翻倒式铲斗、万能双颚式铲斗、侧卸式铲斗、万能推土板、颚式抓斗、起重吊钩及伸缩式缓冲器等，这些工作机构是为了在困难的条件下，完成一些特殊的工作。

(1) 颚式抓斗(图 1-2a)。它是由两个金属颚组成，其中之一的提升和转动，是在液压缸作用下完成的。几乎所有规格的装载机，其可更换的工作机构里都包括颚式抓斗。

(2) 翻倒式铲斗(图 1-2b、c)。它是装载机主要工作机构，它是一个刚性体结构，铲斗前刃可以根据铲掘土岩的种类不同而异。在细料里工作时，斗刃是直线型或 V 型的(图 1-2c)；在坚硬的岩石里工作时，采用带有锐齿、加强的底板和前部斗刃的铲斗(图 1-2b)。斗刃由锰钢制成。它与后壁之间，一般成 $55^{\circ}\sim 65^{\circ}$ 的角。正常铲斗一般比装载机机体稍宽，以保护行走机构。

(3) 骨架式铲斗(图 1-2d)。为了开采粒度 $600\sim 800\text{mm}$ 的岩石，有时采用特殊的骨架式铲斗。它具有很大的设计强度，因为它有特殊的刚性筋，斗壁由经过热处理的钢制成，焊缝很深和强度大，侧部有加强板以保护侧部焊缝不至磨损。铲斗的支承轴耳的寿命也增加了。

(4) 双颚式铲斗(图 1-2e)。它是一种万能的工作机构，它的特点是可以完成四种作业，即装载、推土、平土和抓岩。前两种是主要的作业，用铲斗完成，后两种是辅助的。

双颚式铲斗是由两个颚组成，其中一个在液压油缸作用下提升和转动。这种类型的铲斗主要安装在履带式装载机上。

(5) 侧卸式铲斗。它可以缩短装载机的调车时间，使生产能力提高 $10\%\sim 20\%$ ，同时减少了装载机零部件的磨损。

侧卸式铲斗用中间支架安装，在液压油缸作用下绕铰链转动。