



国防科工委“十五”规划教材·兵器科学与技术

火炮设计理论

张相炎 主编

张相炎 郑建国 杨军荣 编著

北京理工大学出版社

北京航空航天大学出版社 西北工业大学出版社

哈尔滨工业大学出版社 哈尔滨工程大学出版社

内容简介

本书主要介绍火炮设计的基本概念、基本理论和基本方法,包括火炮设计理论的主要内容和
发展、火炮系统分析与总体设计、火炮主要零部件(包括炮身、反后坐装置、自动机及炮架等)
的设计理论和方法。

本书是高等院校火炮专业的专业教材,也可作为从事火炮设计、研究、生产、试验的科技人
员的参考书。

图书在版编目(CIP)数据

火炮设计理论/张相炎主编. —北京:北京理工大学出版社,
2005.2

普通高等教育“十五”国家级规划教材.国防科工委“十五”
规划教材.兵器科学与技术

ISBN 7-5640-0415-0

I. 火… II. 张… III. 火炮-设计-高等学校-教材
IV. TJ302

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2004)第 135492 号

火炮设计理论

张相炎 主编

责任编辑 陈 竑

责任校对 陈玉梅

北京理工大学出版社出版发行

北京市海淀区中关村南大街 5 号(100081)

电话:010-68914775(办公室) 68944990(发行部)

<http://www.bitpress.com.cn>

E-mail:chiefedit@bitpress.com.cn

北京圣瑞伦印刷厂印制 各地新华书店经销

开本:787×960 1/16

印张:21.75 字数:449 千字

2005 年 2 月第 1 版 2005 年 2 月第 1 次印刷

印数:3000 册

ISBN 7-5640-0415-0 定价:35.00 元

国防科工委“十五”规划教材编委会

(按姓氏笔画排序)

主 任：张华祝

副主任：王泽山 陈懋章 屠森林

编 委：王 祁	王文生	王泽山	田 蔚	史仪凯
乔少杰	仲顺安	张华祝	张近乐	张耀春
杨志宏	肖锦清	苏秀华	辛玖林	陈光禡
陈国平	陈懋章	庞思勤	武博祯	金鸿章
贺安之	夏人伟	徐德民	聂 宏	贾宝山
郭黎利	屠森林	崔锐捷	黄文良	葛小春

目 录

第一章 绪论	1
1.1 火炮的地位与作用	1
1.2 火炮设计理论的主要内容	3
1.3 火炮设计理论的主要研究方法	5
1.4 火炮设计理论的基本学习方法	8
第二章 炮身设计	10
2.1 概述	10
2.2 身管内膛结构及其设计	23
2.3 固体力学基础	32
2.4 单筒身管设计理论与方法	39
2.5 双层身管设计理论与方法	53
2.6 自紧身管设计理论与方法	74
第三章 反后坐装置设计	86
3.1 概述	86
3.2 流体力学基础	98
3.3 火炮发射动力学	104
3.4 复进机设计理论与方法	121
3.5 制退机设计理论与方法	128
3.6 复进节制器设计与复进问题计算	141
3.7 炮口气流现象与炮口制退器设计	156
第四章 火炮自动机设计	170
4.1 概述	170
4.2 火炮自动机动力学	175
4.3 火炮自动机主要机构设计	210
4.4 导气式自动机	230
4.5 浮动自动机	239
第五章 火炮炮架设计	247
5.1 概述	247
5.2 架体设计	250
5.3 平衡机设计	272
5.4 瞄准机设计	280



5.5	运动体设计	287
5.6	自行火炮炮塔设计	297
第六章	火炮系统分析与总体设计	306
6.1	火炮战术技术指标	306
6.2	火炮系统分析	309
6.3	火炮总体设计任务与内容	317
6.4	火炮总体设计方法与技术	326
主要参考文献		337



总 序

国防科技工业是国家战略性产业,是国防现代化的重要工业和技术基础,也是国民经济发展和科学技术现代化的重要推动力量。半个多世纪以来,在党中央、国务院的正确领导和亲切关怀下,国防科技工业广大干部职工在知识的传承、科技的攀登与时代的洗礼中,取得了举世瞩目的辉煌成就。研制、生产了大量武器装备,满足了我军由单一陆军,发展成为包括空军、海军、第二炮兵和其他技术兵种在内的合成军队的需要,特别是在尖端技术方面,成功地掌握了原子弹、氢弹、洲际导弹、人造卫星和核潜艇技术,使我军拥有了一批克敌制胜的高技术武器装备,使我国成为世界上少数几个独立掌握核技术和外层空间技术的国家之一。国防科技工业沿着独立自主、自力更生的发展道路,建立了专业门类基本齐全,科研、试验、生产手段基本配套的国防科技工业体系,奠定了进行国防现代化建设最重要的物质基础;掌握了大量新技术、新工艺,研制了许多新设备、新材料,以“两弹一星”、“神舟”号载人航天为代表的国防尖端技术,大大提高了国家的科技水平和竞争力,使中国在世界高科技领域占有了一席之地。十一届三中全会以来,伴随着改革开放的伟大实践,国防科技工业适时地实行战略转移,大量军工技术转向民用,为发展国民经济作出了重要贡献。

国防科技工业是知识密集型产业,国防科技工业发展中的一切问题归根到底都是人才问题。50多年来,国防科技工业培养和造就了一支以“两弹一星”元勋为代表的优秀的科技人才队伍,他们具有强烈的爱国主义思想和艰苦奋斗、无私奉献的精神,勇挑重担,敢于攻关,为攀登国防科技高峰进行了创造性劳动,成为推动我国科技进步的重要力量。面向新世纪的机遇与挑战,高等院校在培养国防科技人才,生产和传播国防科技新知识、新思想,攻克国防基础科研和高技术研究难题当中,具有不可替代的作用。国防科工委高度重视,积极探索,锐意改革,大力推进国防科技教育特别是高等教育事业的发展。

高等院校国防特色专业教材及专著是国防科技人才培养当中重要的知识载体和教学工具,但受种种客观因素的影响,现有的教材与专著整体上已落后于当



今国防科技的发展水平,不适应国防现代化的形势要求,对国防科技高层次人才的培养造成了相当不利的影响。为尽快改变这种状况,建立起质量上乘、品种齐全、特点突出、适应当代国防科技发展的国防特色专业教材体系,国防科工委全额资助编写、出版 200 种国防特色专业重点教材和专著。为保证教材及专著的质量,在广泛动员全国相关专业领域的专家学者竞投编著工作的基础上,以陈懋章、王泽山、陈一坚院士为代表的 100 多位专家、学者,对经各单位精选的近 550 种教材和专著进行了严格的评审,评选出近 200 种教材和学术专著,覆盖航空宇航科学与技术、控制科学与工程、仪器科学与工程、信息与通信技术、电子科学与技术、力学、材料科学与工程、机械工程、电气工程、兵器科学与技术、船舶与海洋工程、动力机械及工程热物理、光学工程、化学工程与技术、核科学与技术等学科领域。一批长期从事国防特色学科教学和科研工作的两院院士、资深专家和一线教师成为编著者,他们分别来自清华大学、北京航空航天大学、北京理工大学、华北工学院、沈阳航空工业学院、哈尔滨工业大学、哈尔滨工程大学、上海交通大学、南京航空航天大学、南京理工大学、苏州大学、华东船舶工业学院、东华理工学院、电子科技大学、西南交通大学、西北工业大学、西安交通大学等,具有较为广泛的代表性。在全面振兴国防科技工业的伟大事业中,国防特色专业重点教材和专著的出版,将为国防科技创新人才的培养起到积极的促进作用。

党的十六大提出,进入 21 世纪,我国进入了全面建设小康社会、加快推进社会主义现代化新的发展阶段。全面建设小康社会的宏伟目标,对国防科技工业发展提出了新的更高的要求。推动经济与社会发展,提升国防实力,需要造就宏大的人才队伍,而教育是奠基的柱石。全面振兴国防科技工业必须始终把发展作为第一要务,落实科教兴国和人才强国战略,推动国防科技工业走新型工业化道路,加快国防科技工业科技创新步伐。国防科技工业为有志青年展示才华,实现志向,提供了缤纷的舞台,希望广大青年学子刻苦学习科学文化知识,树立正确的世界观、人生观、价值观,努力担当起振兴国防科技工业、振兴中华的历史重任,创造出无愧于祖国和人民的业绩。祖国的未来无限美好,国防科技工业的明天将再创辉煌。

张华祝



前言

根据培养通用人才的需要,我们深入进行教学改革,对专业课程进行了整合,将火炮专业方向的专业课程,由原来的四门主干专业课程“炮身设计”、“火炮反后坐装置设计”、“火炮自动机设计”、“炮架及总体设计”整合成“火炮设计理论”。

近年来,随着专业的拓宽,火炮专业方向的毕业生已经严重供不应求。充分发挥优势,多出人才,出好人才是我们的立足之本。培养合格专业人才更是我们应尽的义务。课程建设和教材建设是培养合格专业人才的主要方面。

本书作为“十五”国家规划教材,是根据火炮专业“火炮设计理论”课程的教学大纲编写的,适用于 80 学时教学内容的教学,对教学时数少于 80 学时的教学,主讲教员可以根据需求做适当裁减。

全书共分六章。第一章绪论,从现代战争的特点以及现代战争对火炮的要求出发,介绍火炮在现代战争中的地位与作用;主要介绍火炮设计理论及其主要研究内容、发展、研究方法。第二章炮身设计,介绍身管内膛结构及其设计方法;介绍身管应力应变分析理论和方法;分别介绍单筒身管、双筒身管设计理论、方法和特点,特别是自紧身管设计及其应用等。第三章反后坐装置设计,介绍火炮反后坐装置及其作用原理;介绍火炮发射动力学的基本理论和方法及其应用;主要介绍火炮反后坐装置设计,包括复进机设计、制退机设计、复进节制器设计和炮口制退器设计的设计理论和方法。第四章火炮自动机设计,介绍火炮自动机工作原理,介绍火炮自动机动力学以及计算机仿真方法;主要介绍火炮自动机主要机构设计,包括炮门设计、开门机构设计和供输弹机构设计等设计理论与方法;介绍导气式自动机和浮动自动机及其技术关键、设计特点等。第五章火炮炮架设计,系统介绍牵引火炮的炮架设计,包括架体设计、平衡机设计、瞄准机设计和运动体设计的设计方法和结构布置;自行火炮的炮塔设计的特点和结构布置。第六章火炮总体设计,介绍火炮的战术技术指标等基本概念,火炮系统分析的主要内容和方法,现代火炮的特点与总体设计要求,火炮总体设计主要方法与技术等。

本书第一章、第四章、第五章、第六章由张相炎执笔,第二章由杨军荣执笔,第三章由郑建国执笔。全书由张相炎统稿主编。



本书全面系统地介绍了火炮设计基本理论和方法,在继承传统火炮设计理论的基础上,根据现代火炮的特点和火炮发展趋势,结合近年来取得的科研成果,具有时代特色和先进性。本书将传统火炮设计理论与现代设计理论和方法相融合,介绍现代设计理论和方法在火炮设计中的应用原理和方法,具有一定的通用性和适应范围。本书以介绍应用原理和方法为主,具有较强的实用性,不仅可供高等院校教学用,还可以作为从事火炮科技人员的参考书。

编著者所在单位的许多教授专家对本书初稿提出了许多有益的修改意见。本书在编写中参考了许多专著和论文。在此对以上为本书的出版付出了心血的所有同仁以及本书的主审专家一并表示衷心感谢。

由于编著者水平所限,难免有贻误和不妥的地方,诚恳欢迎读者批评指正。

张相炎

2004 年 3 月于南京

第一章 绪 论

1.1 火炮的地位与作用

火炮是以发射药为能源,利用火药燃气压力抛射弹丸等战斗部,口径等于和大于 20 mm 的身管射击武器,广泛装备于陆、海、空各军兵种。

我国是火炮的发源地。早在春秋时期,就出现了抛石机,也称之为“砲”,它利用杠杆原理,众人合力把大石块抛出去攻守城堡或杀伤人员。这是最古老的抛射武器,属于冷兵器,它使人体得到了延伸,可以打击人体够不到的目标,改变了之前面对面地“肉搏”战斗方式。

公元 7 世纪,唐代炼丹家孙思邈发明了黑火药,于 10 世纪初开始用于武器。抛石机除了抛射石块外,还抛射带有燃爆性质的火器,如霹雳炮、震天雷等。抛射的能源以黑火药代替人力后,“炮”取代了“砲”。1132 年(宋绍兴二年),陈规镇守德安城时发明了火枪。火枪用竹筒制成,内装火药,临阵点燃,喷火烧敌。1259 年(宋开庆元年),出现突火枪。这种竹制抛射火器具备了火药、身管、弹丸三个基本要素,可以认为它就是火炮的雏形。热兵器的出现,不仅提高了兵器的威力,更重要的是使作战模式由“点打击”变为“面打击”。

我国古代金属冶炼铸造技术成就辉煌,直接推动着金属管型火器——火铳的诞生。1332 年(元至顺三年)制造的青铜火铳是世界上现存最古老的花炮。金属管型抛射火器的出现,反映了工业和经济的进步,标志着火炮技术实现了第一次质的飞跃。金属管型抛射火器的射程更远,威力更大,使用更安全。这一时期,金属管型抛射火器已广泛用于战场,曾被尊为铜将军,还立过炮神庙来祭祀,反映出当时人们对金属管型抛射火器的崇拜。

13 世纪,我国的火药和火器沿着丝绸之路西传,在战争频繁和手工业发达的欧洲得到迅速发展。16 世纪末,伽利略创立了物体在空中飞行的抛物线理论;17 世纪,牛顿提出了飞行物体的空气阻力定律;18 世纪,罗宾斯于 1742 年出版了《枪炮术原理》专著。这些重要成果奠定了火炮设计的理论基础。欧洲率先展开产业革命以后,科学技术的进步创造了空前的生产力,同时也推动火炮在结构上发生了深刻的变革。19 世纪中叶以前的火炮一直采用前装式滑膛身管,发射球形弹丸,威力有限。1823 年硝化棉火药(即无烟药)出现,使火炮的射程有了大幅度提高的可能。1846 年出现带螺旋膛线的线膛身管,实现了发射锐头圆柱弹丸的设想,显著提高了火炮的射击精度和射程。1854 至 1877 年间先后出现的楔式炮闩和螺式炮闩,形成了从炮身后端快速装填弹药的新结构。火炮威力不断增大,自身质量随之剧增,发射时全炮的跳动和后移猛烈,严重影响操作使用。1872 年以后陆续出现几种带有弹簧和液压缓冲装置的弹性炮架,有效地缓解了威力和机动性的矛盾。火炮从初期的前装式滑膛金属身管和刚性炮架



到后装式线膛钢质炮身和弹性炮架,经历了 600 余年的时间,标志着火炮技术实现了又一次质的飞跃,确立了现代火炮的基本构架。

跨入 20 世纪,科学研究步入组织化发展的道路,科学家集中起来对武器进行广泛研究,硕果累累,推动火炮技术快速前进。第一次世界大战中,战场上出现了坦克、军用飞机和军舰,为火炮在这些战斗平台上的应用提供了条件。第二次世界大战及以后的局部战争中,战斗机、导弹相继投入使用,技术兵器的种类日益增多,战场的正面和纵深显著拓展,隐蔽目标、装甲目标、运动目标等层出不穷,火炮自身的作战任务更加繁重,要求不断提高,从而促使火炮继续发展,逐渐形成了一个品种繁多、技术密集的武器家族,如压制火炮(榴弹炮、加农炮、加榴炮、迫击炮等)、高射炮(高炮)、反坦克炮(包括无坐力炮)、坦克炮、步兵战车炮、航炮、舰炮和海岸炮等各种用途的火炮,以及牵引炮、自行炮、铁道炮等各种行走方式的火炮。

科学技术的发展和战争的需求拓宽了火炮的内涵。现代的火炮不仅发射普通的无控弹药,也发射制导弹药和灵巧弹药,正在研究中的液体发射药,电、磁等新能源发射武器,均属于它的范畴。

火炮的演变过程表明,科学技术的进步是它发展的基础,战争的需求是它发展的动力,解决威力和机动性的矛盾是它发展的主线。

火炮在战争中的地位是显而易见的。自明朝永乐年间我国创建了世界上第一支炮兵部队——神机营以来,火炮在战争的激烈对抗中发展壮大,不久就成为战场上的火力骨干,起着影响战争进程的重要作用。在第一次世界大战中,炮战是一种极其重要的作战方式,主要交战国投入的火炮总数达到 7 万门左右。第二次世界大战中,苏、美、英、德四个主要交战国共生产了近 200 万门火炮和 24 亿发炮弹。著名的柏林战役,苏军集中了各类火炮 4 万余门,在一些重要战役突破地段,每千米进攻正面上达到了 300 门的密度,充分发挥了炮火突击的威力,火炮被誉为“战争之神”。在大规模战役中如此,在第二次世界大战后的历次局部战争中,火炮的战果依然辉煌。20 世纪 50 年代的朝鲜战争中我军共击落击伤敌机 12 000 架,其中 9 800 架属于高射炮兵的功劳,约占 80%;20 世纪 60 年代的越南战争,美军损失飞机 900 多架,其中 80%也是为高射炮所毁伤;20 世纪 70 年代的第四次中东战争,双方共有 3 000 辆坦克被毁,50%是被炮火命中的。

20 世纪 90 年代的海湾战争和巴尔干地区的武装冲突,以及 21 世纪初的伊拉克战争是以高技术现代化为主要特征的战争,大量使用了各种飞机、电子装备和精确制导武器,新武器的发展和运用,使作战思想、战场上的火力组成和任务分工发生了深刻的变化。战争初期的电子战、高强度的空袭和精确打击,尽管战果显著,但耗费惊人,难以持久。在战争后期的直接对抗中,强大的火炮仍具有重要意义,它不仅是战斗行动的保障,而且仍将是最终夺取战斗全胜的骨干力量。

未来战争在空中、海上、地面共同组成的装备体制中,火炮仍然是不可替代的。首先,地面战仍将是不可避免的,火炮构成地空配套、梯次衔接、点面结合的火力网,很少出现火力盲



区,而且是未来战争中拦截中低空入侵导弹和近程反导的有效手段之一;其次,火炮是部队装备数量最大的基本武器,占总兵力 60%~70%的陆军更是以火炮为主要装备,这种格局今后仍将持续下去;第三,火炮机动性良好,进入、撤出和转移阵地快捷,火力转移灵活,生存能力和抗干扰能力强,能够伴随其他兵种作战,实施不间断的火力支援;第四,火炮的经济性良好,无论是火炮的研究、工程开发、生产装备还是后勤保障,其全寿命周期的总费用都远低于其他技术兵器。由此可见,火炮仍是今后继续大力发展的重要武器装备。

战争的多样性决定了火炮品种的多样性,它们的功能各有侧重,轻重梯次配置,和其他武器相互补充、优化组合,形成完整的装备和火力体系。

现代火炮是战场上常规武器的火力骨干,配置于地面、空中、水上、水下各种运载平台上。进攻时用于摧毁敌方的防御设施,杀伤有生力量、装甲车辆、空中飞行物等运动目标,压制敌方的火力,实施纵深火力支援,为后续部队开辟进攻通道;防御时用于构成密集的火力网,阻拦敌方从空中、地面的进攻,对敌方的火力进行反压制;在国土防御中用于驻守重要设施、进出通道及海防大门。它具有火力密集、反应迅速、抗干扰能力强、可以发射制导弹药和灵巧弹药实施精确打击等特点。

随着高技术的发展和运用,火炮在提高炮口动能、射程和精度,提高操作控制自动化程度,更新杀伤和毁伤机理等诸多方面都有较大的潜力;在进一步改善机动性能、增强自身防护、提高生存能力、实现数字化和自主作战功能等方面,也有继续发展的广阔空间;火炮以及与其他兵器集束化、集成化还有一系列新的发展领域。21 世纪,火炮将以崭新的面貌展现在战场上。

1.2 火炮设计理论的主要内容

经过 700 余年的演变,火炮的概念已从当初的简单发射平台发展成为以火力系统为主体,包括目标探测系统、火力控制系统、运载系统以及其他辅助系统组成的技术密集的综合武器系统,总称“火炮系统”。如一个连套的某自行高炮系统,包括 6 辆自行火炮、1 辆指挥车、1 辆雷达车、1 辆电源车、1 辆弹药车、1 辆抢修车。这里所谓的“火炮”是指火炮系统中火力系统的核心部分——发射装置。

火炮发射过程是一个极其复杂的动态过程。一般发射过程极短(几毫秒至十几毫秒),经历高温(发射药燃烧温度高达 2 500~3 600 K)、高压(最大膛内压力高达 250~700 MPa)、高速(弹丸初速高达 200~2 000 m/s)、高加速度(弹丸直线加速度是重力加速度的 1 000~3 000 倍,火炮的零件加速度也可高达重力加速度的 200~500 倍,零件撞击时的加速度可高达重力加速度的 15 000 倍)过程,并且发射过程以高频率重复进行(每分钟可高达 6 000 次循环)。从工程的角度,可以把火炮视为采用特殊能源的超强功率的特种动力机械。一门小口径 37 mm 口径的火炮,炮口动能约为 0.3 MJ,火炮的瞬时功率约为 69 MW,相当于一个中型发



电厂的功率；一门中口径 85 mm 口径的火炮，炮口动能约为 3 MJ，火炮的瞬时功率约为 326 MW，相当于一个小城市发电厂的功率；一门大口径 152 mm 口径的火炮，炮口动能约为 13 MJ，火炮的瞬时功率约为 940 MW，相当于一个中等城市发电厂的功率。火炮发射过程还伴随发生许多特殊的物理化学现象，如内膛表面的烧蚀和磨损、膛口冲击波、膛口噪声、膛口焰、机械运动、冲击、振动等。火炮在使用中，还要能适应严寒酷暑、风沙淋雨环境，满足长期储存的要求，在高瞬态、强载荷、极端环境中保证武器可靠地工作，达到必要的工作寿命，并满足规定的质量指标。这种工作状况构成了火炮的特色，也是火炮研究的难点所在。

火炮的设计过程是一个多方案、多参数、多目标的评价和决策过程。运用设计方法可以使这一过程科学化和规范化，减少不必要的反复，保证优质高效地完成设计任务。火炮设计理论的发展，为火炮设计提供了一系列行之有效的方法和技术。

火炮设计理论是火炮设计的理论基础，是火炮设计中基本概念、理论、方法及过程的高度概括，它主要研究火炮系统的组成与性能评价，研究各种火炮发射原理、伴随现象及其规律性，研究火炮构成原理与方法，研究火炮主要零部件的设计理论和设计方法等。火炮设计理论主要包括火炮系统分析、火炮总体设计和火炮主要零部件设计等。

火炮系统分析，是指用系统方法，寻求火炮系统的最优方案（系统目标最优化，如费用最低、效能最大、效费比最高等），即用周密的可再现的技术，确定系统各种方案的可比性能、效能、费用等，并对这些指标进行量化，给出火炮系统的最优方案。在火炮的发展研究、方案选择、技术修改、使用等过程中，火炮系统分析可直接用来提出改进意见。

火炮总体设计，广义上是指用系统的观点、优化的方法，综合相关学科的成果，进行与火炮总体有关因素的综合考虑，其中包括立项论证、战术技术要求论证、总体方案论证、功能分解、技术设计、生产、试验、管理等；狭义上是指用系统的观点、优化的方法，综合相关学科的成果，进行火炮质的方面设计，主要包括火炮组成方案、总体布置、结构模式、人机工程、可靠性、安全性、检测、通用化、标准化、系列化等涉及火炮总体性能方面的设计。这里所讲的火炮总体设计，如果不加说明的话，主要是狭义上的。

火炮主要零部件设计，是指研究给定结构在发射的冲击载荷作用下力的传递、部件运动规律以及强度、刚度等问题，并根据总体设计要求及零部件本身作用及特点，研究火炮主要零部件的构造原理和方法，设计火炮主要零部件具体结构等。火炮主要零部件设计主要包括炮身设计、反后坐装置设计、（半）自动机设计、供弹机设计、炮架设计、运动体设计等。

经典火炮设计理论以质点力学和材料力学理论对问题进行近似的描述，从而导出机构和零部件的设计方法；在分析全炮受力状态时，将炮架视为一个刚体，用动静法考虑后坐部分的运动，将问题转化为静力学问题求解，得出了一些简单实用的结果，并以此指导火炮总体布局。身管是火炮发射时主要受力部件，它的强度问题、应力疲劳问题、烧蚀和磨损问题均十分突出，经典理论将它简化为静压作用下的轴对称厚壁圆筒，用材料力学的方法求解。反后坐装置作为控制全炮受力和运动的关键性液压机构，是借助一维不可压稳态流求解的。自动机是由一



系列凸轮、杠杆组成的复杂平面运动机构,借助由传速比、传动效率构成的质量替换法,可以将它转化为单自由度问题求解。在利用膛内燃气剩余能量时,燃气的流动和流出问题都是按一维准定常流处理的。经典理论的近似性是显然的,它必须借助试验求取修正系数才能使计算结果在一定条件下比较接近实际。20世纪60年代以前的火炮大体上都是在经典武器设计理论指导下设计出来的,它简便易用,适合手工进行计算。其中有的部分经过软件化改造,至今仍在继续使用;有的部分则在设计初期作估算分析之用。

20世纪六七十年代,火炮进入了第二次世界大战后的更新时期。战场对火炮的威力和综合性能要求越来越高,促使火炮设计理论的发展趋向于更系统、更深入、更精细地描述发射过程。例如,基于动力学方法的气炮发射动力学理论迅速发展,它考虑了零部件的质量分布、动态耦合,建立了火炮多刚体动力学模型、刚弹元件组合的多体动力学模型和相应的算法,通过振动特性预测其强度和射击密集度等综合性能。用机构动力学理论分析自动机的多自由度问题,对各种新型自动机的原理和工程应用做了大量研究。用有限元理论对复杂形状的零件进行应力应变场的研究,为改进结构提供依据。对身管的液压和机械挤扩等预应力强化过程进行弹塑性分析,扩充了身管的设计理论。用断裂力学理论研究身管材料强度和裂纹形成、扩展规律,预测它的低周疲劳寿命。在反后坐装置研究中,提出了轴对称二维定常和非定常湍流模型,用有限差分法详细分析了流液孔附近的流场并对各种情况下的阻力系数进行了理论探讨。对前冲机、可压缩流体制退机、二维后坐原理等均做了广泛深入的研究。火炮总体设计理论日益受到重视,也有了相应的发展。

上述一系列研究活动和成果表明,我国火炮工作者对火炮的规律性认识正在逐步加深,新的适合国情的现代火炮设计理论体系已初步确立。同时,在这一过程中,自行设计的气炮性能不断改善,火炮的发展潜力不断被挖掘和利用,进一步大幅提高威力、减小质量的难度越来越大。因而,新发射原理、新能源、新结构、新材料已成为继续研究的热点。火炮设计理论一方面需要继续深化和完善,另一方面还要向新的领域拓展。

作为火炮专业的基础教学,本教材仍以牵引火炮为主要对象,经典火炮设计理论为主,适当介绍现代火炮设计理论的新发展和动向。

1.3 火炮设计理论的主要研究方法

我国火炮的发展大体经历了仿制改进、研究提高与自主开发三个主要阶段,总体上体现加速发展的特征,这与研究条件和方法的不断改进提高和研究经验的积累有着密切的联系。在不同的研究阶段,根据对问题的认识程度,灵活运用一种或综合运用数种方法,可以取得事半功倍的效果。

火炮设计理论的发展,为火炮设计提供了一系列行之有效的方法和技术。评审技术已在设计管理中广泛应用;系统分析、效能分析和综合性能评价等项技术日益受到重视,成为火炮



性能比较、方案遴选的辅助决策手段；特别是基于火炮发射动力学模型的数值模拟技术，在方案设计和试验过程中适时地预测武器的综合性能并提出改进的途径，已成为火炮设计的支撑技术之一；建立在最优控制理论、数学规划基础上的火炮优化设计技术，在反后坐装置、自动机、平衡机等部件上应用，取得了显著的效果；以炮架新原理、新结构、新材料为依托的火炮减重技术，正在迅速发展；从分析火炮故障率出发的可靠性分析和设计技术已逐步推广应用，为新火炮的可靠性预测积累了有益的经验；由设计理论和设计经验总结出来的设计准则和设计规范陆续形成；标准化、通用化、系列化的水平不断提高；武器的人机工程设计问题也越来越受到重视。随着计算机的普及，上述各项技术大部分已软件化，形成了如火炮动态设计和分析、发射动力学分析和计算、三维实体建模等多种专用软件包、专家系统和应用程序，配套的数据库图形库也相继建立，成为火炮研究和工程设计的强大工具，同时，也为建立以计算机为支撑的无图纸化设计方法准备了条件。要强调的是，上述有关设计方法和技术通常在结构方案大体确定之后才能发挥作用，而结构方案的确定，往往离不开设计者的经验和创造性思维，所以火炮工作者需要有广泛的结构知识、丰富的实践经验和强烈的创新意识。

一般说来，火炮设计理论的研究方法主要有经验研究法、实验研究法和理论研究法。

用经验的方法研究问题，就是利用已有的经验和相关的知识，对问题做出定性的推测，提出一种解决问题的设想，通过试探过程达到预期目标。

任何一种新的火炮系统，其初始方案的构思和技术途径的确定都要依靠设计者的经验和创造性思维。在革新与改进阶段，尽管对火炮的某些内在规律认识尚不很深入，但已积累了相当的经验时，依托成熟技术，采用设计——试制——试验和分析——修改的方法，不仅推出了一批新的火炮型号，还涌现出许多有价值的技术革新成果。在实践中，常常根据大量试验数据归纳为简单实用的经验公式，用于分析处理问题。这些在一定条件下行之有效的方法都是基于经验研究方法形成的。至于火炮总体框架的构思和布局、部件的结构设计，更离不开设计者的经验和对战术技术要求的理解，都是依靠自身的经验起步，再通过理论和试验方法做出分析或加以优化并不断完善的。

经验方法有时会带有一定的局限性或主观成分，但一些新思想、新技术途径往往是以此为生长点发展起来的。它与理论和实验研究方法紧密结合，在火炮研究中可以发挥重要的作用。

科学实验是探索未知世界的手段，是知识的源泉。实验研究方法可以在严格控制的环境中重复展现研究对象的动态过程，运用现代测试技术将短暂瞬变的现象记录下来，进行详细的研究分析，寻求规律。

火炮研制过程中，经常使用实验方法，主要包括靶场试验（泛指射击试验）、综合实验、模拟和仿真实验等。靶场试验又有不同层次和目的。既可以是对全炮，也可以是对重要零部件；既可以是对全炮综合性能试验，也可以是对单项性能试验。按目的还可以分为鉴定试验、摸底试验、攻关试验等。靶场鉴定试验一般是以火炮整体为对象，以任务书给定的各项战技指标为依据，在接近实战的各种条件下测试火炮的综合性能，创造一些极端环境来检验火炮的工作可靠性。



新研制的火炮都必须经过多次靶场试验的严格考验,分阶段地定型,最后才能投入正式生产。综合实验、模拟和仿真实验则主要用于探索规律,对理论进行检验或修正,对新原理、新结构进行系统研究,是新理论创立的基础。对一些偶发现象也可以通过实验方法模拟复现,分析它的形成机理,往往可以直接解决问题。

近年来,利用理论模型和计算机进行系统的数值模拟,也称为数值仿真,部分代替物理实验,已成为实验研究新的有效方法,受到普遍关注。在新火炮研制过程中,许多环节都开始应用计算机数值仿真的方法在多种参量变化的情况下做出全面的分析、方案优化,收到了显著效果。计算机仿真实验的重要性,不只在简单地替代部分物理的实验,而主要在于通过它使所研究的问题得到更为深入的理解和启发,揭示问题的内在规律和特征。值得注意的是,计算机仿真实验并不能完全代替物理的实验,它的可信度与理论模型的优劣及有关基础参数的选取关系极大,需要结合物理的实验,不断总结经验并逐步完善才能取得更好的效果。

理论的价值在于它的预测性和对实践的指导。新设计的方案初步确定后,可以用设计理论预测它未来的运行情况和主要性能,指导调整设计参量和结构方案;实验使用中发生问题,可以用设计理论分析原因,寻找解决问题的办法。理论研究方法通常是根据对研究对象的认识程度,提出必要的基本假设,继而建立逼近实际情况的物理模型,导出相应的数学模型,最终求出数值解或分析解,从而建立或进一步发展火炮设计理论,达到更深刻地阐明基本规律、更合理地解释复杂现象、更有效地解决疑难问题的目的。火炮设计理论反映了发射过程中各参量之间的相互关系和相互作用,阐明它的运行机理和基本规律。

基本假设是针对具体研究对象的研究范围经过提炼而提出来的,通过假设把实际的复杂情况作必要的简化,避开那些暂时难以考虑的次要因素,形成一个可行的合理提法。当认识深化了,还可重新修订假设,使之更加逼近实际。好的假设既简化了问题,又不会导致主要特征的严重失真,所以,基本假设是理论研究的重要环节。例如,经典火炮设计理论假设炮架整体为刚体,导出了火炮的射击稳定条件,直观简明。当时火炮的威力不很大,且以手工计算为主,它曾有一定的指导意义。当今火炮的威力大幅提高,计算机已普遍应用,刚体假设不再适用。于是提出了假设炮架由多刚体组成的火炮发射动力学理论,它可以通过大量的计算,更好地揭示火炮发射时的动态特性,进一步阐明部件质量分布、动态耦合对火炮构件及射击密集度的影响。假设改进了,理论也发展了,但并不能说已完善无缺了,因而又需要新的基本假设。

建立物理模型和导出数学模型时需要把基本假设具体化、公式化,并继续对细节做好处理,将研究对象抽象为按一定方式连接的模块,通过基本定律、制约关系、初始和边界条件,使方程组构成定解形式。但是,通常只有少数情况可以获得分析解,多数情况需要采用适当的算法求取数值解。

由于基本假设、物理模型对研究对象做了一定程度的简化,数学模型的解和实际情况必然存在差异,这时可以参照实验数据,在一定范围内求出符合系数,或重新修正模型、假设,反复改进。



经验研究法、理论研究方法和实验研究方法的相互配合,推动着火炮设计理论不断发展和完善。

力学对认识 and 解决火炮及其发射问题起着关键作用,是构成火炮设计理论最重要的基础。解决工程问题离不开计算,计算机的广泛应用促进了计算方法的迅速发展。把研究对象提炼为力学问题,建立模型,构造计算方法,把这些方法软件化,进行系统的数值模拟,已成为火炮设计和研究不可缺少的重要手段。机械学内涵深广,它的设计理论、设计方法对火炮普遍适用,常被视为设计的依据和准则。新型材料的发展和得到高技术支撑和改造的各种制造设备为火炮采用新结构和减重创造了条件。高技术在火炮中也大量存在并将有广泛应用,当然,这些高技术用于火炮,必须充分考虑高过载、极端环境和连续工作等特殊条件。火炮设计理论与相关学科的新理论、新技术、新方法有机融合,将进一步推动着火炮设计理论不断发展和完善,使设计出来的火炮达到先进的性能。

1.4 火炮设计理论的基本学习方法

火炮设计理论是火炮设计中基本概念、理论、方法及过程的高度概括,它贯穿于火炮工程实践的全过程,在火炮工程实践中有意或无意、自觉与不自觉随时都要用。

火炮设计理论与其他理论一样,来源于实践,经总结、提炼、抽象,再服务于实践,指导实践,并不断修改、完善理论。

火炮设计理论是火炮工程实践的理论依据。它来源于火炮工程实践,是经验的总结,服务于工程实践,指导工程实践。理论是实践经验的高层次,是工程实践理论的提炼和抽象,具有通用性和先进性。火炮设计理论是通用理论和技术与专业工程实践相结合的产物,火炮设计理论的自身发展,是通过不断采用、借鉴、融合先进的通用技术和理论,不断修改、提高、完善自身。火炮设计理论及技术向民用方向拓宽与转移,具有比较广阔的前景。

火炮设计理论是火炮工程技术人员必须掌握的基础。它包含火炮设计中的基本概念、基本知识、基本思路、基本方法。只有在充分认识、理解、掌握基本概念、基本知识、基本思路、基本方法的基础上,才能充分发挥个人主观能动性和创造性。

火炮设计理论是火炮专业的必修专业课。对火炮专业的学生而言,火炮设计理论教给你的是火炮设计中的基本概念、基本知识、基本思路、基本方法,至少将你由“外行”培养成为不说外行话的“内行”,并指导今后工作。实际上,从本质上来说,火炮是一种特殊机械,火炮设计理论以火炮为对象,处理高温、高压、高速状态下的机、电、液、气等相关问题,学习火炮设计理论,就是学习解决问题的思路和方法,学会了处理特殊状态下特殊环境里的特殊问题的方法,对常规状态下常规环境里的常规问题的处理就简单和容易得多。

学习火炮设计理论,从内容上,要求掌握火炮工作原理以及计算方法,火炮及其零部件的基本分析方法(包括强度分析、运动学分析、动力学分析),即建模、求解、分析、模拟(仿真),以



及火炮总体及主要零部件(包括炮身、反后坐装置、自动机等)的基本设计方法(设计原则、设计方法、设计技巧);要求熟悉火炮及主要零部件分析与设计的一般过程及程序和应用计算机解决火炮问题的思路;要求了解火炮设计与火炮系统其他子系统的接口、火炮战技指标理论、火炮研制程序,以及新理论、新技术在火炮中应用的思路。

火炮设计理论是一门专业课程,具有工程性强、实用性强、专业性强的特点。学习火炮设计理论,要紧紧抓住这些特点,注意学习方法。学习方法得当,可以事半功倍,否则事倍功半。学习中应注意如下几点:

(1) 树立工程思想,采用务实精神。主要包括两个方面的含义,一是“古为今用”、“洋为中用”,充分移植、借鉴、融合他人的、已有的成果,以及新理论、新思想、新技术,为我所用,这里的移植、借鉴不是简单的生搬硬套,更不是抄袭剽窃,而是一种在理解的基础上的“吸其精华”,“去其糟粕”;另一方面是力求简明扼要,该精则精,能粗则粗,尽可能做到工作量与精度的有机统一。

(2) 突出分析思路。树立系统工程思想,利用系统工程方法,从整体上全面、系统地分析问题,要抓主要矛盾和矛盾的主要方面。在学习中,要重点注意从总体上把握发现问题、分析问题和解决问题的思路。

(3) 重视解题方法。方法是经验的总结,在理解的基础上,可以举一反三,才能创新。

(4) 注意特殊技巧。技巧是捷径,熟能生巧。

第二章 炮身设计

2.1 概 述

2.1.1 炮身与炮身设计

炮身是火炮的一个重要部件,它的主要作用是承受火药燃气压力,导引弹丸运动,并赋予弹丸一定的初速。炮身主要组成零件是身管、炮尾、炮闩、炮口装置和其他附件。如图 2.1 所示。

身管是炮身的重要零件,在发射时承受高压火药燃气的作用。炮闩和炮尾共同承受火药燃气向后的作用力并使炮身后坐。它们还同药筒或紧塞装置一起,在发射时可靠地密闭火药燃气。身管与炮尾可以用螺纹或断隔螺纹连接,也可以通过连接筒或被筒连接。

在设计上通常采用两种分类法,一种是按炮膛的结构分,另一种是按身管结构及应力状态分。按前一种方法身管可以分为滑膛和线膛两种。

滑膛身管的炮膛由光滑的圆柱面和圆锥面组成。滑膛身管目前主要用于迫击炮、无后坐力炮、部分坦克炮和反坦克炮。如图 2.2 所示。

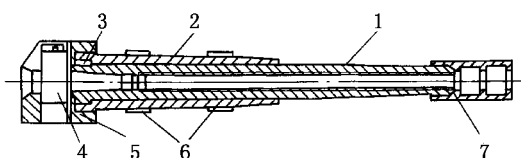


图 2.1 炮身的组成

1—身管;2—被筒;3—制转键;4—闩体;5—炮尾;
6—导箍;7—炮口制退器

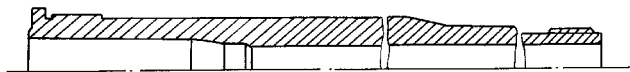


图 2.2 滑膛炮炮身

线膛炮身管内有膛线,能使弹丸产生高速旋转运动,以保证弹丸的飞行稳定性。它的炮膛一般由药室、坡膛和线膛三个部分组成。坡膛是弹丸导转部(弹带)开始切入膛线的部位。通常将药室和坡膛统称为药室部,所以线膛炮身管的内膛一般分为线膛部和药室部两部分。

身管按其结构及应力状态可分为单筒身管、筒紧身管、自紧身管、可分解身管四类。

单筒身管是由一个毛坯制成,它结构简单,加工方便,因而得到了广泛的应用。目前制式



火炮中大部分身管都是单筒身管。单筒身管发射时,内层产生的应力很大,而外层的应力很小。也就是说,外层材料没有得到充分利用。对高膛压大威力火炮来说,采用单筒身管必须增加壁厚和采用高强度炮钢,这对火炮的使用和生产都是不利的。

筒紧身管是由两层或多层同心圆筒过盈地套合在一起,这样内筒存在与发射时方向相反的应力,外筒存在与发射时方向相同的应力,从而提高了身管的强度。通常采用外筒加热或内筒冷却的方法将内-外筒套合在一起。这种炮身的层数越多,其径向应力分布越均匀,因而强度提高亦越多,但在加工工艺上也越困难。

自紧身管(自增强身管)的结构同单筒身管完全一样,但在制造时对其膛内施以高压,使身管由内到外局部或全部产生塑性变形。在高压去掉以后,由于各层塑性变形不同,造成外层对相邻内层产生压应力,即内层受压、外层受拉,就像多层筒紧身管一样,因而使身管强度得以提高。对内壁施加高压的方法一般有液压法、冲头挤扩法和爆炸法等。由于此种身管结构简单,加之自紧工艺不断改进,目前在国内外一些新设计的火炮中得到了较广泛应用。

可分解身管是由两层套合在一起,并且两层之间存在一定间隙,便于分解。随着火炮初速、膛压、射速的提高,炮膛的烧蚀、磨损问题变得日益严重。这个问题在大口径、高初速的加农炮和小口径自动炮中非常突出。解决这个问题一个方法是,把身管做成内、外两层,在内层寿命结束后,可换上一个新的内管使火炮恢复原有的战斗性能。为了保证内管更换方便,在内、外管之间留有一定的间隙。在发射时由于内管膨胀,间隙消失,因而外筒(被筒)也承受内压的作用。可分解身管又可以分为活动衬管(被筒全长覆盖)、活动身管(被筒在身管尾部一定长度上覆盖,如图 2.3 所示)、带被筒的单筒炮身(被筒和身管之间留有较大的间隙,发射时被筒并不承受内压的作用)。实践表明,炮膛烧蚀比较严重的部位,仅在从膛线起始部向炮口方向大约 10 倍口径的长度上,为此而更换整个内管是不合算的,于是出现了短衬管炮身。

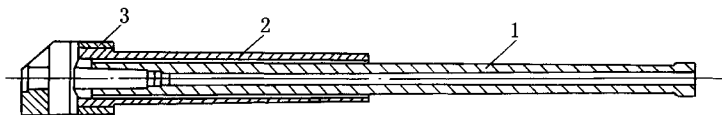


图 2.3 活动身管炮身

1—活动身管;2—被筒;3—炮尾

炮身设计是根据火炮总体对炮身的战术技术要求进行的。对炮身的战术技术要求主要包括:具有足够的强度(发射时不能出现永久变形)、具有足够的刚度(身管弯曲不能过大,炮尾受力变形不能过大)、具有足够的寿命(保持良好的弹道性能)、满足总体对质量、质心、刚度、连接等方面的要求以及满足材料要求(来源容易,加工方便)。

炮身设计的主要内容包括身管设计和炮尾、炮门设计。由于炮口制退器从作用原理上属于反后坐装置,所以炮口制退器设计将在第三章中介绍。由于受篇幅限制,炮身的其他装置设



计就不介绍了,如果感兴趣可以参看有关教材和专著。

身管设计主要包括身管结构设计、身管强度设计和身管寿命设计。

身管结构设计包括身管内膛结构设计(保证满足内、外弹道对炮身提出的各参数的要求,如口径、弹丸行程、药室容积、炮口缠度等,使炮膛结构合理)和身管外部结构设计(在满足发射时的刚强度要求前提下,考虑炮身各零部件的连接、炮身与摇架及反后坐装置等的连接以及火炮总体设计要求,如质量、质心、刚度等)。

身管强度设计是身管设计的一项基本任务,也是本章的主要内容,其目的是以膛内火药燃气的最大压力曲线(即身管设计压力曲线)为依据,应用厚壁圆筒理论和强度理论,确定身管的材料和壁厚,使其具有足够的强度和刚度,保证身管弯曲量不能过大和发射时身管不出现永久性变形,而且有较高的寿命,即能在较长的期间内保持规定的战斗性能。

身管寿命设计是根据身管特点,在设计中考虑提高身管寿命的技术措施。

炮尾和炮门设计也包括结构设计和强度设计。

炮尾炮门结构设计是根据总体设计要求,合理选择炮尾炮门结构形式和尺寸。

炮尾是容纳炮门并与其一起闭锁炮膛,连接身管和反后坐装置的火炮构件。根据炮尾结构外形,炮尾可分为圆形结构(圆柱体、圆锥体及圆柱-圆锥体)和方形结构(矩形体)。根据炮尾与身管的连接关系,炮尾可分为炮尾与身管制成一体(这种结构紧凑、简单,但炮尾或身管任一处损坏时必须整体更换)、炮尾与身管被筒制成一体(这种结构较简单,但加工较困难)、炮尾与身管由螺纹连接(这种结构受力均匀,但一般采用定起点螺纹,加工和装拆困难)及炮尾与身管通过连接筒连接(这种结构加工和装拆方便,但炮尾尺寸较大)等等。根据炮尾与炮门结合情况,炮尾可分为楔式(横楔式、立楔式等)、螺式(连续螺纹、断隔螺纹、阶梯断隔螺纹)等。

炮门是承受火药燃气压力,具有闭锁、击发、开锁、开门及抽出药筒等功能的机构。根据操作炮门各机构的自动化程度,炮门可分为非自动炮门、半自动炮门、自动炮门。根据炮门运动形式,炮门可分为纵动式、横动式(楔式)、摆式(起落式、卡口式等)。根据炮门与炮尾结合情况,炮门可分为楔式(横楔式、立楔式等)、螺式(连续螺纹、断隔螺纹、阶梯断隔螺纹)等。

炮尾和炮门的强度设计,主要是运用材料力学、弹塑性理论及有限元方法,在给定作用下,分析给定尺寸的炮尾和炮门是否满足刚强度要求,或者优化设计满足刚强度要求的炮尾和炮门结构和尺寸。

由于炮尾和炮门设计通常是针对具体结构进行的,详细设计这里就不介绍了。

2.1.2 发射时炮身的受力分析(以线膛炮为例)

火炮发射时,高压火药燃气推动弹丸向前运动,同时使炮身后坐。炮身在发射时承受径向、轴向和切向三个方面的力和力矩。径向作用力主要由身管本身承受,而轴向合力和扭矩则通过反后坐装置、摇架等传递到炮架上。分析炮身受力的目的在于解决全炮受力和强度设计



等问题。下面以炮身为示力对象,对这三个方面的作用力进行分析。

一、径向作用力

径向作用力主要由两个部分组成,即火药燃气对身管壁的压力和弹丸的径向作用力。火药燃气的径向压力是身管强度设计的主要依据,其变化规律将在身管设计压力曲线中作详细讨论。弹丸对身管的径向作用力主要是指弹带(弹丸导转部)对身管的径向作用力 F_r 及弹丸定心部对膛壁的作用力。

弹带在开始切入膛线时,弹带对膛壁产生很大的径向作用力,随着弹带的挤进,此径向作用力迅速减小。弹丸在膛内加速运动时,由于弹丸旋转及质量分布不均匀,会使弹带对膛壁的作用力加大(在炮口附近有较大的数值)。弹带对膛壁径向作用力的规律如图 2.4 所示。由图中可以看出,弹带挤入膛线时的径向作用力有可能超过膛内最大压力;穿甲弹的弹体壁较厚,对身管的径向作用力比弹体壁较薄的杀伤爆破榴弹大一些。弹带对膛壁的径向作用力对身管强度有一定的影响,但它的作用是局部的,而且还没有

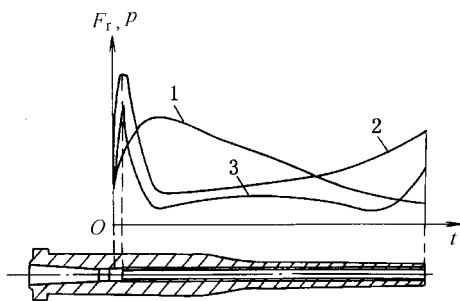


图 2.4 弹带对膛壁的径向作用力

1—膛压曲线;2—穿甲弹;3—杀伤爆破弹

适当的工程计算方法求出其数值,因而它对身管强度影响只在安全系数选择上予以考虑。由于弹丸与炮膛之间不同心并存在间隙,火药燃气对弹丸作用的合力不通过弹丸质心,因而会引起弹丸的定心部对膛壁产生作用。此外,长身管有静力弯曲,实际上弹丸在膛内作曲线运动,因而使弹丸产生离心力,此力将引起身管的横向振动,对射击密集度有一定影响。

二、轴向作用力

发射时,炮身承受的轴向作用力包括炮膛合力 F_{pt} 、惯性力 F_j 、制退机和复进机的作用力 F_ϕ 和 F_f ,以及炮身同摇架间的摩擦力 F_s 等,如图 2.5 所示。弹丸膛内运动时期,炮膛合力 F_{pt} 由以下各力合成:弹带对炮膛作用力的轴向分力 F_z 、火药燃气对药室底部作用力 F_t 、火药燃气对药室锥面作用力的轴向分力 F_k 。在弹丸出炮口后的一段时间内有炮口制退器产生的拉力 F_T 。在研究这些作用力时必须注意作用部位、时间和方向。下面对上述各作用力分别进行讨论。

1. 炮膛合力 F_{pt}

(1) 弹带对炮膛的轴向作用力 F_z

$$F_z = nF_n(\sin\alpha + f\cos\alpha) \quad (2.1)$$

式中 F_n ——每条膛线导转侧正压力;

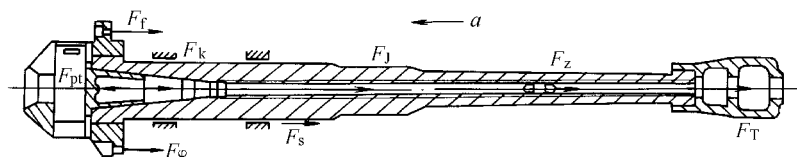


图 2.5 炮身轴向作用力

n —— 膛线数目；

α —— 膛线缠角；

f —— 弹带同膛线之间的摩擦系数,它随着弹丸速度的增高而减小,一般取 $f=0.1$ 。

通常 $F_z \leq 0.02 p_{tm} S$, 其中 p_{tm} 为药室底部的火药燃气最大压力(膛底最大压力), S 为炮膛断面面积。弹带轴向作用力 F_z 作用在药室底到弹丸膛内位置之间的一段身管上。

(2) 药室锥面产生的轴向力 F_k

$$F_k = p_t (S_t - S) \quad (2.2)$$

式中 p_t —— 药室底部的火药燃气压力(膛底压力)；

S_t —— 药室底面积。

(3) 炮口制退器对身管产生的拉力 F_T

$$F_T = (1 - \chi) p_g S \quad (2.3)$$

式中 χ —— 炮口制退器的冲量特征量, $1 \geq \chi > -1$ ；

p_g —— 炮口压力。

弹丸膛内运动时期的炮膛合力 F_{pt}

$$F_{pt} = F_t - F_k - F_z,$$

式中

$$F_t = p_t S_t$$

将式(2.2)带入得

$$F_{pt} = p_t S - F_z \quad (2.4)$$

因为

$$F_z \leq 0.02 p_{tm} S$$

所以,炮膛合力最大值

$$F_{ptm} \approx 0.98 p_{tm} S \quad (2.5)$$

在弹丸飞出炮口后的一段极短时间内(后效期)

$$F_{pt} = F_t - F_k - F_T \quad (2.6)$$

由内弹道计算结果可以求得发射时炮膛合力的变化曲线。

2. 炮身后坐时产生的惯性力 F_j



击发后,在炮膛合力作用下炮身加速后坐。此时,炮身各个横断面都承受着与后坐方向相反的惯性力的作用。为了计算惯性力,必须首先求出后坐加速度 a 。炮身后坐的运动方程为

$$m_0 \frac{d^2 x}{dt^2} = F_{pt} - F_R$$

式中 m_0 ——后坐部分质量;

$\frac{d^2 x}{dt^2}$ ——后坐加速度 a ;

F_R ——阻止炮身后坐的总阻力,称为后坐阻力,一般 $F_R = F_f + F_\phi + F_s - m_0 g \sin \varphi$,其中 F_f 为复进机力, F_ϕ 为制退机的液压阻力, F_s 为摩擦力, φ 为射角。

通常 F_R 取 $\left(\frac{1}{20} \sim \frac{1}{40}\right) F_{ptm}$,所以在计算惯性力 F_{Jl} 的最大值时,可以略去 F_R 。此时,炮身最大后坐加速度为

$$a_m = \frac{F_{ptm}}{m_0} \quad (2.7)$$

如图 2.6 所示,第 I 部分身管的惯性力 F_{Jl} ,作用于第 II 部分身管的 A-A 断面上。为求出惯性力 F_{Jl} ,我们取 I 段身管为自由(隔离)体。由于作用力和反作用力的大小相等,方向相反,在 I 段 A-A 断面上的作用力也为 F_{Jl} ,即 I 段在 F_{Jl} 的作用下以加速度 a 后坐。如 I 段的质量为 m_{sgl} ,由运动第二定律可知

$$F_{Jl} = m_{sgl} a$$

根据式(2.5)、式(2.7)得出身管某断面 A-A 上承受的最大惯性力的近似式为

图 2.6 炮身惯性力

$$F_{Jlm} = 0.98 \frac{m_{sgl}}{m_0} p_{im} S \approx \frac{m_{sgl}}{m_0} p_{im} S \quad (2.8)$$

由式(2.8)可知,身管尾端支撑面上承受的惯性力为最大。在校核身管(尤其活动衬管)的某些横断面及身管凸肩的强度时,要考虑惯性力的影响。

3. 反后坐装置的作用力

制退机和复进机通过杆或筒与炮身联结,制退机对炮身的作用力为

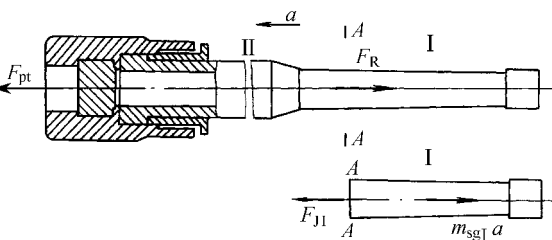
$$F_\phi = F_{\phi 0} + m_\phi a \quad (2.9)$$

复进机对炮身的作用力为

$$F_f = F_{f0} + m_f a \quad (2.10)$$

式中 m_ϕ ——制退机参与后坐部分的质量;

$F_{\phi 0}$ ——制退机液压阻力;





m_f ——复进机参与后坐部分的质量；

F_{f0} ——复进机力。

F_ϕ 、 F_f 的最大值可用来校核炮身与制退机和复进机联结零件的强度。

三、回转力矩(扭矩)

弹带通过膛线部时,导转侧作用的切向分力产生回转力矩,用 M_{hz} 表示。每根膛线导转侧上作用的切向分力 F_τ 为

$$F_\tau = F_n(\cos\alpha - f\sin\alpha) \quad (2.11)$$

F_τ 作用于导转侧的中点,即 F_τ 对炮膛轴线的力臂为 $(d+t)/2$,其中 t 为膛线深度。若用 n 表示膛线数目,则弹带对炮膛产生的回转力矩

$$M_{hz} = nF_n(\cos\alpha - f\sin\alpha) \frac{d+t}{2} \quad (2.12)$$

因为膛线一般均为右旋,故回转力矩 M_{hz} 的作用是促使身管向左回转。求出 M_{hz} 以后,就可以用来校核身管同炮尾联结键的强度、炮身后坐导向部的强度、衬管剪切强度等。

2.1.3 身管设计压力曲线

身管设计压力曲线是身管各截面在任何射击条件下所承受的火药燃气最大压力曲线,它是身管强度设计的基本依据。

由内弹道可知,弹丸在膛内运动时期,膛内的压力分布规律为

$$p_t > p_x > p_d$$

其中 p_x 为发射时身管任一截面的压力,如图 2.7 所示。 p_x 与弹底压力 p_d 的关系为

$$p_x = p_d \left[1 + \frac{m_\omega}{2\varphi_1 m_q} \left(1 - \frac{x^2}{L^2} \right) \right] \quad (2.13)$$

式中 L ——药室底至弹底的距离；

x ——截面至药室底的距离；

m_ω ——装药质量；

m_q ——弹丸质量；

φ_1 ——考虑弹丸旋转和摩擦的次要功计算系数(取 1.02)。

膛底压力 p_t 与弹底压力 p_d 的关系式为

$$p_t = p_d \left(1 + \frac{m_\omega}{2\varphi_1 m_q} \right) \quad (2.14)$$

为了研究方便,可以认为弹后空间各截面压

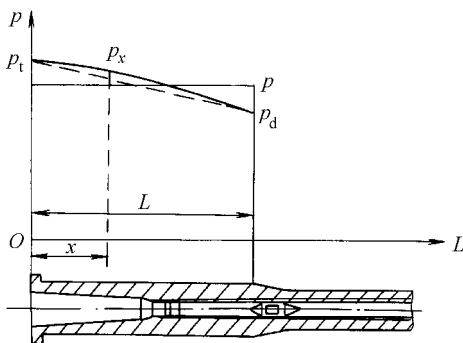


图 2.7 弹丸后部空间的压力曲线



力为一常量,此常量为上述压力分布曲线的积分平均值,称为内弹道平均压力,用 p 来表示。

$$p = p_d \left(1 + \frac{m_w}{3\varphi_1 m_d} \right) \quad (2.15)$$

p 是膛内压力的积分平均值,它并不代表某具体截面上的压力,在发射的任一瞬间 $p_i > p > p_d$ 。有时,为了研究方便,可以将此时膛内压力分布简化为直线规律,如图 2.7 中虚线所示。

设计身管时有两种常用的设计压力曲线。其一认为,发射时任一瞬间的膛内压力都是平均压力,即在任一瞬间弹后空间身管壁上都承受内弹道平均压力 p 的作用。由此得到的设计压力曲线称为“平均压力曲线”,依据此曲线设计身管的方法叫做“平均压力法”。其二认为,发射时任一瞬间的膛内压力分布是不均匀的,并且要考虑药温变化对压力规律的影响。由此得到的设计压力曲线称为“高低温压力曲线”,与此相应的身管设计方法称为“高低温法”。

一、平均压力曲线

平均压力曲线可以由内弹道解出的 $p-l$ 曲线求出。 $p-l$ 曲线的坐标原点为装填到位后弹底的位置。如已知弹底到药室底的长度(即药室长)为 l_{ys} ,则在以药室底为原点的坐标系中,横坐标 $L=l+l_{ys}$,相对应的平均压力曲线($p-L$)如图 2.8 所示。

在药室底到最大压力点 L_m 之间,身管各个截面在发射过程中所承受的压力最大值均为 p_m ,而由最大压力点 L_m 到炮口点 L_g 各截面所承受的最大压力为各点对应的 $p-l$ 曲线上的压力值。考虑到计算最大压力点的误差以及装填条件的变化会引起 L_m 位置的变化,通常将最大压力值向炮口方向延长 $(2\sim 3)d$,以保证身管工作时安全可靠。用平均压力法设计身管,虽然计算简单,但没有考虑膛内压力的实际分布规律,因此一般只作为初步设计的依据。

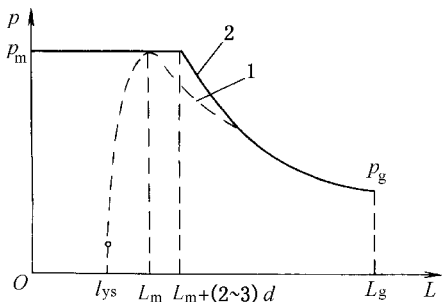


图 2.8 平均压力曲线

1— $p-l$ 曲线;2—设计压力曲线

二、高低温压力曲线

高低温压力曲线主要考虑两个因素:

- (1) 发射各瞬间膛内压力的分布;
- (2) 装药初温对压力曲线的影响。

为了得到高低温压力曲线,我们分两个步骤来分析。首先考虑膛内压力分布时的设计压力曲线,然后再考虑受装药初温影响的设计压力曲线。

1. 考虑膛内压力分布时的设计压力曲线



考虑膛内压力分布时的设计压力曲线与平均压力曲线不同的是先将内弹道解出的 $p-l$ 曲线换算成弹底压力曲线 p_d-l , 并利用膛底压力与平均压力的关系式(2.15)计算出最大膛底压力值 p_{tm} 。

$$p_{tm} = \left(1 + \lambda_1 \frac{m_\omega}{\varphi_1 m_q}\right) \frac{\varphi_1}{\varphi} p_m \quad (2.16)$$

其中 φ 为次要功计算系数, $\varphi = a + \lambda_2 \frac{m_\omega}{m_q}$; $\lambda_1 = \frac{\Lambda_g + 1}{2(1 + \Lambda_g)}$; $\lambda_2 = \frac{\Lambda_g + 1}{3(1 + \Lambda_g)}$; a 为取决于身管长度 L_{sg} 的系数(在 $L_{sg} < 25d$ 时, 取 $a = 1.06$; 在 $26d < L_{sg} < 40d$ 时取 $a = 1.05$; 在 $L_{sg} > 40d$ 时, 取 $a = 1.03$); $\chi = l_0/l_{ys}$ 为药室扩大系数; $l_0 = W_0/S$ 为药室自由容积缩颈长; l_{ys} 为药室长; W_0 为药室容积; S 为炮膛横截面面积; $\Lambda_g = l_g/l_0$ 为弹丸相对行程长; l_g 为弹丸行程长。

为了保证安全, 将最大弹底压力 p_{dm} 的作用点 L_m 向炮口方向移动 $1.5d$ 的距离, 并用直线连接最大膛底压力点 p_{tm} 和最大弹底压力点 p_{dm} 。为了简便, 将前移的最大压力点 p_{dm} 与燃烧结束点的 p_{dk} 也用直线连接, 如图 2.9 所示。考虑膛内压力分布时的设计压力曲线由以下三个线段组成:

- (1) $L=0$ 至 $L=L_m+1.5d$, 为 p_{tm} 至 p_{dm} 的直线;
- (2) $L=L_m+1.5d$ 至 $L=L_k$, 为 p_{dm} 至 p_{dk} 的直线;
- (3) $L=L_k$ 至 $L=L_g$ (炮口), 为 p_d-L 的 p_{dk} 至 p_{dg}

一段曲线。

2. 高低温压力曲线

火炮在作战条件下使用时, 装药温度受气温影响很大。为了保证安全, 身管设计压力曲线就要考虑装药温度的变化。我国目前采用的温度范围是: 标准常温为 15°C , 高温采用 50°C , 低温采用 -40°C 。

设: 装药温度为 t , 装药温度改变量为 $\Delta t = t - 15^\circ\text{C}$ 。当 $t = 50^\circ\text{C}$ 时, $\Delta t = 35^\circ\text{C}$; 当 $t = -40^\circ\text{C}$ 时, $\Delta t = -55^\circ\text{C}$ 。装药初温变化, 最大膛压也要变化, 其变化值为

$$p_m^t = p_m + \Delta p_m$$

其中 Δp_m 为装药初温变化引起的最大压力改变量, 由内弹道经验公式可知

$$\Delta p_m = m_t \Delta t p_m$$

由此得

$$p_m^t = (1 + m_t \Delta t) p_m \quad (2.17)$$

其中, m_t 为最大压力的温度修正系数。实际上, 装药的初温影响着火药的燃烧速度 u_1 。由内弹道学可知火药燃气压力全冲量 $I_k = e_1/u_1$, 式中 e_1 为火药的厚度。可见, 初温变化就使压力

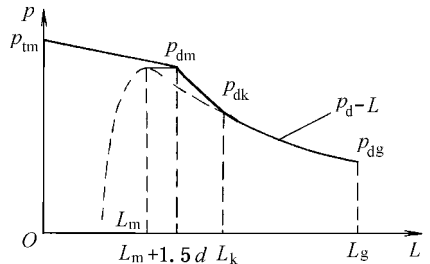


图 2.9 单发时身管设计压力曲线



全冲量 I_k 的数值改变:初温升高, u_I 增加, I_k 下降;反之, I_k 上升。这样,我们可以写出温度修正系数 m_t 同压力全冲量修正系数 m_{I_k} 的关系(此关系随火药不同而异)。初步计算时可以采用如下的关系式:

对于硝化棉系火药

$$m_t = 0.0027 m_{I_k}$$

对于硝化甘油系火药

$$m_t = 0.0035 m_{I_k}$$

系数 m_{I_k} 随装填密度 Δ 及最大压力 p_m 的不同而变化,表 2.1 给出了系数 m_{I_k} 的值。

表 2.1 系数 m_{I_k} 值

m_{I_k} $p_m / (\text{kgf} \cdot \text{cm}^{-2})^{①}$ $\Delta / (\text{kg} \cdot \text{dm}^{-3})$	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
500	0.92	1.02	1.00	0.92	0.80	0.70	0.63	0.57
1 000	1.02	1.28	1.33	1.41	1.32	1.19	1.08	0.98
1 500		0.96	1.40	1.50	1.43	1.32	1.22	1.13
2 000		0.59	1.41	1.53	1.49	1.40	1.32	1.24
2 500			1.28	1.50	1.50	1.46	1.40	1.33
3 000			0.98	1.40	1.50	1.50	1.46	1.40
3 500			0.50	1.23	1.45	1.51	1.50	1.44
4 000				1.03	1.36	1.48	1.50	1.46
4 500				0.80	1.24	1.42	1.48	1.47

① kgf/cm^2 为非法定计量单位, $1 \text{ kgf}/\text{cm}^2 = 98066.5 \text{ Pa}$

在高温 50°C 和低温 -40°C 的情况下,最大压力的可能变化范围可由上述修正公式(2.17)计算得到。实验证明,最大压力随温度的变化规律并不一定是线性的,而且随着火药品种的不同,出入较大。因此,为了保证设计的身管在工作时安全可靠,高温最大压力最好以弹道炮的实验数据为依据。

利用式(2.16)和式(2.17)可以计算出这两个温度的最大膛底压力 p_{tm}^{+50} 和 p_{tm}^{-40} 的值。并将内弹道计算得出的平均压力的高低曲线换算成弹底压力的高低曲线 $p_d^{+50} - l$ 和 $p_d^{-40} - l$ 。然后按“考虑膛内压力分布时的设计压力曲线”的绘制方法,在同一坐标中作出三条压力曲线: $p_d^{+50} - L$ 、 $p_d - L$ 、 $p_d^{-40} - L$ 。取其外包络线,就得出身管的高低温度压力曲线,如图 2.10 所示,因此高低温度法又叫做包络线法。目前在火炮设计时,都采用高低温度压力曲线作为身管强度设计的

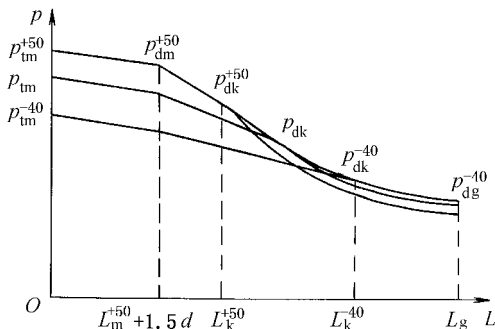


图 2.10 高低温度压力曲线



依据。

分析图 2.10 可以看出,当温度 $t=50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,燃烧结束点靠近药室底部;当温度 $t=-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,燃烧结束点靠近炮口;并可得出高低温压力曲线变化规律如下:

(1) 由 $L=0$ 到 $L=L_m^{+50}+1.5d$ 的压力曲线变化规律是线性的,用 p_{tm}^{+50} 到 p_{dm}^{+50} 的直线表示。

(2) 由 $L=L_m^{+50}+1.5d$ 到 $L=L_k^{+50}$ 的压力曲线变化规律是线性的,用 p_{dm}^{+50} 到 p_{dk}^{+50} 的直线表示。

(3) 由 $L=L_k^{+50}$ 到 $L=L_k^{-40}$ 的压力曲线变化规律用曲线 $p'_{dk}-L$ 表示。

(4) 由 $L=L_k^{-40}$ 到 $L=L_g$ 的压力曲线变化规律由曲线 $p_d^{-40}-L$ 表示。

对于加农炮,由于 $\eta_k=\Delta_k/\Delta_g\leq 0.7$,所以当装药初温下降时,会出现温度高于 $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的条件下燃烧结束点就已达到炮口的情况。也就是说,加农炮设计时不用 $p_d^{-40}-L$ 这段曲线,因为 $t=-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时炮口一段的压力曲线不是最高的。

三、高低温压力曲线计算方法

身管设计一般有两种情况:一是进行身管的初步设计和弹道炮身管的设计(弹道炮身管的膛内结构尺寸与战斗炮身管一样,但外壁应适当加厚,以适应弹道试验时调整和测定内弹道各参量的要求);二是用弹道炮进行弹道试验,确定装药结构以后,进行身管设计。第一种情况可以由内弹道解出的 $p-l$ 曲线求出平均压力曲线作为设计依据。第二种情况应该以高低温压力曲线为设计依据。在弹道试验中测量膛底压力时,如用铜柱测压器,其值为 $p_{m(T)}$ 。它比实际压力低 12%,因此膛底最大压力应为

$$p_{tm} = 1.12 p_{m(T)} \quad (2.18)$$

如用压电测压器测量膛底压力时,可以认为测量值即为 p_{tm} 。

用下式可由 $p_{m(T)}$ 求出内弹道最大压力 p_m 。

$$p_m = \frac{1.12\varphi}{\varphi_1 \left(1 + \lambda_1 \frac{m_\omega}{\varphi_1 m_q}\right)} p_{m(T)} \quad (2.19)$$

对于大初速的火炮,为了减少炮膛的烧蚀,在装药中要加入护膛剂。加入护膛剂后,由于药室容积减小,装药燃烧时,护膛剂分解又产生一部分气体,因而使最大压力 p_m 增大 3% 左右。另外由于护膛剂要吸收一部分火药的热量,因此初速要下降 0.5% 左右。当采用护膛剂时,为了修正护膛剂对最大压力 p_m 的影响,应在式(2.19)等号右方乘上系数 0.97(用于修正压力增大 3%),即

$$p_m = \frac{0.97 \times 1.12\varphi}{\varphi_1 \left(1 + \lambda_1 \frac{m_\omega}{\varphi_1 m_q}\right)} p_{m(T)} = \frac{1.086\varphi}{\varphi_1 \left(1 + \lambda_1 \frac{m_\omega}{\varphi_1 m_q}\right)} p_{m(T)} \quad (2.20)$$

对于加农炮取 $\varphi_1=1.02$,并忽略括号中的 φ_1 后可得



$$p_m = \frac{1.065\varphi}{1 + \lambda_1 \frac{m_w}{m_q}} p_{m(T)} \quad (2.21)$$

以前由于计算机不普及,为了计算方便,人们习惯于借助内弹道的压力表和换算公式,求出高低温压力曲线上的五个控制点(A、B、C、D、E)和 $p_{dk}^t - L$ 、 $p_d^{-40} - L$ 两段曲线(图 2.11),然后按照高低温曲线的变化规律用直线连接 A 点和 B 点、B 点和 C 点,用 $p_{dk}^t - l$ 曲线连接 C 点和 D 点,用 $p_d^{-40} - L$ 曲线连接 D 点和 E 点,即可得到身管的高低温压力曲线。具体方法可参阅内弹道学中的表解法。

现在计算机已非常普及,以往的内弹道解法(包括表解法和其他分析解法)已被计算机解法所代替,因此计算高低温压力曲线也比以前容易得多。只要在内弹道的燃速方程中乘上 $(1 + m_t \Delta t)$,并将式(2.19)、式(2.20)和式(2.21)中的 $p_{m(T)}$ 用 $p_{m(T)}' = (1 + m_t \Delta t) p_{m(T)}$ 代入计算出 p_m^t 。以 p_m^t 值为标准解出 $p^t - l$ 曲线,然后换算成 $p_d^t - l$ 曲线。由式(2.18)计算出高温膛底最大压力 $p_{tkm}^{+50} = 1.12 p_{m(T)}^{+50}$,再用计算机在同一坐标系中作出若干条曲线: $p_d^{+50} - L$ 、 $p_d^t - L$ 、 $p_d^{-40} - L$,根据身管设计的要求采集其外包络线上的若干点,即可得到高低温设计压力曲线。

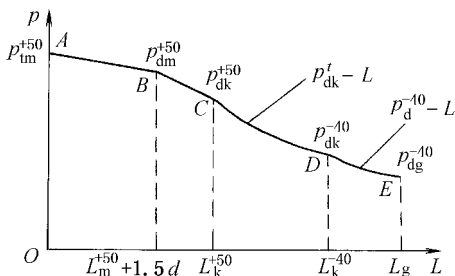


图 2.11 身管高低温压力曲线

曲线: $p_d^{+50} - L$ 、 $p_d^t - L$ 、 $p_d^{-40} - L$,根据身管设计的要求采集其外包络线上的若干点,即可得到高低温设计压力曲线。

四、确定加农炮炮口燃烧结束的装药初温

如前所述,一般加农炮的装药初温 $t = -40^\circ\text{C}$ 时, $L_k^{-40} > L_g$,即不到 -40°C 时,炮口已成为燃烧结束点,设计压力曲线只需计算到 $I_g = I_k$ 为止。因此对于加农炮身管,通常要算出燃烧结束点正好在炮口时的温度 t_g 。如果用传统的表解法计算设计压力曲线,此时可根据 $\Delta_g = \Delta_k$,在内弹道表上求出对应的 B 值及内弹道最大压力 p_m^t 。而

$$\Delta p_m = p_m^t - p_m$$

$$\Delta t = \frac{\Delta p_m}{m_t p_m}$$

$$\Delta t = t_g - 15^\circ\text{C}$$

所以

$$t_g = \frac{\Delta p_m}{m_t p_m} + 15^\circ\text{C} \quad (2.22)$$

如果用计算机编程计算设计压力曲线,最简单的方法就是参考同类现有火炮的炮口燃烧结束点的 t_g ,初选一个值代入程序试算,再根据计算结果进行调整,直到 $l_k = l_g$ 为止,并取此时



的装药初温 t 为 t_g 即可。

2.1.4 身管寿命

身管寿命是指火炮在按规定射击条件射击,身管在丧失要求的功能、安全性或毁坏之前,所发射的当量全装药炮弹数。

身管主要失效现象有:

(1) 炸膛。炸膛是射击时身管发生炸裂的事故,其主要由身管材料、弹药、环境、操作等问题引起。

(2) 胀膛。胀膛是由于膛压过大,身管内膛局部产生径向塑性永久变形,使直径扩大的现象,其主要由维护、保养、射击条件问题引起。

(3) 膛线剥落。膛线剥落是射击过程中,身管阳线部分剥离的现象。

(4) 炮膛挂铜。炮膛挂铜是射击过程中,弹丸上的铜弹带因受摩擦和挤压而使铜粘附在膛线表面的现象。

(5) 弹道性能降低。弹道性能降低是射击过程中,由于身管烧蚀、磨损等引起初速下降过大、射击密集度超标、膛压下降过大等现象。

身管寿命可分为烧蚀寿命和疲劳寿命。

烧蚀寿命是内膛主要因烧蚀而失效的时限。烧蚀寿命终止标准包括:①初速下降百分数超过规定值(5%~10%),一般可以通过测量药室增长量来评定烧蚀寿命等级;②射击密集度超过规定范围(如散布面积超过8倍);③膛线起始部磨损量超过规定值;④膛压下降致使一定数量(30%)的弹丸不能解脱引信保险或造成连续瞎火等;⑤弹带削光或出现横弹、近炸、早炸等。

疲劳寿命主要是由于疲劳裂纹扩展,直至突然破裂而失效的时限。一般身管的疲劳寿命大于烧蚀寿命。

在身管设计时,必须采取相应技术措施,提高身管寿命。主要技术措施包括:

- (1) 采用高能、低温、低烧蚀的发射药。
- (2) 采用大药室、低膛压发射。
- (3) 装药中加入缓蚀剂。
- (4) 加强身管散热(冷却等)。
- (5) 加强内膛表面处理(镀铬等耐蚀、耐磨覆层)。
- (6) 改进弹丸弹带结构和材料。
- (7) 改进身管材料(高强度)。
- (8) 改进身管制造工艺(自紧、活动衬管等)。



2.2 身管内膛结构及其设计

身管的内膛称为炮膛,根据有无膛线,炮膛可分为线膛和滑膛两种。线膛在火炮中广泛应用,而滑膛则可以视为线膛的一个特例,所以本节主要介绍线膛身管结构和设计中的一些问题。

一般线膛身管由药室部、坡膛、线膛部组成,如图 2.12 所示。

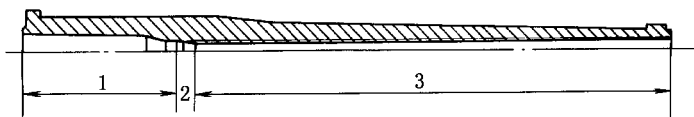


图 2.12 炮膛的结构

1—药室部;2—坡膛;3—线膛部

2.2.1 药室结构及设计时应注意的问题

一、药室

药室为身管内膛后部扩大部分,它的容积由内弹道设计决定,而结构形式主要决定于火炮的特性、弹药的结构及装填方式。药室作用是保证发射火药燃烧的空间,并同药筒或紧塞具一起共同密封炮膛。常见的药室结构有三种:药筒定装式的药室、药筒分装式的药室、药包装填式的药室。

1. 药筒定装式的药室

中小口径火炮的弹丸、发射药和药筒的质量均较小,可将它们装配成一个整体炮弹,射击时一次性装入炮膛,有利于提高射速。这种炮弹称为药筒定装式炮弹。其药筒称为定装式药筒。

装填药筒定装式炮弹的药室叫做药筒定装式药室,如图 2.13 所示。药筒定装式药室的形状结构与药筒的外形结构基本一样。为了容纳弹带,药室圆柱部的长度一般要比药筒口部的长度长出弹带的宽度。为了便于装填炮弹和射击后抽出药筒,药筒本体的外表面做成具有 $1/40 \sim 1/120$ 的锥度。药筒连接锥锥度的大小与火炮威力、身管

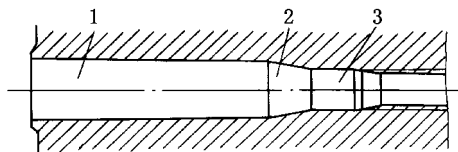


图 2.13 药筒定装式的药室结构

1—药室本体;2—连接锥;3—圆柱部

的结构尺寸和药筒工艺有关,常用的锥度范围为 $1/5 \sim 1/10$ 。为装填和抽筒方便,药室和药筒



之间留有适当的间隙,间隙的大小与药筒的强度有关。间隙太小,装填和抽筒不方便。间隙太大,会使药筒塑性变形过大甚至破裂,形成抽筒无力甚至卡壳的故障。一般药室本体的直径间隙为 $0.35 \sim 0.37 \text{ mm}$,连接锥部的直径间隙为 $0.2 \sim 0.8 \text{ mm}$,圆柱部的直径间隙为 $0.2 \sim 0.5 \text{ mm}$ 。应该指出,圆柱部的间隙与药筒材料特性对密闭火药燃气起着关键的作用,匹配合理,闭气性就好。此外,纵向尺寸和公差与炮弹在膛内装填时的定位有关。一般分底缘定位和肩部定位,设计时要区别对待。

2. 药筒分装式的药室

大口径的加农炮和榴弹炮,要用几种初速来增大射击范围,因此要采用变装药。另外大口径火炮的发射药、药筒、弹丸的质量很大,一次装填很困难。一般大口径火炮,如果装药盛于药筒之中,均采用药筒分装式炮弹。发射前,先将弹丸装入炮膛,然后再装药筒及发射药。

根据火炮性能和威力的不同,分装式药筒的结构分为两种:

第一种分装式药筒的结构形式与定装式药筒的结构形式基本相同,但药筒口部的长度比定装式药筒的短。这种结构的药筒一般多用于大威力的加农炮。对应于这种药筒的药室和药筒定装式的药室基本相同。

第二种分装式药筒的结构形式主要是药筒本体,没有连接锥和口部。对应的药室结构一般由药室本体和圆柱部组成,如图 2.14 所示。药室本体具有一定的锥度,以便射击后抽出药筒。

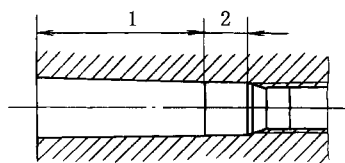


图 2.14 分装式药筒的药室结构

1—本体;2—圆柱部

3. 药包装填式的药室

大口径火炮,尤其是大口径自行火炮、舰炮和要塞炮的,药筒质量和体积都较大,使用不便,而且要消耗大量的铜或其他金属材料。一般在军舰和要塞内,往往都设有良好的弹药库和弹药运输装置,发射药可以不用药筒来保护。在这种情况下,常采用药包装填,对应于这种装填方式的药室,叫做药包装填式的药室,其结构如图 2.15 所示。

这种结构的药室一般由紧塞圆锥、圆柱本体和前圆锥(有的火炮没有这一部分)组成。为了防止射击时火药燃气从身管后面泄漏出来,要采用一种专门的紧塞具与紧塞圆锥相配合密闭火药燃气。紧塞圆锥的锥角一般为 $28^\circ \sim 30^\circ$ 。当药室扩大系数 χ 较小时,可省去前圆锥,药包装填的药室只由紧塞圆锥和圆柱本体组成,如图 2.16 所示。

二、坡膛

坡膛是药室与线膛部之间的过渡段,其结构如图 2.17 所示。坡膛的主要作用是连接药室与线膛部;对药筒分装式或药包分装式药室,在发射前还使弹丸定位,发射时使弹带由此切入膛线。

为了起到上述作用,坡膛具有一定的锥度,锥度的大小与弹带的结构、材料和炮身的寿命

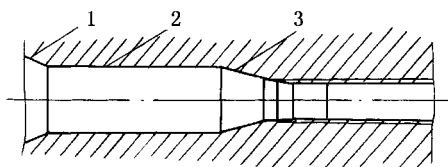


图 2.15 药包装填式的药室结构

1—紧塞圆锥;2—圆柱本体;3—前圆锥

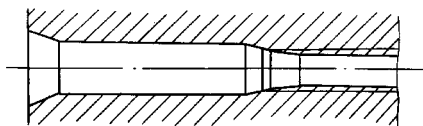


图 2.16 没有前圆锥的药包装填式药室

等有关。常用的坡膛锥度是 $1/5 \sim 1/10$ 。为了减小坡膛的磨损,可采用由两段圆锥组成的坡膛,如图 2.18 所示。为了保证弹丸定位可靠,第一段圆锥锥度应大些,一般取为 $1/10$;为了减小磨损,第二段圆锥锥度应小些,一般取为 $1/30 \sim 1/60$ 。膛线起点在第一段圆锥上。

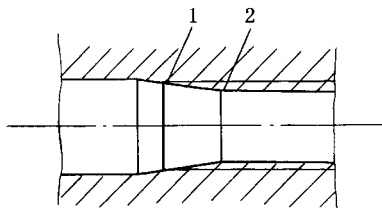


图 2.17 坡膛结构简图

1—膛线起点;2—膛线全深起点

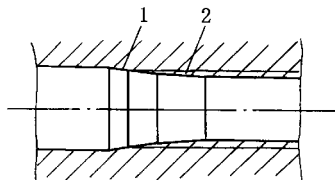


图 2.18 两个锥度的坡膛结构

1—第一锥段;2—第二锥段

三、确定药室结构时应注意的问题

药室的结构形式取决于炮弹的装填方式,而药室的结构尺寸,在采用药筒装填时则取决于药筒的外形尺寸。因而在设计这种结构的药室尺寸时,必须与药筒设计互相配合,共同来满足对火炮提出的要求。在采用药包装填时,则需根据紧塞具的结构尺寸和药包的结构尺寸来设计。

在确定药室结构时,应注意以下几个问题:

(1) 弹丸装填到位后,弹丸后面药室(或者药筒内腔)的容积应符合内弹道设计确定的药室容积 W_0 。因此,在采用药筒定装式炮弹时,应使药筒与弹丸结合好以后,药筒内腔的容积基本等于药室容积 W_0 。采用药筒分装式炮弹时,在弹丸和药筒装填好以后,弹丸后面所空的药室容积与药筒内的容积之和,应与内弹道所确定的药室容积 W_0 基本相等。

(2) 保证弹丸装填到位后,弹丸底面到药室底的距离与内弹道设计确定的药室长 l_{ys} 基本相等。内弹道设计确定的药室长 l_{ys} 是由药室缩颈长 l_0 与药室扩大系数 χ 确定的,即 $l_{ys} = l_0 / \chi$,而 $l_0 = W_0 / S$ 。药室扩大系数是根据火炮威力选取的一个经验系数,它的大小直接与药



室长 l_{ys} 有关。而药室长 l_{ys} 又与身管和闷体的结构尺寸、炮身的质量和质心位置等有关。设计过程中,往往要根据具体情况对 l_{ys} 进行调整,这样实际采用的药室长与原来内弹道所确定的药室长 l_{ys} 就不可能完全相等,实际的药室扩大系数与内弹道设计时所选用的药室扩大系数也不可能完全相同,但要求其差值不要太大。

(3) 保证便于装填和容易抽筒。

(4) 药室和药筒的工艺性要好。

2.2.2 膛线的结构及其设计

膛线是指在身管内表面上制造出的与身管轴线具有一定倾斜角度的螺旋槽。膛线对炮膛轴线的倾斜角叫做缠角,用符号 α 表示。

膛线绕炮膛旋转一周,在轴向移动的长度(相当于螺纹的导程),用口径的倍数表示,称为膛线的缠度,用符号 η 表示。如图 2.19 所示,缠角与缠度的关系为

$$\tan \alpha = \frac{BC}{AC} = \frac{\pi d}{\eta d} = \frac{\pi}{\eta}$$

上式说明缠角的正切与缠度成反比,当缠角增大时,缠度就减小。

一、膛线分类

根据膛线对炮膛轴线倾斜角度沿轴线变化规律的不同,膛线可分为等齐膛线、渐速膛线和混合膛线三种。

等齐膛线的缠角为一常数。若将炮膛展开成平面,则等齐膛线是一条直线,如图 2.19 所示。图中, AB 为膛线, AC 为炮膛轴线, α 为缠角, d 为口径。

等齐膛线在弹丸初速较大的火炮(如加农炮和高射炮)中广泛应用。等齐膛线的优点是容易加工,缺点是弹丸在膛内运动时,起始阶段弹带作用在膛线导转侧的力较大,并且此作用力的变化规律与膛压的变化规律相同,即最大作用力接近烧蚀磨损最严重的膛线起始部,因此对身管寿命不利。

渐速膛线的缠角为一变数,在膛线起始部缠角很小,有时甚至为零(以便减小此部位的磨损),向炮口方向逐渐增大。若将炮膛展开成平面,渐速膛线为一曲线,如图 2.20(a)所示。常用的曲线方程有:二次抛物线($y = ax^2$)、半立方抛物线($y = ax^{3/2}$)、正弦曲线($y = a \sin bx$)等,式中 a 、 b 为膛线的参数,是根据所要求的炮口缠角、起始缠角和膛线长来确定的。渐速膛线常用于弹丸初速较小的火炮如榴弹炮中。渐速膛线的优点是可采用不同曲线方程来调节膛线导转侧上作用力的大小。减小起始部的初缠角,就可以改善膛线起始部的受力情况,有利于缓解这个部位的磨损。缺点是炮口部膛线导转侧作用力较大、

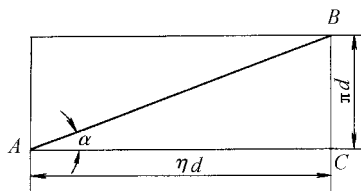


图 2.19 等齐膛线展示图



膛线制造的工艺过程较为复杂。

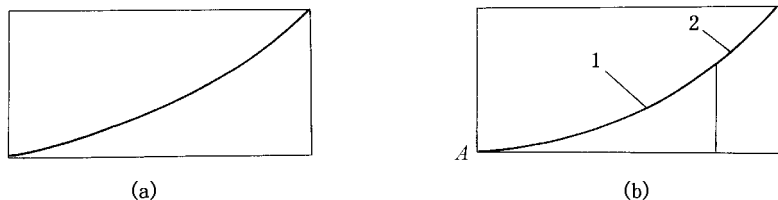


图 2.20 膛线的展开曲线

(a) 渐速膛线; (b) 混合膛线

1—渐速段; 2—等齐段

混合膛线吸取了等齐膛线和渐速膛线的优点,在膛线起始部采用渐速膛线,这样膛线起始部的缠角可以做得小些,甚至为零,以减小起始部的磨损;在确保弹丸旋转稳定性的前提下,在炮口部采用等齐膛线,以减小炮口部膛线的作用力。这种膛线的形状如图 2.20(b)所示。它是由一段曲线和一段直线组成的。

二、膛线的结构

膛线在炮膛横截面上的形状如图 2.21 所示。图中凸起的为阳线,凹进的为阴线(泛指膛线), a 为阳线宽、 b 为阴线宽、 t 为膛线深、 d 为阳线直径(口径), d_1 为阴线直径, R 为膛线根部圆角。为了加强膛线根部的强度,减小应力集中和便于射击后擦拭炮膛,必须将阳线与阴线连接处(即膛线根部)加工成圆角。

根据膛线深度与口径的比值(t/d)的不同,膛线又分为浅膛线(膛线深度约为口径的 1%)与深膛线(膛线深度约为口径的 2%)。

炮膛横截面上膛线的数目叫做膛线的条数,用 n 表示。

膛线条数用下式确定: $n = \frac{\pi d}{a+b}$ 。为了加工和测量方便,一般

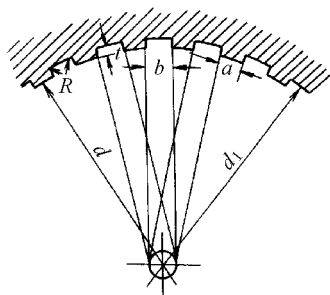


图 2.21 膛线形状

均将 n 做成 4 的倍数。膛线条数的多少与火炮威力、炮膛寿命和弹带的结构、材料有关。为了保证弹带强度,阴线宽度均大于阳线宽度。

三、膛线曲线的确定

在确定膛线曲线之前,首先要确定炮口缠度 η_l 和炮口缠角 α_1 。一般 η_l 是由外弹道和弹丸设计确定的, α_1 由以下关系式确定



$$\alpha_1 = \arctan \frac{\pi}{\eta_1}$$

若 $\alpha_1 < 7^\circ 30'$ ，一般将 α 取为常数，即采用等齐膛线。

若 $\alpha_1 > 7^\circ 30'$ ，一般采用渐速膛线或混合膛线。

在选用渐速膛线的曲线时应注意以下几个问题：

(1) 膛线缠角的变化不要使弹丸的最大角加速度和最大直线加速度相重合。因为弹带凸起部的作用力 F_n 与最大角加速度有关，弹丸应力与最大直线加速度有关，两者相重合对弹丸的强度不利。

(2) 炮口部的角加速度不要变化太大，以保证弹丸旋转速度的稳定。

(3) 对燃烧速度快的发射药，即速燃火药，膛线起始部的缠角应该取小些，以减小弹带切入的阻力。

膛线起始部的缠角 α_0 常用下述经验公式确定

$$\alpha_0 = (2\eta_g - 2.84\eta_g^2 + 1.84\eta_g^3)\alpha_1$$

或用近似式

$$\alpha_0 = (0.21 + 0.65\eta_g)\alpha_1$$

式中 $\eta_g = \frac{p_{pj}}{p_m}$ ——充满系数；

p_{pj} ——弹丸全行程的平均膛压；

p_m ——最大膛压。

膛线的炮口缠角和起始缠角确定后，即可选取所需的膛线曲线，一般常用的是二次抛物线。设二次抛物线的方程为 $y = ax^2$ ，已知膛线起始缠角为 α_0 ，炮口缠角为 α_1 ，膛线长为 l_{tx} ，如图 2.22 所示。假设抛物线上 M 和 M_1 两点间的曲线为所要求的膛线曲线。根据已知条件决定二次抛物线的参

数 a 和起点 x_0 。因为 $\frac{dy}{dx} = 2ax = \tan\alpha$ ，当 $x = x_0$ 时， $\tan\alpha = \tan\alpha_0$ ，即 $2ax_0 = \tan\alpha_0$ ； $x = x_1$ 时， $\tan\alpha = \tan\alpha_1$ ，即 $2ax_1 = \tan\alpha_1$ 。由此可得

$$a = \frac{\tan\alpha_1 - \tan\alpha_0}{2(x_1 - x_0)} = \frac{\tan\alpha_1 - \tan\alpha_0}{2l_{tx}}$$

$$x_0 = \frac{\tan\alpha_0}{2a} = \frac{l_{tx}\tan\alpha_0}{\tan\alpha_1 - \tan\alpha_0}$$

故二次抛物线的膛线方程为

$$y = \frac{\tan\alpha_1 - \tan\alpha_0}{2l_{tx}}x^2$$

式中 $x = x_0 + l_x$ ， l_x 为某一瞬间弹丸膛内行程长。

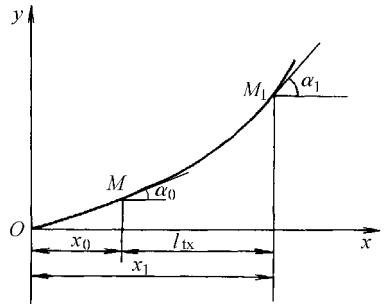


图 2.22 渐速膛线展开曲线



四、膛线结构参数的确定

膛线结构参数指膛线的宽度、深度和条数,一般在膛线类型确定后,根据火炮威力、用途和弹带的结构,并参考现有同类型火炮的膛线结构来选取。

在选取膛线结构参数时,常常遇到这样的矛盾:一方面,为了使弹丸在膛内导转可靠,要求膛线条数多而深;另一方面,为了减小弹带切入膛线的阻力,使起始部磨损小,又要求膛线条数少而浅。

目前,一般都根据经验公式来选取膛线的宽度、深度和条数。

(1) 当初速 $v_0 \leq 800$ m/s 时,阳线宽 a 与阴线宽 b 之间满足关系 $3a > b > 2a$; 膛线深 t 的范围为 $t = (0.010 \sim 0.015)d$; 膛线条数为 $n = \frac{\pi d}{a+b}$, 有时也可用经验公式来确定膛线条数: 对于加农炮 $n = 4d$; 对于榴弹炮 $n = 3d$, 式中口径的单位用 cm。为了便于加工和测量,应将膛线条数归整为 4 的倍数, (小口径火炮常归整为 2 的倍数)。

(2) 当初速 $v_0 > 800$ m/s 时,阳线宽 a 与阴线宽 b 之间满足关系 $2.1a > b > 1.4a$; 膛线深 $t = (0.015 \sim 0.020)d$; 膛线条数仍按上面的关系式确定。

从上述的经验公式可以看出,对大威力火炮,应适当增加阳线宽和膛线深,这主要是为了加强膛线的强度,提高炮膛使用寿命。此时为了保证弹带强度,应适当减少膛线条数。

五、发射时膛线的受力

发射前,弹丸的弹带外形是完整的,如图 2.23(a) 所示。为了密闭火药燃气,弹带的直径比阴线的直径要大一些。发射时,弹丸在火药燃气压力作用下切入膛线,在弹带上形成与膛线相对应的凹槽和凸起,如图 2.23(b) 所示。就是靠这些凹槽和凸起与膛线配合,使弹丸在作直线运动的同时,既减少火药燃气前泄,又迫使弹丸作旋转运动。

弹丸在膛内运动时,弹带与膛线导转侧间的相互作用力为 F_n , 摩擦力为 fF_n , 对膛线导转侧来说,正压力 F_n 沿膛线的法线方向,并指向导转侧,摩擦力 fF_n 与弹带运动方向相同,对弹丸来说方向刚好与上述相反,如图 2.24 所示。

取弹丸为自由体,可写出弹丸旋转运动的方程式

$$A \frac{d\omega}{dt} = n r F_n (\cos \alpha - f \sin \alpha)$$

式中 $A = m \rho^2$ —— 弹丸的极转惯量;

m —— 弹丸的质量;

ρ —— 弹丸的惯性半径;

ω —— 弹丸角速度;

n —— 膛线条数;

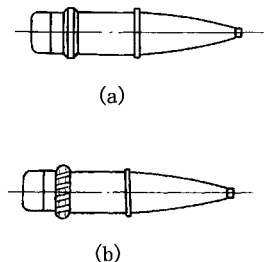


图 2.23 射击前后弹带形状
(a) 射击前形状; (b) 射击后形状

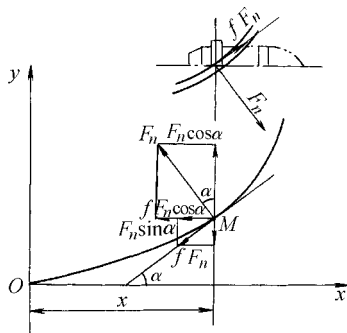


图 2.24 作用在膛线导转侧上的力

r ——口径之半;

α ——缠角;

f ——摩擦系数, f 与弹丸速度有关, 在计算中一般取 $f=0.10$ 。

弹丸的切线速度为 $r\omega$, 轴向速度为 v , 两者间的关系为 $\frac{r\omega}{v} = \tan\alpha$, 因此 $\omega = \frac{v \tan\alpha}{r}$, 即

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{r} \left(\frac{dv}{dt} \tan\alpha + v \frac{d\tan\alpha}{dx} \frac{dx}{dt} \right) = \frac{1}{r} \left(\frac{dv}{dt} \tan\alpha + v^2 \frac{d\tan\alpha}{dx} \right)$$

式中 x ——弹丸沿炮膛运动的行程。

将上式和 $A = m\rho^2$ 代入弹丸旋转运动的方程得

$$m\rho^2 \frac{1}{r} \left(\frac{dv}{dt} \tan\alpha + v^2 \frac{d\tan\alpha}{dx} \right) = nrF_n (\cos\alpha - f\sin\alpha)$$

整理后可得导转侧的正压力为

$$F_n = \frac{1}{n} \left(\frac{\rho}{r} \right)^2 \frac{m \frac{dv}{dt} \tan\alpha + mv^2 \frac{d\tan\alpha}{dx}}{\cos\alpha - f\sin\alpha}$$

为了确定 $m \frac{dv}{dt}$ 的值, 我们写出弹丸直线运动的方程式

$$m \frac{dv}{dt} = p_d S - nF_n (\sin\alpha + f\cos\alpha)$$

式中 p_d ——弹底压力;

S ——炮膛横断面的面积; $S = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{(ad^2 + bd_1^2)}{(a+b)}$

a, b ——阳线 and 阴线的宽度;

d_1 ——阴线直径;



d ——口径。

由于式中的第二项与第一项相比很小,故可认为

$$m \frac{dv}{dt} = p_d S$$

即有

$$F_n = \frac{1}{n} \left(\frac{\rho}{r} \right)^2 \frac{p_d S \tan \alpha + mv^2 \frac{d \tan \alpha}{dx}}{\cos \alpha - f \sin \alpha}$$

由于 $\alpha \leq 8^\circ$, 因此 $\cos \alpha - f \sin \alpha \approx 1$, 故

$$F_n = \frac{1}{n} \left(\frac{\rho}{r} \right)^2 \left(p_d S \tan \alpha + \frac{d \tan \alpha}{dx} \right)$$

对于等齐膛线

$$F_n = \frac{1}{n} \left(\frac{\rho}{r} \right)^2 p_d S \tan \alpha$$

对于二次抛物线膛线

$$F_n = \frac{1}{n} \left(\frac{\rho}{r} \right)^2 (p_d S \tan \alpha + mv 2a)$$

从膛线导转侧作用力 F_n 的公式和图 2.25 中可以看出:

(1) 等齐膛线作用力 F_n 的变化规律(曲线 1)与膛压的变化规律相同,当膛压达到最大值时, F_n 也达到最大值。这不论对身管的强度和寿命还是对弹丸的强度都是不利的。而渐速膛线则可选用不同曲线的膛线来控制 F_n 的变化规律(曲线 2),使其最大值的位置向炮口方向移动,这样可以减小膛线起始部的磨损,对身管寿命有利,但炮口部的 F_n 值增大。混合膛线则吸取二者的优点。它的 F_n 曲线(曲线 3)在炮口等齐膛线段与曲线 1 的规律相同,因而可以实现膛线起始部和炮口部 F_n 值都不大的要求。一些混合膛线将膛线起始部一段的缠角取做 0,这样有利于减少这个部位的烧蚀和磨损。

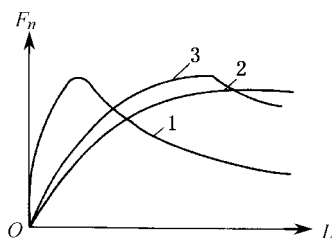


图 2.25 F_n 的变化规律

1—等齐膛线;2—渐速膛线;3—混合膛线

(2) 作用力 F_n 的大小与火炮威力、弹丸类型、膛线缠角和膛线条数等有关。火炮威力大时, F_n 也大,这对膛线和弹带强度都是不利的。膛线条数 n 增加时,作用力 F_n 减小,但膛线条数不宜过多,否则膛线宽度就要变窄,这对阳线的强度不利。

六、膛线强度的验算

膛线各参数确定后,还要验算膛线的强度。射击时,膛线受力情况较为复杂,有的作用力目前尚不能用数学模型来表示,故一般只根据所采用的膛线类型,求出作用在膛线导转侧与弹



带凸起部间的最大作用力 $F_{n \max}$, 以此来验算膛线的强度。验算膛线强度时, 将阳线看成为一端固定的悬臂梁, 并且假设作用力 $F_{n \max}$ 作用在弹带凸起部与膛线接触面的中心上 (如图 2.26)。

弯曲应力为

$$\sigma_w = \frac{F_{n \max} \cdot \frac{t}{2}}{W}$$

式中 t ——膛线深;

$W = \frac{1}{6} h a^2$ ——截面系数;

a ——阳线宽;

h ——弹带平均宽度。

剪应力为

$$\tau = \frac{F_{n \max}}{ah}$$

挤压应力为

$$\sigma_{ly} = \frac{F_{n \max}}{ht}$$

有时采用第三强度理论的相当应力验算膛线强度 $2\tau_{\max} = \sqrt{\sigma_w^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_p$, 其中 σ_p 为身管材料的比例极限。

目前, 一些制式火炮校核膛线强度时, 都采用上述方法。但是, 上述悬臂梁的应力公式只有当悬臂梁的长度比横截面的尺寸大 4 倍以上时, 才符合实际。而实际上, 膛线深不仅不大于阳线的宽和弹带的宽, 反而比它们小得多。这样求出的弯曲应力状态, 与膛线实际的应力状态不符。因而有些火炮在验算膛线强度时, 一般只校核阳线的挤压强度和剪切强度, 许用应力的值一般可参考现有制式火炮确定。

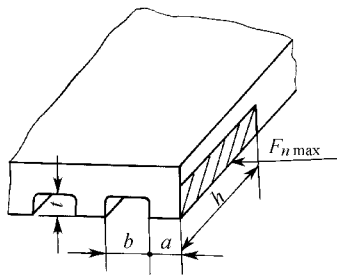


图 2.26 膛线强度校核简图

2.3 固体力学基础

在进行身管强度设计时, 通常把身管看成是由许多段理想的厚壁圆筒组成。对这些厚壁圆筒做以下五项基本假设:

- (1) 形状是理想的圆筒形;
- (2) 材料是均质和各向同性的;
- (3) 圆筒承受的压力垂直作用于筒壁表面且均匀分布;
- (4) 圆筒受力变形后仍保持其圆筒形, 任一横截面变形后仍为平面 (平面假设);
- (5) 压力是静载荷, 圆筒各质点均处于静力平衡状态。



这样,就把厚壁圆筒问题简化为静力作用下的轴对称问题。在上述假设条件下得出的计算公式将用于身管强度设计。显然,发射时身管受力和变形是不完全符合上述假设的,但利用厚壁圆筒公式计算身管强度比较简便,由此产生的与实际工作情况的偏差,可以利用合理地选择安全系数来加以考虑。

为了研究问题方便,我们在轴向截取一段圆筒,设其内径为 r_1 、外径为 r_2 ,它承受的内压为 p_1 ,外压为 p_2 ,如图 2.27 所示。

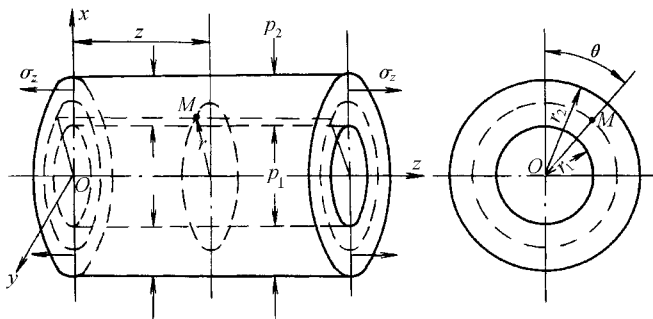


图 2.27 厚壁圆筒示力图

采用空间直角坐标系 $Oxyz$,其坐标原点在圆筒段左端的中心, z 轴为圆筒的中心线指向右方。 x, y 轴处于 O 点所在的圆筒横截面上。圆筒上各点采用圆柱坐标系,任一点 M 的位置由 r, θ, z 确定。

2.3.1 厚壁圆筒内的应力和应变

在圆筒壁内任取一单元体,此单元由轴向长度 dz 、夹角为 $d\theta$ 的二辐射面及半径各为 r 及 $r+dr$ 的同心圆柱面构成。作用在各面上的应力如图 2.28 所示,其中 σ_t 为切向应力、 σ_r 为径向应力、 σ_z 为轴向应力。假设各法向应力向外为正,向内为负。由轴对称假设可知,各平面都没有剪应力作用,因为如果存在剪应力,则单元体产生畸变时,就不能使截面保持为圆形截面了,因而 $\sigma_r, \sigma_t, \sigma_z$ 都是主应力。

在单元体上取直角坐标系,原点 O 位于二面角 $d\theta$ 的等分平面内单元体的中心上。取 Ox 轴指向半径增大的方向; Oy 轴为过 O 点的圆弧的切线,指向右方; Oz 轴平行于圆筒轴。现在利用已知条件确定圆筒的应力、应变的关系式。

我们要求出三个方向的应力 $\sigma_r, \sigma_t, \sigma_z$ 和三个方向的应变 $\epsilon_r, \epsilon_t, \epsilon_z$ 。采用材料力学中解超静定问题的方法来求解,其步骤为:①由静力平衡条件建立应力间的基本关系式;②通过变形的几何关系确定补充方程求出各应力、应变关系式;③再由边界条件确定各关系式中的常数代

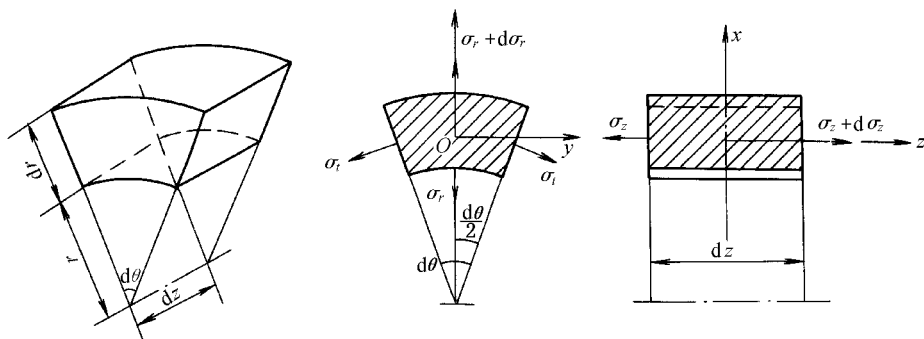


图 2.28 圆筒壁内单元体的主应力

入前述关系式,最后求得各应力、应变的公式。

1. 建立应力间的基本关系式

由 $\sum X = 0$, 有

$$(\sigma_r + d\sigma_r)(r + dr)d\theta dz - \sigma_r r d\theta dz - 2\sigma_t \sin \frac{d\theta}{2} dr dz = 0$$

略去高阶微量 $d\sigma_r dr d\theta dz$, 因为 $d\theta$ 很小, 以 $\frac{d\theta}{2}$ 代替 $\sin \frac{d\theta}{2}$, 展开上式整理之后得

$$\sigma_r + r \frac{d\sigma_r}{dr} - \sigma_t = 0 \quad (2.23)$$

由 $\sum Z = 0$, 得

$$(\sigma_z + d\sigma_z)r dr d\theta - \sigma_z r dr d\theta = 0$$

化简得

$$d\sigma_z = 0$$

所以

$$\sigma_z = \text{常数} \quad (2.24)$$

由 $\sum Y = 0$ 及 $\sum M = 0$ 求不到独立的方程, 因而不必列出。

由广义虎克定律, 三个方向的应变同应力之间的关系为

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_r &= \frac{1}{E}(\sigma_r - \mu\sigma_t - \mu\sigma_z) \\ \epsilon_t &= \frac{1}{E}(\sigma_t - \mu\sigma_z - \mu\sigma_r) \\ \epsilon_z &= \frac{1}{E}(\sigma_z - \mu\sigma_r - \mu\sigma_t) \end{aligned} \right\} \quad (2.25)$$



有三个主应力以后,很容易由式(2.25)求出三个方向的应变。 σ_z 为常数,而 σ_r 同 σ_t 之间只有一个关系式,为了解出各个应力和应变的表达式,必须再建立一个 σ_r 同 σ_t 的补充方程,补充方程需要利用变形的几何条件来建立。

2. 利用变形的几何条件建立补充方程

由平面假设可知,横截面上的各点在变形前后仍然在一个平面上,也就是说,此横截面各点的轴向应变同半径无关,用表达式写出为

$$\frac{d\epsilon_z}{dr} = 0 \quad (2.26)$$

将式(2.25)代入式(2.26)

$$\frac{d\epsilon_z}{dr} = \frac{d}{dr} \left[\frac{1}{E} (\sigma_z - \mu\sigma_r - \mu\sigma_t) \right] = 0$$

得

$$\frac{d}{dr} (\sigma_r + \sigma_t) = 0$$

积分之后得补充方程

$$\sigma_r + \sigma_t = 2C_1 \quad (2.27)$$

其中 $2C_1$ 是积分常数。代入式(2.23)消去 σ_t , 得

$$2\sigma_r + r \frac{d\sigma_r}{dr} = 2C_1$$

两端乘以 rdr

$$2\sigma_r r dr + r^2 d\sigma_r = 2C_1 r dr$$

即

$$d(r^2 \sigma_r) = d(C_1 r^2)$$

积分,并引入积分常数 C_2

$$r^2 \sigma_r = C_1 r^2 - C_2$$

或

$$\sigma_r = C_1 - \frac{C_2}{r^2} \quad (2.28)$$

将式(2.28)代入式(2.27),有

$$\sigma_t = C_1 + \frac{C_2}{r^2} \quad (2.29)$$

再将此二式代入式(2.25),有



$$\left. \begin{aligned} \epsilon_r &= \frac{1}{E} \left[C_1 (1 - \mu) - C_2 \frac{1 + \mu}{r^2} - \mu \sigma_z \right] \\ \epsilon_t &= \frac{1}{E} \left[C_1 (1 - \mu) + C_2 \frac{1 + \mu}{r^2} - \mu \sigma_z \right] \\ \epsilon_z &= \frac{1}{E} (2C_1 \mu + \sigma_z) \end{aligned} \right\} \quad (2.30)$$

式(2.28)、式(2.29)和式(2.30)为用积分常数 C_1 和 C_2 表示的圆筒壁内的应力、应变关系。对于一般合金钢来说, $\mu = 0.25 \sim 0.30$ 。但是,为了化简应变公式,常选 $\mu = 1/3$, 这样式(2.30)简化为

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_r &= \frac{1}{E} \left(-\frac{4}{3} \frac{C_2}{r^2} + \frac{2}{3} C_1 - \frac{1}{3} \sigma_z \right) \\ \epsilon_t &= \frac{1}{E} \left(\frac{4}{3} \frac{C_2}{r^2} + \frac{2}{3} C_1 - \frac{1}{3} \sigma_z \right) \\ \epsilon_z &= \frac{1}{E} \left(-\frac{2}{3} C_1 + \sigma_z \right) \end{aligned} \right\} \quad (2.31)$$

由式(2.28)至式(2.31)可求得如下关系式

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r + \sigma_t &= 2C_1 \\ (\sigma_t - \sigma_r)r^2 &= 2C_2 \\ \epsilon_r + \epsilon_t &= \frac{2}{E} [(1 - \mu)C_1 - \mu \sigma_z] = \frac{2}{3E} (2C_1 - \sigma_z) \\ (\epsilon_t - \epsilon_r)r^2 &= \frac{2}{E} (1 + \mu)C_2 = \frac{8}{3E} C_2 \end{aligned} \right\} \quad (2.32)$$

上面求出的应力、应变公式中,都有积分常数 C_1 、 C_2 ,为了得出 C_1 、 C_2 同已知参量的关系,必须利用已知的边界条件。

3. 由边界条件确定 C_1 、 C_2

已知内压 p_1 和外压 p_2 ,可以写出边界条件如下:

$$\left. \begin{array}{ll} \text{内表面} & r = r_1 \quad \sigma_{r1} = -p_1 \\ \text{外表面} & r = r_2 \quad \sigma_{r2} = -p_2 \end{array} \right\} \quad (2.33)$$

将其分别代入式(2.28),得

$$\left\{ \begin{aligned} -p_1 &= C_1 - \frac{C_2}{r_1^2} \\ -p_2 &= C_1 - \frac{C_2}{r_2^2} \end{aligned} \right.$$

由此可确定积分常数



$$\left. \begin{aligned} C_1 &= \frac{p_1 r_1^2 - p_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \\ C_2 &= \frac{(p_1 - p_2) r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \end{aligned} \right\} \quad (2.34)$$

将 C_1 、 C_2 代入各应力、应变关系式化简后(习惯上用压力 p 代替 $-\sigma_r$), 得

$$p = -\sigma_r = p_1 \frac{r_1^2}{r^2} \cdot \frac{r_2^2 - r^2}{r_2^2 - r_1^2} + p_2 \frac{r_2^2}{r^2} \cdot \frac{r^2 - r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (2.35)$$

$$\sigma_t = p_1 \frac{r_1^2}{r^2} \cdot \frac{r_2^2 + r^2}{r_2^2 - r_1^2} - p_2 \frac{r_2^2}{r^2} \cdot \frac{r^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (2.36)$$

$\sigma_z = \text{常数}$

$$\epsilon_r = \frac{1}{E} \left[-p_1 \frac{r_1^2}{r^2} \cdot \frac{(1+\mu)r_2^2 - (1-\mu)r^2}{r_2^2 - r_1^2} - p_2 \frac{r_2^2}{r^2} \cdot \frac{(1-\mu)r^2 - (1+\mu)r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \mu \sigma_z \right] \quad (2.37)$$

$$\epsilon_t = \frac{1}{E} \left[p_1 \frac{r_1^2}{r^2} \cdot \frac{(1+\mu)r_2^2 + (1-\mu)r^2}{r_2^2 - r_1^2} - p_2 \frac{r_2^2}{r^2} \cdot \frac{(1-\mu)r^2 + (1+\mu)r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \mu \sigma_z \right] \quad (2.38)$$

$$\epsilon_z = \frac{1}{E} \left[-\frac{2\mu(p_1 r_1^2 - p_2 r_2^2)}{r_2^2 - r_1^2} + \sigma_z \right] \quad (2.39)$$

如取 $\mu = \frac{1}{3}$ 则有

$$\epsilon_r = \frac{1}{E} \left(-\frac{2}{3} p_1 \frac{r_1^2}{r^2} \cdot \frac{2r_2^2 - r^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{2}{3} p_2 \frac{r_2^2}{r^2} \cdot \frac{r^2 - 2r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{1}{3} \sigma_z \right) \quad (2.40)$$

$$\epsilon_t = \frac{1}{E} \left(\frac{2}{3} p_1 \frac{r_1^2}{r^2} \cdot \frac{2r_2^2 + r^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{2}{3} p_2 \frac{r_2^2}{r^2} \cdot \frac{r^2 + 2r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{1}{3} \sigma_z \right) \quad (2.41)$$

$$\epsilon_z = \frac{1}{E} \left(-\frac{2}{3} \cdot \frac{p_1 r_1^2 - p_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} + \sigma_z \right) \quad (2.42)$$

从这些公式中看出:

- (1) 径向和切向的应力与应变都同内压和外压呈线性关系;
- (2) 径向和切向的应力与应变都随 r^2 而变化;
- (3) 轴向应力为常数, 轴向应变不仅与轴向应力有关而且与内压和外压有关。

对于单筒身管, 外压 $p_2 = 0$, 轴向应力 σ_z 可以忽略, 上述公式可简化为

$$p = p_1 \frac{r_1^2}{r^2} \cdot \frac{r_2^2 - r^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (2.43)$$

$$\sigma_t = p_1 \frac{r_1^2}{r^2} \cdot \frac{r_2^2 + r^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (2.44)$$

$$E\epsilon_r = -\frac{2}{3} p_1 \frac{r_1^2}{r^2} \cdot \frac{2r_2^2 - r^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (2.45)$$

$$E\epsilon_t = \frac{2}{3} p_1 \frac{r_1^2}{r^2} \cdot \frac{2r_2^2 + r^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (2.46)$$



在身管设计中,目前仍主要采用第二强度理论,即最大应变理论。 $E\epsilon$ 称为第二强度理论的相当应力。 $E\epsilon_r$ 和 $E\epsilon_t$ 为径向相当应力和切向相当应力。由式(2.45)和式(2.46)可以看出单筒身管壁内产生的最大相当应力是 $E\epsilon_t$ 。

身管壁实际上存在着轴向应力的作用,它是由火药燃气作用力、炮身后坐惯性力、弹带作用力的炮口制退器作用力等产生。若将身管看成具有封闭的底,承受着内压 p_1 和外压 p_2 的作用(如图 2.29 所示),则其轴向应力 σ_z 为

$$\sigma_z = \frac{p_1 \pi r_1^2 - p_2 \pi r_2^2}{\pi r_2^2 - \pi r_1^2}$$

即

$$\sigma_z = \frac{p_1 r_1^2 - p_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (2.47)$$

当外压 $p_2 = 0$ 时,轴向应力

$$\sigma_z = \frac{p_1 r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (2.48)$$

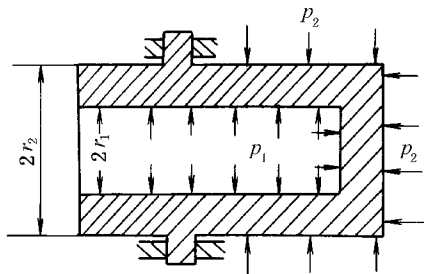


图 2.29 带底厚壁圆筒受力简图

2.3.2 厚壁圆筒内的应变与位移

在圆筒半径 r 处取厚为 dr , 长为 dz 的圆环(图 2.30 和图 2.31)。根据轴对称假设,在压力作用下,圆环上 A 点移动到 A' 点,径向位移为 u ; B 点移动到 B' 点,径向位移为 $u + du$; C 点移动到 C' 点,轴向位移为 ω ; D 点移动到 D' 点,轴向位移为 $\omega + d\omega$ 。

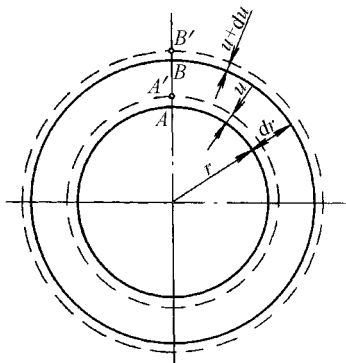


图 2.30 圆筒壁的径向、切向变形

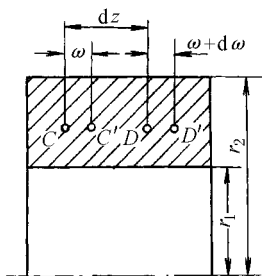


图 2.31 圆筒壁的轴向变形



1. 径向应变

圆环沿半径方向在变形前 $AB = dr$, 变形后为 $A'B' = dr - u + u + du = dr + du$ 。径向应变为

$$\epsilon_r = \frac{A'B' - AB}{AB} = \frac{(dr + du) - dr}{dr}$$

即

$$\epsilon_r = \frac{du}{dr} \quad (2.49)$$

2. 切向应变

变形前圆周长为 $2\pi r$, 变形后为 $2\pi(r+u)$, 因此切向应变 ϵ_t 为

$$\epsilon_t = \frac{2\pi(r+u) - 2\pi r}{2\pi r}$$

即

$$\epsilon_t = \frac{u}{r} \quad (2.50)$$

3. 轴向应变

$$\epsilon_z = \frac{C'D' - CD}{CD} = \frac{(dz + d\omega) - dz}{dz}$$

即

$$\epsilon_z = \frac{d\omega}{dz} \quad (2.51)$$

2.4 单筒身管设计理论与方法

单筒身管是一个单层的圆筒, 射击前管壁内没有人造的预应力。射击时, 发射药点燃后, 火药燃气压力作用在身管内表面上, 迫使身管向外膨胀。如何保证身管在火药燃气压力作用下不产生塑性变形, 就是本节所要研究的身管强度设计问题。

2.4.1 单筒身管的弹性强度极限

火炮在各种复杂情况下射击时, 身管都必须具有足够的强度。身管在火药燃气压力作用下, 不但不能产生破裂(通常称为炸膛), 而且内表面不能产生塑性变形(通常称为胀膛)。单筒身管不产生塑性变形时所能承受的最大内压力, 称为单筒身管弹性强度极限。当内压小于或等于身管弹性强度极限时, 身管内表面只产生弹性变形。当内压超过身管弹性强度极限时, 身管内表面就要产生塑性变形。因此一般就以身管弹性强度极限的大小来表示身管强度的



高低。

为了简化问题,我们在厚壁圆筒基本假设的基础上再补充以下几个假设:

(1) 单筒身管的任一横截面是一个内半径为 r_1 、外半径为 r_2 的厚壁圆筒(图 2.32);

(2) 身管外表面的压力为零;

(3) 忽略身管的轴向力的作用。

下面我们以常用的几种强度理论来研究单筒身管的弹性强度极限以及轴向应力对身管强度的影响。

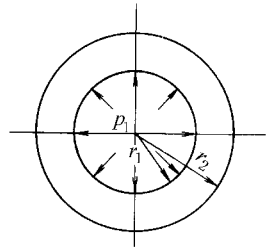


图 2.32 单筒身管横截面简图

一、采用第二强度理论的身管弹性强度极限

第二强度理论认为,材料的危险状态是由最大拉伸线应变引起的,故也叫做最大线应变理论。根据身管不产生塑性变形的要求,其壁内的最大应变 ϵ_{\max} 必须满足条件

$$\epsilon_{\max} \leq \epsilon_p$$

式中 $\epsilon_p = \frac{\sigma_p}{E}$ 为身管材料拉伸应力达到材料比例极限 σ_p 时的应变, E 为材料的弹性模量。

因此上式可写成

$$E\epsilon_{\max} \leq \sigma_p$$

发射时,当身管壁内产生的最大相当应力 $E\epsilon_{\max} = \sigma_p$ 时,表示身管在火药燃气压力作用下,其内表面材料达到极限状态。

由厚壁圆筒理论可知,发射时单筒身管壁内产生的最大相当应力是切向相当应力 $E\epsilon_t$,其最大值产生在身管内表面上。因此将 $r = r_1$ 代入式(2.46)得

$$E\epsilon_{t_1} = \frac{2}{3} p_1 \frac{2r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}$$

设内压 P_1 为采用第二强度理论的身管弹性强度极限,则当 $E\epsilon_{t_1} = \sigma_p$ 时, $p_1 = P_1$,代入上式得

$$P_1 = \frac{3}{2} \sigma_p \frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_2^2 + r_1^2} \quad (2.52)$$

令 $a = \frac{r_2}{r_1}$,则上式可简化为

$$P_1 = \frac{3}{2} \sigma_p \frac{a^2 - 1}{2a^2 + 1} \quad (2.53)$$

当身管材料和强度等级选定后, σ_p 就确定了,此时 P_1 的大小仅取决于身管的内外径的比值 a 。



二、采用第三强度理论的身管弹性强度极限

第三强度理论认为,材料的危险状态是由最大剪应力引起的,故也叫最大剪应力理论。由材料力学可知,最大剪应力等于最大主应力 σ_1 和最小主应力 σ_3 差值的一半,且简单拉伸时材料到达比例极限时的最大剪应力为 $\sigma_P/2$,即

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

$$\tau_P = \frac{\sigma_P}{2}$$

因此身管不产生塑性变形的条件为

$$\sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_P$$

由厚壁圆筒理论可知,单筒身管最大的主应力是内表面的切向应力 σ_{t1} ,最小的主应力是内表面的径向应力 σ_{r1} 。这样,身管强度条件可写为

$$\sigma_{t1} - \sigma_{r1} \leq \sigma_P$$

根据单筒身管的受力条件,应用厚壁圆筒的公式推出内表面的切向应力

$$\sigma_{t1} = p_1 \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}$$

内表面的径向应力

$$\sigma_{r1} = -p_1$$

设内压 $P_{1\text{III}}$ 为第三强度理论的单筒身管弹性强度极限,则将 σ_{t1} 和 σ_{r1} 代入身管的强度条件中,取 $\sigma_{t1} - \sigma_{r1} = \sigma_P$ 时, $p_1 = P_{1\text{III}}$,即可得

$$P_{1\text{III}} = \sigma_P \frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_2^2} \quad (2.54)$$

或

$$P_{1\text{III}} = \sigma_P \frac{a^2 - 1}{2a^2} \quad (2.55)$$

三、采用第四强度理论的身管弹性强度极限

第四强度理论认为,材料的危险状态是由形状变形比能达到极限值引起的,故也叫最大变形能理论。第四强度理论的强度条件为

$$\frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \leq \sigma_P$$

根据厚壁圆筒理论和单筒身管的受力情况可知: $\sigma_1 = \sigma_{t1}$, $\sigma_2 = \sigma_z = 0$, $\sigma_3 = \sigma_{r1}$ 。代入上式得

$$\sqrt{\sigma_{t1}^2 - \sigma_{t1}\sigma_{r1} + \sigma_{r1}^2} \leq \sigma_P$$

设内压 $P_{1\text{IV}}$ 为第四强度理论的身管弹性强度极限,将 σ_{t1} 和 σ_{r1} 的表达式代入上式,并取极限情况时的内压 $p_1 = P_{1\text{IV}}$,则得



$$P_{1\text{N}} = \sigma_P \frac{r_2^2 - r_1^2}{\sqrt{3r_2^4 + r_1^4}} \quad (2.56)$$

或

$$P_{1\text{N}} = \sigma_P \frac{a^2 - 1}{\sqrt{3a^4 - 1}} \quad (2.57)$$

从以上的研究中可以看出,对一定材料和尺寸的身管,由于采用的强度理论不同,所得到的身管弹性强度极限公式也不相同。具体地说,对同一身管,可以得出三种不同数值的身管弹性强度极限。实验结果表明,第二强度理论适用于脆性材料,第三、第四强度理论适用于塑性材料。一般,在复杂应力状态下,第四强度理论可较确切地反映出构件的应力状态。为了弥补各强度理论与实际的差别,在采用不同强度理论设计身管强度时,都要选用相应的安全系数,使设计尽可能地同实际情况相接近。

在上述讨论中,不论采用哪一种强度理论研究单筒身管弹性强度极限,我们都认为所受的是静压力。实际射击时,作用在身管内的火药燃气的压力,在相当短的时间内(一般为千分之几秒)增高到最大值。材料的动载极限应力同静载极限应力有很大区别,射击时身管变形速度很快,其比例极限比静拉伸的情况下所确定出来的比例极限值要高。

四、轴向应力对身管强度的影响

发射时,身管实际是受轴向拉应力作用的,如身管后坐产生的惯性力,药室的锥面所引起的轴向力等。为了简化,采用两端带底并只承受内压 p_1 作用的厚壁圆筒来确定轴向应力 σ_z 。当外压 $p_2 = 0$ 时,由式(2.47)得

$$\sigma_z = \frac{p_1 r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}$$

因此若考虑轴向应力的影响,则身管内表面上产生的切向相当应力为

$$\begin{aligned} E\epsilon_{t1} &= \frac{2}{3} p_1 \frac{2r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{1}{3} \sigma_z \\ &= \frac{2}{3} p_1 \frac{2r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{1}{3} p_1 \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \\ &= \frac{1}{3} p_1 \frac{4r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \end{aligned}$$

若采用第二强度理论,即当 $E\epsilon_{t1} = \sigma_P$ 时, $P_1 = P_{1z}$ (下标 z 表示考虑了轴向应力的影响),则

$$P_{1z} = 3\sigma_P \frac{r_2^2 - r_1^2}{4r_2^2 + r_1^2} \quad (2.58)$$

比较一下考虑轴向应力和忽略轴向应力的第二强度理论的单筒身管弹性强度极限。即

$$\frac{P_{1z}}{P_1} = \frac{3\sigma_P \frac{r_2^2 - r_1^2}{4r_2^2 + r_1^2}}{\frac{3}{2}\sigma_P \frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_2^2 - r_1^2}} = \frac{4r_2^2 + 2r_1^2}{4r_2^2 + r_1^2} > 1$$



由此可知,考虑轴向应力 σ_z 时,身管弹性强度极限比忽略轴向应力的要大。因而在设计身管强度时,采用忽略轴向应力的身管弹性强度极限公式更安全。

同样,可以推导出第四强度理论考虑轴向应力 σ_z 时单筒身管弹性强度极限为

$$P_{1\text{IV}} = \frac{1}{\sqrt{3}}\sigma_P \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_2^2} \quad (2.59)$$

这里应该指出的是,上述轴向力的计算与身管实际承受的轴向力数值上是不相同的。

五、身管弹性强度极限与壁厚的关系

随着战术和技术的发展,要求不断地提高火炮的威力和机动性,或者从总体考虑要求必须严格限制身管的横向尺寸,这就要求身管不断地提高强度而质量或横向尺寸又不能过大,尤其是设计航炮、坦克炮、自行炮、迫击炮及无后坐力炮时,减小身管质量或减小横向尺寸更是十分重要的。

一般说来,要提高火炮威力,就得提高身管弹性强度极限,我们从各强度理论的身管弹性强度极限公式中可以看出,身管弹性强度极限的大小与身管的材料和壁厚有关。当身管结构尺寸选定后,身管弹性强度极限的大小与身管材料的比例极限成正比。

下面研究身管弹性强度极限与壁厚的关系,以便设计身管时能合理地使用金属材料。第二强度理论的身管弹性强度极限 P_1 与壁厚的关系为

$$P_1 = \frac{3}{2}\sigma_P \frac{a^2 - 1}{2a^2 + 1}$$

上式对 a 求导数,即

$$\frac{dP_1}{da} = \frac{3}{2}\sigma_P \frac{(2a^2 + 1)2a - (a^2 - 1)4a}{(2a^2 + 1)^2} = \frac{3}{2}\sigma_P \frac{6a}{(2a^2 + 1)^2} > 0$$

从得出的结果看出, P_1 随半径比 a 的增加而增加,但是随着半径比 a 的增加, P_1 增加的越来越小。当外半径 r_2 趋向无穷大时,上式的极限值为

$$\lim_{a \rightarrow \infty} P_1 = \lim_{a \rightarrow \infty} \frac{3}{2}\sigma_P \frac{a^2 - 1}{2a^2 + 1} = \lim_{a \rightarrow \infty} \frac{3}{2}\sigma_P \frac{1 - \frac{1}{a^2}}{2 + \frac{1}{a^2}} = \frac{3}{4}\sigma_P = 0.75\sigma_P$$

这就是说,当身管外半径 r_2 (或 a) 趋向无穷大时,第二强度理论的弹性强度极限 P_1 也只趋向一个极限值 $0.75\sigma_P$ 。表 2.2 列出 P_1/σ_P 值随壁厚的变化关系。

表 2.2 第二强度理论的 P_1/σ_P 值随壁厚的变化

$(r_2 - r_1)/d_1$	0.10	0.25	0.50	0.75	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	∞
r_2/r_1	1.2	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	∞
P_1/σ_P	0.17	0.34	0.50	0.58	0.63	0.66	0.68	0.69	0.70	0.75



用同样方法可以研究第三、第四强度理论的弹性强度极限与壁厚的关系。当身管外半径 r_2 趋向无穷大时, 它们的弹性强度极限的最大值也分别趋向一个极限值, 即

$$\lim_{a \rightarrow \infty} P_{1\text{III}} = \frac{1}{2} \sigma_P = 0.5 \sigma_P$$

$$\lim_{a \rightarrow \infty} P_{1\text{IV}} = \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_P = 0.577 \sigma_P$$

图 2.33 给出了这三种强度理论的身管弹性强度极限和身管的相对质量随半径比的变化曲线。单位长度身管质量 m_{sg} 的近似式为

$$m_{\text{sg}} = \pi(r_2^2 - r_1^2)\rho = \pi r_1^2 \rho \left(\frac{r_2^2}{r_1^2} - 1 \right)$$

单位长度内膛金属质量的近似式为

$$m_1 = \pi r_1^2 \rho$$

式中 ρ 为密度。因此身管的相对质量为

$$\frac{m_{\text{sg}}}{m_1} = \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 - 1$$

从图 2.33 中可以看出, 当 r_2/r_1 接近或超过 3 以后, 随着 r_2/r_1 的增加, 各强度理论的身管弹性强度极限都增加得很慢。相反, 身管的相对质量却增加的很快。因此, 设计身管时, 壁厚选取在三倍口径以下 (即 $r_2/r_1 \leq 3$) 比较适合。在制式火炮中, 常用的 r_2/r_1 值如下: 加农炮和高射炮为 2.0~3.0; 榴弹炮为 1.7~2.0。

根据式(2.46)可知, 内表面($r=r_1$)上的切向相当应力

$$E\varepsilon_{t1} = \frac{2}{3} p_1 \frac{2r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} = \frac{2}{3} p_1 \frac{2a^2 + 1}{a^2 - 1}$$

外表面($r=r_2$)上的切向相当应力

$$E\varepsilon_{t2} = p_1 \frac{2r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} = p_1 \frac{2}{a^2 - 1}$$

内外表面切向相当应力的比值为

$$\frac{E\varepsilon_{t1}}{E\varepsilon_{t2}} = \frac{1}{3} (2a^2 + 1)$$

上式说明, 单筒身管内外表面切向相当应力的比与内外半径比的平方成正比。其变化曲线如图 2.34 所示。

这条曲线说明, 身管壁较薄时, 其内外表面的切向相当应力相差不大, 亦即壁内应力分布的较为均匀; 而随外半径的增大, 内、外表面切向相当应力的差值就越来越大。身管壁内应力分布越来越不均匀。当 $r_2/r_1 = 3$ 时, 内、外表面切向相当应力之比达到 6.33。因此, 单筒身管 $r_2/r_1 > 3$ 后, 用增加壁厚来提高身管弹性强度极限是不恰当的, 此时应采用筒紧或自紧身管。

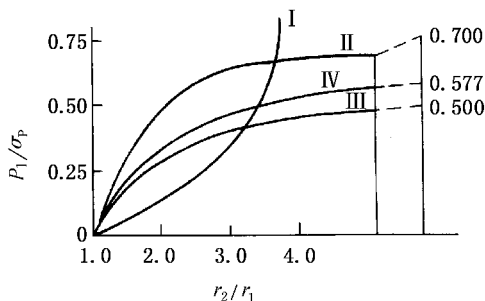


图 2.33 P_1/σ_p 随 r_2/r_1 的变化曲线

I—身管相对质量随 r_2/r_1 变化的曲线；II— P_1/σ_p 随 r_2/r_1 变化的曲线；III— P_{1III} 随 r_2/r_1 变化的曲线；IV— P_{1IV}/σ_p 随 r_2/r_1 变化的曲线

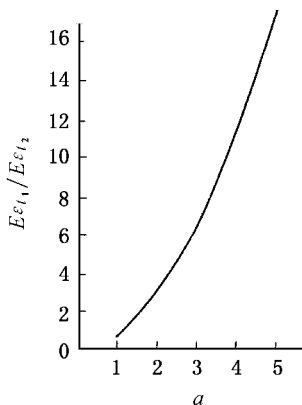


图 2.34 身管内、外表面上相当切向应力的比值与壁厚关系

2.4.2 单筒身管理论强度曲线

一、安全系数

由前面所建立的身管弹性强度极限公式计算的身管强度与实际的身管强度是有一定差别的,其原因是身管的实际工作情况与基本假设有差别:

- (1) 身管不是理想的厚壁圆筒,它有沟槽、锥面、凸臂、膛线等;
- (2) 身管材料不均质,其两端的比例极限允许有 $0.8 \sim 1.2$ MPa 的差值,还存在加工造成的内应力;
- (3) 公式中的身管内压与实际上身管所受的内压力不一致;
- (4) 实际上火药燃气压力对身管的作用是动载作用。

为了使理论设计尽可能地接近实际情况,人们通过反复实践找到处理这个问题的方法,就是采用适当的安全系数。

设 n 为身管的安全系数, P_1 为身管的弹性强度极限, p_1 为身管的计算内压(即设计压力),则

$$n = P_1/p_1$$

在一般情况下,当 $n > 1.0$ 时即可保证身管使用安全性,但由于药室部、膛线部、炮口部在使用中有各自的特殊性,因此这三个部段的安全系数也不相同。在药室部,膛压变化比较均匀,不受弹丸运动引起的其他力的作用,轴向力比身管其他部位大。在膛线部,内表面有膛线



容易造成应力集中,在弹丸通过前、后膛压的动力效应较大,受弹丸运动所引起的弹带径向作用力和其他附加的作用。在炮口部,由于没有相邻连接面的作用而使炮口端面变形较大,在温度快速升高时炮口部的材料机械性能会很快下降,炮口部容易受到损伤。综合以上特点,这三个部段的安全系数应该是:炮口部的 $n > \text{膛线部的 } n > \text{药室部的 } n$ 。

由于身管强度设计的方法有两种,相对应安全系数也有两种选取方法。用平均压力法设计身管时,其各部的安全系数是:药室部 $n = 1.2$;膛线部 $n = 1.35$;炮口部 $n = 2.0 \sim 2.5$ 。用高低温法设计身管时,因为考虑了温度对膛压的影响,压力的计算值比较符合实际,故其安全系数也取得小些。身管各部的最低安全系数如下:药室部 $n = 1.0$;膛线部根据膛线深度的不同分为两种,对浅膛线, $n = 1.1$,对深膛线 $n = 1.2$;炮口部 $n = 1.9$ (对自行炮和坦克炮, $n = 1.7$)。

考虑到工作的情况和与炮口制退器的连接,在炮口二倍口径的长度上都采用炮口部安全系数。炮口部到最大膛压前移点之间的安全系数的变化规律应取为由线膛部的安全系数至炮口部安全系数的直线,即由 1.1(或 1.2) 直线变化到 1.9(或 1.7),如图 2.35 所示。

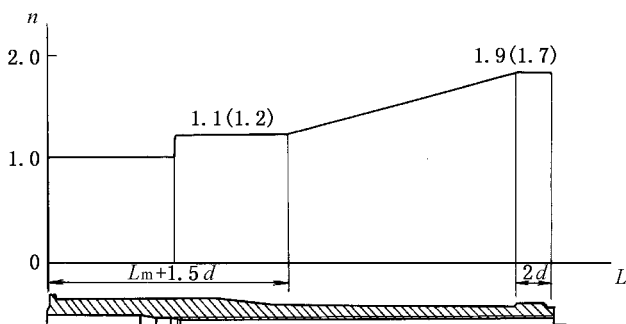


图 2.35 高低温法身管各部的安全系数

应该注意的是对于不同种类的火炮,其安全系数的选取是在对火炮的实际情况作具体的分析之后确定的。

总之,身管的安全系数基本上反映了身管强度设计的理论同身管实际工作情况的差别,同时说明对射击时身管工作情况认识得还不深刻。虽然高低温法将药室部的安全系数选为 1.0。但这并不能说是掌握了射击时药室部的工作规律,而是各种不符合实际情况的综合计算结果。

随着现代火炮的发展,火炮的威力不断提高,因此在设计身管时,安全系数选用得较大。

二、身管理论强度曲线

身管弹性强度极限是身管强度设计的基本依据。在设计时,根据设计压力和选取的安全系数所求出的身管可能承受的最大内压即为身管的理论弹性强度极限。由于身管各横截面的设计压力和身管各部要求的安全系数不尽相同,所以各横截面的理论弹性强度极限也不相同。将身管各横截面的理论弹性强度极限与身管相对应的位置绘制成的曲线,叫做身管理论强度曲线。即以身管各横截面的位置为横坐标,以理论弹性强度极限为纵坐标绘制成的曲线。

下面介绍两种强度设计方法的身管理论强度曲线:



1. 平均压力法的身管理论强度曲线

把图 2.36 所示平均压力曲线 abc 各截面的压力, 乘以身管各部位所要求的安全系数, 即可得到身管各截面的理论弹性强度极限:

$$\text{药室部 } P_1 = 1.2 p_m$$

$$\text{膛线部 } P_1 = 1.35 p$$

$$\text{炮口部 } P_1 = (2.0 \sim 2.5) p_g$$

将各点 P_1 值连成曲线 $ABCDEFG$ 就是身管的理论强度曲线。

2. 高低温法的身管理论强度曲线

把图 2.37 所示高低温压力曲线 $abcdef$ 各截面的压力, 乘以身管各部位所要求的安全系数, 即可得到身管各截面的理论弹性强度极限, 将各点连接成曲线 $ABCDEFG$ 就是身管理论强度曲线。

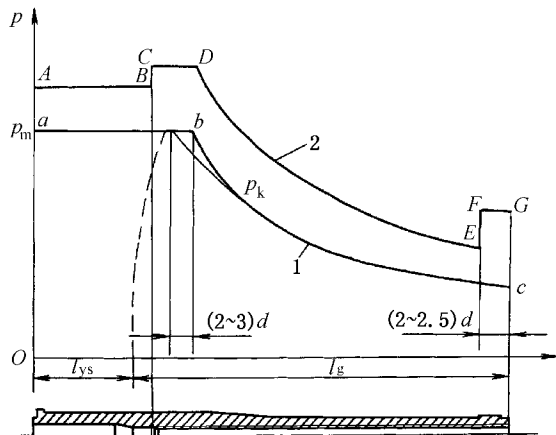


图 2.36 平均压力曲线和身管理论强度曲线

1—平均压力曲线; 2—身管理论强度曲线

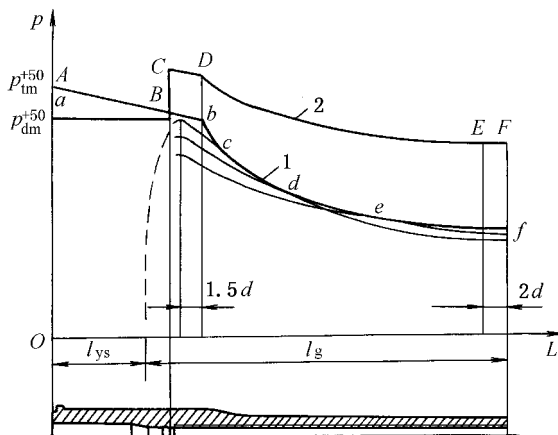


图 2.37 高低温压力曲线和身管理论强度曲线

1—高低温压力曲线; 2—身管理论强度曲线

2.4.3 单筒身管设计

一、身管的材料

设计身管时, 必须根据火炮性能、工艺条件、炮身寿命等对材料提出下列要求:

(1) 具有足够的强度, 在火药燃气压力作用下, 身管内表面不应产生塑性变形。

(2) 具有足够的硬度, 在装填炮弹和弹丸沿膛运动时, 不致因摩擦碰撞而使身管受到损坏; 在高温时具有一定硬度, 以耐烧蚀和磨损。



(3) 具有较好的韧性,可承受火药燃气压力的动力作用,并且在火药燃气压力反复作用下,不会产生脆断。

(4) 材料的比例极限 σ_p 和强度极限 σ_b 的差值应尽可能大一些,当火药燃气压力因偶然原因而不正常增大时,身管不会破裂。

(5) 材料的性能是稳定的,能抵抗火药燃气生成物的腐蚀作用和火药燃气的高温作用。

(6) 材料应有较好的工艺性。

(7) 选取的材料应适合我国的资源情况。

我国制造火炮的专用材料是炮钢。炮钢的性能、牌号等都按标准选取。我国炮钢的标准有 YB475-64、WJ1633-86、GJB1220-91 等。常用炮钢的牌号有 PCrNi1Mo、PCrNi3Mo、PCrNi3MoV、PCrNi3MoVA 等,P 代表炮钢。

炮钢的主要示性数有:

1. 材料强度的示性数

炮钢材料强度的示性数主要有比例极限 σ_p 、屈服极限 σ_s (一般采用条件屈服极限 $\sigma_{0.1}$) 等。设计身管时,就是根据所选用的强度类别和热处理时最大截面的尺寸或毛坯壁厚来选取材料的。

2. 材料塑性的示性数

炮钢材料塑性的示性数主要是相对收缩率 ψ 。

3. 韧性的示性数

炮钢材料韧性的示性数为冲击值 a_k 。 a_k 表示试件断裂时所需要的功与工作横截面面积之比。常用夏氏试样来确定炮钢的冲击值,称为夏氏冲击值。炮钢横向夏氏冲击韧性 a_k 值一般不低于 3 J/cm^2 ,在低温 (-40°C) 时, a_k 不得低于 2 J/cm^2 。

身管设计时,主要是根据口径、最大膛压 p_m 和火炮的性能,并参考同类型制式火炮的身管材料强度类别来选取所需要的材料和强度类别。

二、身管外部结构设计

根据火炮种类和性能的不同,火炮总体对身管外部结构的要求也不相同。一般的要求为:

(1) 身管与其他零部件,如炮尾、炮口制退器等要连接可靠,拆装方便。

(2) 身管的外形应满足炮身后坐与复进的导向要求。

(3) 身管的质量和质心位置以及横向尺寸应满足火炮总体的要求。

(4) 身管应具有足够的刚度。

(5) 在小口径高射速的火炮中,身管应拆装方便,以便及时更换灼热的身管;在坦克炮、自行炮中,有时要满足炮身前抽的要求。

(6) 身管外形的工艺性要好。

上述要求是密切联系又相互制约的。如身管质心位置一般希望靠近身管后端面,但这与



身管刚度要求,复进、后坐时的导向要求(如与筒形摇架相配合)是有矛盾的。因而设计时,应对具体情况作具体分析。

下面结合一些常见的典型结构,介绍身管外形结构设计的特点。

1. 身管与炮尾的连接

一般身管与炮尾采用两种连接方式:用连接筒连接和炮尾与身管直接连接。在中、小口径火炮中,常采用连接筒来连接身管和炮尾(图 2.38)。采用连接筒连接时,须在身管后端作一凸缘及开一键槽,用键连接,以保证身管与炮尾间不产生相对转动;连接筒通过与炮尾螺纹连接,顶住身管凸缘,以保证身管不发生与炮尾的纵向移动。为了加工和装配方便,连接筒的内径要比相应部位身管外径大 $3\sim 5\text{ mm}$ 。连接筒与炮尾间通常采用锯齿形螺纹连接,它的特点是可承受较大的单向轴向力。这种连接方式的优点是身管后端的工艺性好,拆装炮尾比较方便,只须转动连接筒就可以了。

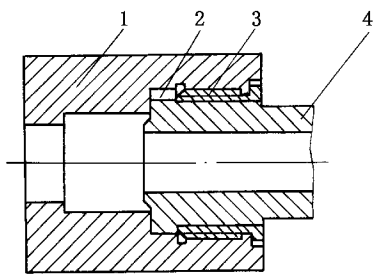


图 2.38 采用连接筒连接身管和炮尾

1—炮尾;2—连接键;3—连接筒;4—身管

在大口径的火炮中,采用上述连接方式,会使炮尾的外形尺寸增大,因而常采用身管与炮尾直接连接的方式。这种连接方式要求在身管后端加工出定起点螺纹来与炮尾相配合。在有被筒的身管中,在被筒后端加工螺纹,要求身管后部作一凸肩来与被筒和炮尾相配合。这时被筒就起前述连接筒的作用。

2. 身管与炮口制退器的连接

为了防止射击时炮口制退器松动,身管与炮口制退器间采用左旋螺纹连接。身管上螺纹的长度由炮口制退器的拉力来确定。为了保证装配后炮口制退器的窗孔处于水平位置,一是对螺纹提出定起点的要求,如图 2.39(a)所示,二是采用紧定环来保证,如图 2.39(b)所示。

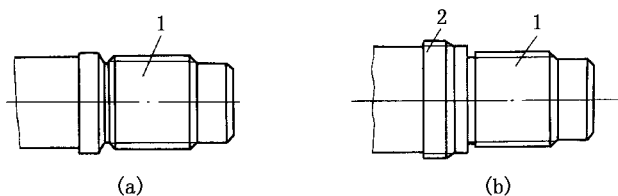


图 2.39 与炮口制退器连接的炮口部结构

1—与炮口制退器配合的螺纹;2—与紧定环配合的螺纹

3. 炮身后坐复进的导向方式对身管外部结构的要求

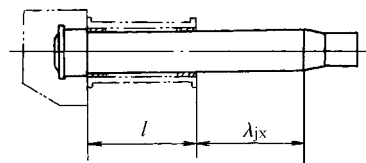
目前炮身后坐复进的导向方式有圆柱导向、滑轨导向和圆柱滑轨联合导向三种。

(1) 圆柱导向。



这种导向方式的摇架为筒形摇架,其内壁设有两个或三个导向圆柱部(每个圆柱部由几块沿圆周分布的铜衬板组成),它与身管相应部位的圆柱部相配合,引导炮身的后坐和复进运动(见图 2.40)。圆柱部的长度是由炮身后坐极限长和摇架长确定的。身管圆柱部与摇架衬板间应留有一定的间隙,以保证火炮连续射击身管灼热膨胀后,炮身仍能正常后坐复进。还要注意解决弹丸膛内运动时弹带对膛线反力形成的扭矩不使炮身相对摇架旋转的问题。

这种导向方式的优点是身管外形简单,工艺性好。缺点是身管质心位置要向炮口方向前移。在一些大口径的火炮中,为了满足身管质心位置的要求,常将与摇架相配合的圆柱部做成台阶形,即将前衬筒的内径和相应身管直径做得小一些。



2.40 与筒形摇架相配合的身管外形

l —摇架长; λ_{jx} —后坐极限长

(2) 滑轨导向。

这种导向方式的摇架为槽形摇架,摇架上有两条滑轨(滑槽)。身管上装有两个套箍,套箍上有滑槽(滑轨),滑轨与滑槽相配合引导炮身的后坐和复进运动。一般套箍是靠管上的凸肩和螺环固定在身管上的(图 2.41)。前后套箍间的距离取决于炮身后坐极限长和炮身的质心位置。这个距离加大,后坐导向平稳,但摇架要加长。安排前后套箍时要注意身管质心要处于两个套箍中间。

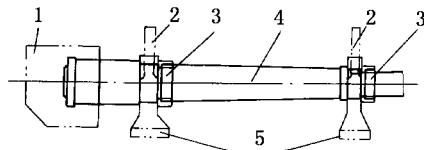


图 2.41 与槽形摇架相配合的身管外形

1—炮尾;2—套箍;3—螺环;4—身管;5—滑槽

这种导向方式的优点是身管的外形可根据强度和质心位置的要求进行调整,缺点是身管外形较复杂,摇架长度较大。对要求射角大的火炮,总体上要采取措施保证炮尾后坐碰地(底板)问题。

(3) 圆柱、滑轨联合导向。

采用这种导向方式的摇架为联合式摇架,其前部为筒形,后部为槽形。一般将滑槽做在炮尾上(可防止射击时炮身的转动)。

4. 身管的质量和质心位置

身管的质量是后坐部分质量的主要部分,与全炮质量有密切的关系。身管质心的位置与平衡机的设计有关,同时也影响着火炮的其他结构尺寸,如火线高、后坐距离等。因此,在火炮总体布置时,就要对身管质量和质心位置提出一定的要求。目前,一般要求炮身质心至炮尾后端面的距离,对于加农炮该值不应大于炮身长的 $1/4$,对于榴弹炮不应大于炮身长的 $1/3$ 。

下面介绍身管质量和质心位置的计算方法。

将设计好的身管外形,分成若干段圆柱体和截锥体,分别计算出各段的质量和质心位置,然后再计算身管的质量和质心位置。具体方法如下:



(1) 身管质量的计算方法。

为了计算方便,可将身管内外分别按圆柱体或截锥体从后向前分段编号,外形用罗马数码 I, II, III... 编号;内腔用阿拉伯数码 1, 2, 3... 编号(图 2.42)。分别计算出各段质量,再求出身管总质量。

(2) 身管质心位置的确定方法。

圆柱体的质心位于圆柱长的 $1/2$ 处。截锥体的质心位于距截锥大端的 ξ 处(图 2.43)。

$$\xi = \frac{1 + 2\rho + 3\rho^2}{4(1 + \rho + \rho^2)} \cdot h = \beta h$$

式中 h 为截锥体的长度; $\rho = \frac{r}{R}$; $\beta = \frac{1 + 2\rho + 3\rho^2}{4(1 + \rho + \rho^2)}$ 。

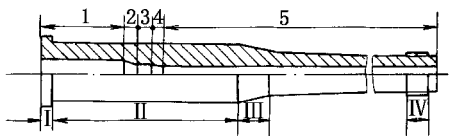


图 2.42 身管质量计算简图

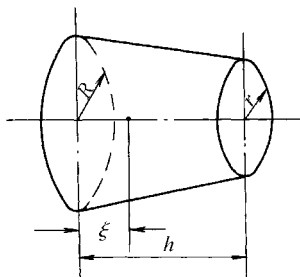


图 2.43 截锥体的质心位

求出各段的质心位置后,可用力矩公式,以身管后端面为原点来确定身管的质心位置。由分力矩与合力矩的关系得

$$l = \frac{m_I l_I + m_{II} l_{II} + \dots - m_1 l_1 - m_2 l_2 \dots}{m_{sg}}$$

式中 l ——身管质心距身管后端面的距离;

m_{sg} ——身管质量;

$m_I, m_{II}, \dots, m_1, m_2, \dots$ ——分别为各段的质量;

$l_I, l_{II}, \dots, l_1, l_2, \dots$ ——分别为各段的质心到身管后端面的距离。

三、单筒身管设计的一般程序

设已知内弹道计算需要的所有参数和由炮膛设计获得的身管各截面的内半径 r_i 。身管设计步骤如下:

1. 作出高低温设计压力曲线

具体方法见 2.1 节中的高低温压力曲线计算方法。

2. 确定和绘制身管的理论强度曲线



具体作法见本节。

3. 确定材料及其比例极限 σ_p

参考同类型火炮选取身管炮钢的钢号和强度类别,查出所需要的材料比例极限 σ_p 。

4. 确定身管理论外形

身管理论外形是按身管弹性强度极限来确定的,它是以后设计身管实际外形的基础。根据已知条件可用下式来逐点确定身管的外半径

$$r_2 = r_1 \sqrt{\frac{3\sigma_p + 2P_1}{3\sigma_p - 4P_1}} = r_1 \sqrt{\frac{3\sigma_p + 2nP}{3\sigma_p - 4nP}}$$

身管的理论外形实为一曲线。在概略设计时可在药室部、膛线部、炮口部各选取 1~3 个断面计算出外径,并用直线逐点连接而成为身管理论外形。

5. 调整身管外形

考虑到身管与其他零部件的连接、炮身后坐和复进的导向、总体和勤务的要求以及加工等问题,需对身管外形进行调整。调整原则:

(1) 对配合表面(主要是身管与炮尾、炮口制退器、套箍、摇架的配合面)、具体结构、外形尺寸和公差及配合应根据具体情况来确定。

(2) 对非配合表面,为了便于加工,一般都按理论外形调整成圆柱形或截锥形表面。

(3) 在调整时,应尽量避免缺口、沟槽,以及突然过渡等,以防止产生应力集中,同时应注意身管质心位置的要求。

6. 绘制身管简图

根据调整后的身管外形尺寸画出身管简图。

7. 计算身管的实际强度极限

根据身管简图上的实际尺寸计算出身管各横截面实际能承受的最大压力,此最大压力称为身管的实际强度极限,用符号 P_{1S} 表示。

$$P_{1S} = \frac{3}{2} \sigma_p \frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_2^2 + r_1^2}$$

8. 计算身管的实际安全系数

身管的实际强度极限 P_{1S} 与设计压力曲线上的对应值 p 的比值,称为实际的安全系数 n_s ,即

$$n_s = \frac{P_{1S}}{p}$$

设计中常用实际的安全系数表示身管强度的大小,因而当计算出实际强度极限后,还需求出其安全系数。若无其他特殊要求,实际的安全系数都不能小于要求的安全系数。即

$$n_s > n$$

为了计算方便,通常对身管内外径有变化的横截面,从身管后端面向炮口用顺序号注明,然后再计算 P_{1S} 和 n_s ,并列表(如表 2.3)。



9. 绘制身管零件图

以上设计步骤不是一成不变的,在具体设计时,可根据火炮的种类及其战术技术要求和现有的已知条件作适当的更改,以便于分析计算。

表 2.3 身管强度计算表

截面 序号	距身管后 端面距离	外径 d_2	内径 d_1	比例极限 σ_P	实际强度 极限 P_{1S}	作用于身管 的压力 p	实际的安全 系数 n_S	所要求的安 全系数 n
1								
2								
3								
\vdots								
注:为方便起见,在实际计算时常以直径代半径。								

2.5 双层身管设计理论与方法

2.5.1 筒紧身管及其设计特点

当身管的长度确定以后,若要提高火炮的初速,往往带来膛压增高,因此就要求设计出能承受高膛压的身管。在讨论单筒身管的弹性强度极限时已经知道有两种方法可以使单筒身管承受更高的内压,一是增加身管的壁厚,二是提高材料的强度类别。由于单筒身管的内、外壁应力分布不均匀,因此当壁厚增加到一定程度($r_2/r_1 > 3$)时,身管的质量增加迅速,而身管的弹性强度极限增加缓慢,并趋向一个极限值。提高材料强度,将会带来韧性下降,合金元素的含量增多、加工困难和经济性差等一系列问题。因此必须寻求其他的方法来提高身管的强度。为了对这一问题加以讨论,下面对在内外压作用下的厚壁圆筒切向相当应力进行分析。

由式(2.41),当 $r=r_1$ 时,内外压作用下的内表面切向相当应力为

$$E\epsilon_{t1} = \frac{2}{3}p_1 \frac{2r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - p_2 \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}$$

在 $E\epsilon_{t1} = \sigma_P$ 的极限情况下,在内、外压作用下的身管弹性强度极限

$$P_1 = \frac{3}{2}\sigma_P \frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_2^2 + r_1^2} + p_2 \frac{3r_2^2}{2r_2^2 + r_1^2}$$

此式同单筒身管弹性强度极限公式(2.53)对比,增加了一项 $p_2 \frac{3r_2^2}{2r_2^2 + r_1^2} (> 0)$,也就是说在同样身管尺寸和材料的情况下,如果存在有外压则可以使身管的强度提高。

以某火炮为例,设 $\sigma_P = 700 \text{ MPa}$,内外之比 $r_2/r_1 = 2.31$ 。在不同外压作用下身管的弹性



强度极限 P_1 由上式算出列于表 2.4 中。

表 2.4 不同外压作用下身管强度对比

外压 p_2 / MPa	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
身管弹性强度极限 P_1 / MPa	390	403	418	431	445	459	473	486	500	514
比 $p_2=0$ 时强度提高 / %	0	3.6	7.2	10.5	14.1	17.7	21.3	24.6	28.2	31.8

由此表可以看出,当 $p_2=50$ MPa 时,强度提高了 17.7%;当 $p_2=90$ MPa 时,强度提高了 31.8%。若当 $p_2=90$ MPa 时,仍保持 $P_1=390$ MPa,则 σ_p 只需 480 MPa,即 σ_p 可相应下降 31.8%,显然这将会带来一系列好处。

目前使身管得到一定外压的办法就是采取工艺措施使身管内层产生与其工作时方向相反的应力(预应力),外层产生与工作时方向相同的应力。发射时,由于预应力的存在,使身管内层的最大应力降低,外层的应力则提高,身管的内外壁应力的分布趋于均匀,因而可以在同样壁厚、同样材料的条件下,使身管能承受更大的内压。一般称这种身管为紧固身管。由于产生预应力的方法不同,紧固身管又分为三种,即筒紧身管、丝紧身管、自紧身管。

由于合金钢质量不断提高,而筒紧、丝紧身管加工又比较复杂,所以目前制式火炮中很少采用这种结构,但有时为了提高炮身的某些特殊性能,也采用筒紧结构。为提高身管的抗烧蚀性能,在身管内层用抗烧蚀性能好的材料制成衬管(如图 2.44 所示);有的中小口径自动炮,为使身管管壁内得到连续冷却而将身管制成两层,并在内管外表面开有沟槽,可用水循环冷却延长身管连续射击时间,这种层间冷却身管的断面如图 2.45 所示。

一般筒紧身管的加工方法如前所述,其结构如图 2.46 所示。

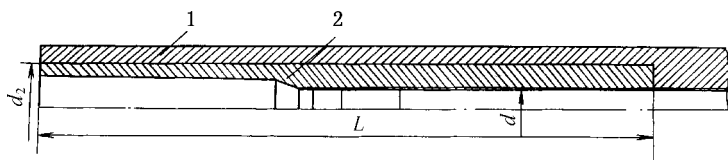


图 2.44 有紧配合衬管的身管

1—身管; 2—衬管(衬套)

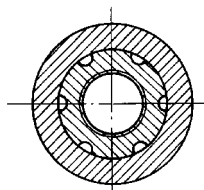


图 2.45 层间冷却身管断面图

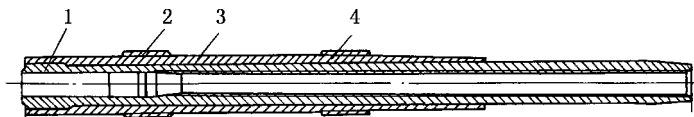


图 2.46 筒紧身管结构图

1—身管; 2—后箍; 3—被筒; 4—前箍



一、筒紧身管的紧缩量

筒紧身管配合面各尺寸关系如图 2.47 所示。我们将内外筒配合直径面的差叫做筒紧身管的绝对紧缩量,用 q_2 表示。

$$q_2 = d_{21} - d_{22} = 2(|u_{21}| + u_{22})$$

式中 d_{21} ——套合前内管外径;

d_{22} ——套合前外筒内径;

u_{21} ——套合后内管外半径变形量;

u_{22} ——套合后外筒内半径变形量。

为了排除尺寸因素,引入相对紧缩量

$$\gamma_2 = \frac{q_2}{d_2} = 2 \left(\left| \frac{u_{21}}{d_2} \right| + \frac{u_{22}}{d_2} \right) = \left| \frac{u_{21}}{r_2} \right| + \frac{u_{22}}{r_2}$$

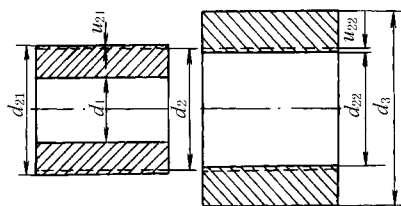


图 2.47 配合面各尺寸关系

其中 d_2 或 $2r_2$ 为套合后配合面的直径,称为共轭直径。由厚壁圆筒的径向位移 u 同切向应变 ϵ_t 的关系

$$\epsilon_t = \frac{u}{r}$$

与之相对应有

$$\epsilon'_{t21} = \frac{u_{21}}{r_2}$$

$$\epsilon'_{t22} = \frac{u_{22}}{r_2}$$

所以

$$\gamma_2 = |\epsilon'_{t21}| + \epsilon'_{t22} \quad (2.60)$$

式中 ϵ'_{t21} 及 ϵ'_{t22} 分别是内管外表面和外筒内表面由于过盈配合而产生的切向应变,称为制造切向应变。

相对紧缩量的大小取决于套合工艺和身管设计的要求。通常将外筒加热到 $400^\circ\text{C} \sim 450^\circ\text{C}$ (低于回火温度)。如 α 为金属线膨胀系数, Δt 为外筒加热时的温升,则外筒相对膨胀量为 $\alpha\Delta t$ 。为了套合方便在套合时要求内外筒之间有一定的相对径向间隙 $\sigma = k\gamma$ 。其中 k 为套合系数,一般在 $0.55 \sim 2.50$ 之间,其大小决定于配合面长度、直径及套合条件等。因此套合时外筒的最大相对膨胀量应为

$$\alpha\Delta t = \gamma(1 + k)$$

或改写为

$$\gamma = \frac{\alpha\Delta t}{1 + k} \quad (2.61)$$

一般碳钢、铬钢等材料,线膨胀系数随温度不同有所差异,其数据列于表 2.5 中。



在 $20\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 400\text{ }^{\circ}\text{C}$ 范围内,取 $\alpha = 13 \times 10^{-6} / ^{\circ}\text{C}$,当 $k=1$,温升 $\Delta t = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时

$$\gamma_2 = \frac{13 \times 10^{-6} \times 400}{1+1} = 2.6 \times 10^{-3}$$

所以,为了保证套合方便,筒紧炮身采用的相对紧缩量 $0.0010 \leq \gamma \leq 0.0025$ 。

表 2.5 一些钢材不同温度范围内的平均线膨胀系数

温度范围/ $^{\circ}\text{C}$	20~100	20~200	20~300	20~400	20~600
碳钢平均线膨胀系数 $\alpha/(10^{-6}\text{ }^{\circ}\text{C})^{-1}$	10.6~12.2	11.3~13.0	12.1~13.5	12.9~13.9	13.5~14.3
铬钢平均线膨胀系数 $\alpha/(10^{-6}\text{ }^{\circ}\text{C})^{-1}$	11.2	11.8	12.4	13.0	13.6

二、筒紧身管的应力和应变分析

为了进一步了解筒紧身管为什么能够提高强度并掌握其设计计算方法,有必要对它的应力、应变规律进行分析。为讨论方便以两层筒紧身管作为研究对象,并在厚壁圆筒的假设基础上补充以下假设:

- (1) 内、外筒间没有相对滑动,两筒之间仅传递法向作用力;
- (2) 可以应用力的独立作用原理;
- (3) 内、外筒材料的弹性模数相同;
- (4) 忽略轴向应力。

分析的思路是,利用力的独立作用原理,先研究套合后的应力、应变规律,然后讨论仅由发射时内压产生的应力、应变规律,最后将以上两种情况叠加得出筒紧身管总的应力、应变规律。采用第二强度理论,相当应力为 $E\epsilon$ 。

1. 制造应力的分布

设 p'_2 为内外筒过盈套合后在配合表面产生的径向压力(即制造压力)。在 p'_2 的作用下,内管外表面的切向应变为 ϵ'_{t21} 。由式(2.41)得

$$\epsilon'_{t21} = -\frac{2}{3E} p'_2 \frac{r_2^2 + 2r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (2.62)$$

在 p'_2 的作用下,外筒内表面的切向应变为 ϵ'_{t22} ,由式(2.41)得

$$\epsilon'_{t22} = \frac{2}{3E} p'_2 \frac{r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} \quad (2.63)$$

将式(2.62)和式(2.63)代入式(2.60)可导出 p'_2 与 γ_2 的关系式

$$p'_2 = E\gamma_2 \frac{(r_3^2 - r_2^2)(r_2^2 - r_1^2)}{2r_2^2(r_3^2 - r_1^2)} \quad (2.64)$$

由式(2.64)可以看出,在内外筒结构尺寸一定的条件下,配合面的制造压力 p'_2 与此配合面的相对紧缩量 γ_2 成正比。在制造压力 p'_2 的作用下,对内、外筒分别采用厚壁圆筒公式可



求出其壁内的应力、应变规律。制造相当应力 $E\epsilon'_t$ 及径向压力 p' (与 σ'_r 符号相反) 的分布规律如图 2.48 所示。由图中可以看出,在内管的 $E\epsilon'_t$ 为负值,即其符号同发射时所生产的切向相当应力相反,因而可使合成后的应力值减少,提高身管的强度。这种由于过盈套合,在身管内部产生的制造应力,通常称为预应力或残余应力。

2. 发射时附加应力的分布

将内、外筒看成一个内径为 r_1 、外径为 r_3 的厚壁圆筒,它在内压 p_1 作用下同单筒身管一样产生的应力、应变称为附加应力和附加应变。用右上带“ $''$ ”的符号表示。附加应力与相当应力可由厚壁圆筒公式求出,其分布如图 2.49 所示。此时内外层配合面处的附加压力

$$p''_2 = p_1 \frac{r_1^2}{r_2^2} \cdot \frac{r_3^2 - r_2^2}{r_3^2 - r_1^2} \quad (2.65)$$

内管内表面的切向相当应力

$$E\epsilon''_{t1} = \frac{2}{3} p_1 \frac{2r_3^2 + r_1^2}{r_3^2 - r_1^2} \quad (2.66)$$

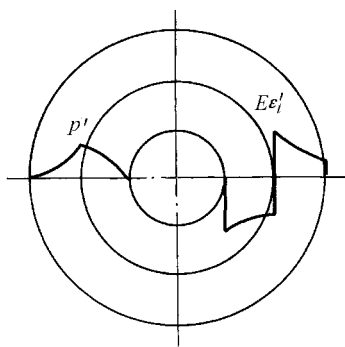


图 2.48 制造应力、应变分布图

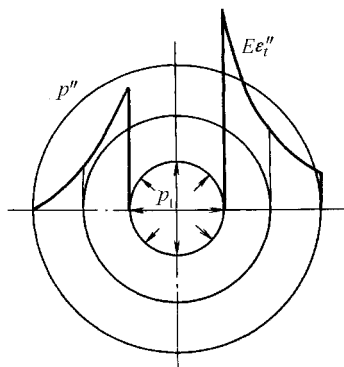


图 2.49 附加应力、应变分布图

3. 合成应力的分布

将以上两种情况求出的应力、应变对应叠加起来就得到发射时筒紧身管内壁的应力和应变的分布规律。

$$p = p' + p'' \quad (2.67)$$

$$E\epsilon_t = E\epsilon'_t + E\epsilon''_t \quad (2.68)$$

$$E\epsilon_r = E\epsilon'_r + E\epsilon''_r \quad (2.69)$$

其应力分布可以由前两个图对应合成,如图 2.50 所示。

由图 2.50 可以看出,在 p_1 作用下,内径为 r_1 外径为 r_3 的单筒身管的切向相当应力为 $E\epsilon''_t$,而筒紧身管的内管在发射前已具有制造应力 $E\epsilon'_t$,它与 $E\epsilon''_t$ 符号相反,所以合成应力 $E\epsilon_t$



$=E\epsilon''_t - |E\epsilon'_t|$ 。即筒紧身管比同样尺寸的单筒身管在内管部位的应力要小 $E\epsilon'_t$ ，也就是说，在同样内压作用下，可以选用强度比较低的材料，或在同样材料强度的条件下，身管总的壁厚可以减薄。对外筒来说，制造时产生的预应力和发射时的附加应力符号一致，即此部位的应力比单筒的提高了。由整个身管应力的分布来看，筒紧身管应力分布趋于均匀，这可以由图 2.50 的 $E\epsilon''_t$ (代表单筒) 同 $E\epsilon_t$ (代表筒紧) 的分布规律对比看出。还可以进一步推出，筒紧身管的层数愈多，壁内的应力分布愈均匀，因而身管强度愈高，但多层筒紧身管加工困难，目前很少使用。

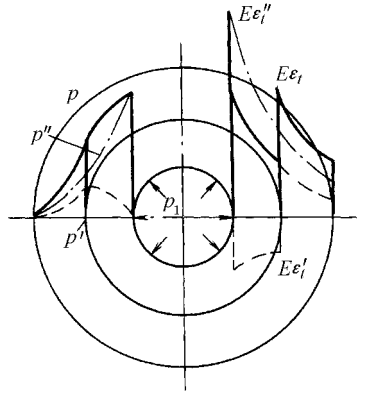


图 2.50 合成应力、应变分布图

4. 最大应力的判别

对于单筒身管来说，最大主应变是内表面的切向应变 ϵ_{t1} ，因此以内表面的切向相当应力 $E\epsilon_{t1}$ 作为设计依据。但是对于筒紧身管，由于其内管存在着外压 p_2 的作用，因此由式(2.40)和式(2.41)很难判断出最大主应变。为此须研究厚壁圆筒以积分常数 C_1 、 C_2 表示的各应力公式(2.28)、(2.29)和(2.30)。略去轴向应力得

$$p = \frac{C_2}{r^2} - C_1$$

$$\sigma_t = \frac{C_2}{r^2} + C_1$$

$$\frac{3}{4}E\epsilon_t = \frac{C_2}{r^2} + \frac{1}{2}C_1$$

$$\frac{3}{4}|E\epsilon_r| = \frac{C_2}{r^2} - \frac{1}{2}C_1$$

由式(2.34)知

$$C_1 = \frac{p_1 r_1^2 - p_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}$$

$$C_2 = \frac{(p_1 - p_2) r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}$$

对于火炮身管来说内压都大于外压，即 $p_1 > p_2$ ，由式(2.34)可知 $C_2 > 0$ ，而 C_1 则可能有三种情况：

$$(1) C_1 > 0, \text{ 即 } p_2 < p_1 \frac{r_1^2}{r_2^2}。$$

单筒身管以及一部分筒紧身管为这种情况。由以上关系式，可得如下的不等式

$$\sigma_t > \frac{3}{4}E\epsilon_t > \frac{3}{4}|E\epsilon_r| > p$$

对内管内表面这个不等式也同样成立



$$\sigma_{t1} > \frac{3}{4} E\epsilon_{t1} > \frac{3}{4} |E\epsilon_{r1}| > p_1$$

由这不等式可以看出切向相当应力大于径向相当应力,也就是设计身管或内管强度时应以 $E\epsilon_{t1}$ 即内表面切向相当应力作为计算强度的依据。在极限的条件下有

$$E\epsilon_{t1} = \sigma_{P1}$$

代入不等式可以写出

$$p_1 < \frac{3}{4} \sigma_{P1}$$

也就是在筒紧身管内管外压 $p_2 < \frac{r_1^2}{r_2^2} p_1$ 时,筒紧身管所能承受的最大内压(不产生塑性变形)一定小于筒紧身管内管金属比例极限的 $3/4$ 。已知内、外筒的半径以及紧缩量就可以由式(2.64)及式(2.65)求出外压 $p_2 = p'_2 + p''_2$,从而判别此种筒紧身管是否属于此种情况。

$$(2) C_1 < 0, \text{即 } p_2 > p_1 \frac{r_1^2}{r_2^2}。$$

这只在紧缩量比较大的一些筒紧身管中出现。同样由以上关系式可得如下的不等式

$$p_1 > \frac{3}{4} |E\epsilon_{r1}| > \frac{3}{4} E\epsilon_{t1} > \sigma_{t1}$$

也就是说 $|E\epsilon_{r1}| > E\epsilon_{t1}$, 所以内管强度设计应以内表面的径向相当应力为依据。在极限的情况下

$$|E\epsilon_{r1}| = \sigma_{P1}$$

代入上述不等式有

$$p_1 > \frac{3}{4} \sigma_{P1}$$

也就是在筒紧身管内管外压 $p_2 > \frac{r_1^2}{r_2^2} p_1$ 时,筒紧身管不产生塑性变形所能承受的最大内压大于内管金属比例极限的 $3/4$ 。与前一种情况相比可知,外压增大后身管强度提高了。

$$(3) C_1 = 0, \text{即 } p_2 = p_1 \frac{r_1^2}{r_2^2}。$$

此时

$$p_1 = \frac{3}{4} |E\epsilon_{r1}| = \frac{3}{4} E\epsilon_{t1} = \sigma_{t1}$$

也就是 $|E\epsilon_{r1}| = E\epsilon_{t1}$, 所以内管强度设计可以用径向相当应力,也可以用切向相当应力。在极限的情况下

$$p_1 = \frac{3}{4} \sigma_{P1}$$

综合以上讨论:



(1) $C_1 > 0$, 即 $p_2 < p_1 \frac{r_1^2}{r_2^2}$ 时, $p_1 < \frac{3}{4}\sigma_{P1}$ 及 $E_{\epsilon_{t1}} > |E_{\epsilon_{r1}}|$, 此时应以内管内表面切向相当应力 $E_{\epsilon_{t1}}$ 作为设计依据。

(2) $C_1 < 0$, 即 $p_2 > p_1 \frac{r_1^2}{r_2^2}$ 时, $p_1 > \frac{3}{4}\sigma_{P1}$ 及 $E_{\epsilon_{r1}} < |E_{\epsilon_{t1}}|$, 此时应以内管内表面切向相当应力 $|E_{\epsilon_{r1}}|$ 作为设计依据。

(3) $C_1 = 0$, 即 $p_2 = p_1 \frac{r_1^2}{r_2^2}$ 时, $p_1 = \frac{3}{4}\sigma_{P1}$ 及 $E_{\epsilon_{t1}} = |E_{\epsilon_{r1}}|$, 此时以内管内表面径向或切向相当应力作为设计依据均可。

以下只研究 $C_1 > 0$ 即 $E_{\epsilon_{t1}} > |E_{\epsilon_{r1}}|$ 的情况, 对于 $C_1 < 0$ 即 $|E_{\epsilon_{r1}}| > E_{\epsilon_{t1}}$ 的情况, 一般只列出公式以备应用。

三、筒紧身管的强度极限

同单身管一样, 我们关心筒紧身管能够承受的最大内压的大小。由于筒紧身管有内外层, 因此有三种强度极限, 即筒紧身管的弹性强度极限、内管可能强度极限、外筒可能强度极限。

1. 筒紧身管的弹性强度极限

筒紧身管的弹性强度极限是内外筒材料同时达到各自的比例极限所能承受的极限内压, 即筒紧身管的内外层材料都不产生塑性变形所能承受的最大压力 P_1 。

如果以 $E_{\epsilon_{t1}}$ 为依据, 则在 P_1 的作用下, $E_{\epsilon_{t1}} = \sigma_{P1}$, $E_{\epsilon_{r2}} = \sigma_{P2}$ 。

外筒相当于一个内径为 r_2 , 外径为 r_3 的单筒身管, 它能承受的最大内压称为外筒的弹性强度极限 P_2 , 将式(2.53)用于外筒有

$$P_2 = \frac{3}{2}\sigma_{P2} \frac{r_3^2 - r_2^2}{2r_3^2 + r_2^2} \quad (2.70)$$

对于内筒, 由厚壁圆筒公式(2.41)可得

$$\sigma_{P1} = \frac{2}{3}P_1 \frac{2r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - P_2 \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (2.71)$$

把式(2.70)代入, 从而解出筒紧身管的弹性强度极限 P_1

$$P_1 = \frac{3}{2}\sigma_{P1} \frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_2^2 + r_1^2} + \frac{3}{2}\sigma_{P2} \frac{r_3^2 - r_2^2}{2r_3^2 + r_2^2} \frac{3r_2^2}{2r_2^2 + r_1^2} \quad (2.72)$$

此式适用于 $P_1 < \frac{3}{4}\sigma_{P1}$ 的情况。

如果以 $E_{\epsilon_{r1}}$ 为依据, 则在 P_1 的作用下, $E_{\epsilon_{r1}} = \sigma_{P1}$, $E_{\epsilon_{r2}} = \sigma_{P2}$, 用相似的方法可以求出筒紧身管弹性强度极限 P_1

$$P_1 = \frac{3}{2}\sigma_{P1} \frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_2^2 - r_1^2} + \frac{3}{2}\sigma_{P2} \frac{r_3^2 - r_2^2}{2r_3^2 + r_2^2} \frac{r_2^2}{2r_2^2 - r_1^2} \quad (2.73)$$



此式适用于 $P_1 > \frac{3}{4}\sigma_{P1}$ 的情况。

2. 内管可能强度极限

内管可能强度极限是内管的材料单独达到比例极限所能承受的极限内压,即在不考虑外筒的情况下,内管不产生塑性变形所能承受的最大压力 P_k 。

如果以 $E\epsilon_{r1}$ 为依据,则在 P_k 的作用下

$$E\epsilon_{r1} = E\epsilon'_{r1} + E\epsilon''_{r1} = \sigma_{P1} \quad (2.74)$$

由厚壁圆筒公式(2.41)有

$$E\epsilon'_{r1} = -p'_2 \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (2.75)$$

代入 p'_2 同紧缩量的关系式(2.64)并化简有

$$E\epsilon'_{r1} = -E\gamma_2 \frac{r_3^2 - r_2^2}{r_3^2 - r_1^2} \quad (2.76)$$

令 $T_1 = -E\epsilon'_{r1}$ (称为制造相当应力),则

$$T_1 = -E\epsilon'_{r1} = E\gamma_2 \frac{r_3^2 - r_2^2}{r_3^2 - r_1^2}$$

将式(2.66)及式(2.76)代入式(2.74),此时 p_1 即为 P_k ,化简得内管可能强度极限的公式

$$P_k = \frac{3}{2} \left(\sigma_{P1} + E\gamma_2 \frac{r_3^2 - r_2^2}{r_3^2 - r_1^2} \right) \frac{r_3^2 - r_1^2}{2r_3^2 + r_1^2} \quad (2.77)$$

此式适用于 $P_k < \frac{3}{4}\sigma_{P1}$ 的情况。

如果以 $E\epsilon_{r1}$ 为依据,则在 P_k 的作用下, $E\epsilon_{r1} = E\epsilon'_{r1} + E\epsilon''_{r1} = \sigma_{P1}$,同理可得内管可能强度极限公式

$$P_k = \frac{3}{2} \left(\sigma_{P1} + \frac{1}{3}E\gamma_2 \frac{r_3^2 - r_2^2}{r_3^2 - r_1^2} \right) \frac{r_3^2 - r_1^2}{2r_3^2 - r_1^2} \quad (2.78)$$

此式适用于 $P_k > \frac{3}{4}\sigma_{P1}$ 的情况。

3. 外筒可能强度极限

外筒可能强度极限是外筒的材料单独达到比例极限内管所承受的内压,即仅考虑外筒不产生塑性变形时,内管所能承受的最大压力 P'_k 。

使外筒弹性强度极限 $P_2 = \frac{3}{2}\sigma_{P2} \frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_3^2 + r_2^2}$ 等于层间作用压力 $p_2 = p'_2 + p''_2$,将式(2.64)和式(2.65)代入,并令 $p_1 = P'_k$ 即可导出外筒可能强度极限公式

$$P'_k = \frac{3}{2}\sigma_{P2} \frac{r_2^2}{r_1^2} \cdot \frac{r_3^2 - r_1^2}{2r_3^2 + r_2^2} - E\gamma_2 \frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_1^2} \quad (2.79)$$

此公式对 $E\epsilon_{r1} > |E\epsilon_{r1}|$ 和 $|E\epsilon_{r1}| > E\epsilon_{r1}$ 两种情况都适用。



4. 几点说明

(1) 设 T_1 为制造相当应力, $T_1 = -E\varepsilon'_{r1}$ 。在一般设计中, 要求 $T_1 \geq \frac{1}{4}\sigma_{P1}$ 。由于连续发射时身管内壁温度高, 外壁温度低, 因而内壁会产生温度应力, 其方向与 T_1 相同。为了避免内壁出现塑性变形, 要求 $T_1 \leq \frac{2}{3}\sigma_{P1}$ 。因此对 T_1 总的要求为

$$\frac{1}{4}\sigma_{P1} \leq T_1 \leq \frac{2}{3}\sigma_{P1} \quad (2.80)$$

(2) 若使 $P_k = P_1$, 则可求出达到筒紧身管弹性强度极限时所需要的内表面制造相当应力 T_1 和相对紧缩量 γ_2 的表达式。

$$\gamma_2 = \frac{r_3^2 - r_1^2}{E(r_3^2 - r_2^2)} T_1 \quad (2.81)$$

当 $E\varepsilon_{r1} > |E\varepsilon_{r1}|$ 时

$$T_1 = \frac{2}{3}P_1 \frac{2r_3^2 + r_1^2}{r_3^2 - r_1^2} - \sigma_{P1} \quad (2.82)$$

当 $E\varepsilon_{r1} < |E\varepsilon_{r1}|$ 时

$$T_1 = 2P_1 \frac{2r_3^2 - r_1^2}{r_3^2 - r_1^2} - 3\sigma_{P1} \quad (2.83)$$

当 γ_2 为用以上公式所计算的数值时, 筒紧身管的内外筒强度最好。

(3) 内管可能强度极限 P_k 同内、外半径, 内管材料比例极限以及相对紧缩量 γ_2 有关。如果与单筒身管弹性强度极限对比, 可以看到, 筒紧身管的内管可能强度极限相当于材料比例极限增加了 T_1 。

(4) 三种强度极限的区别和联系:

① 筒紧身管的实际强度应以内、外筒可能强度极限的最低值为依据。

② 由式(2.81)计算出达到筒紧身管弹性强度极限时的相对紧缩量 γ_2 , 此时内、外筒可能强度极限等于筒紧身管弹性强度极限, 此相对紧缩量为最佳值。

③ 相对紧缩量大于或小于上述最佳值时, 筒紧身管的强度都要下降, 即低于弹性强度极限。相对紧缩量增大时, 外筒可能强度极限降低; 相对紧缩量减小时, 内管可能强度极限降低。

④ 单筒身管相当于 $\gamma_2 = 0$ 的筒紧身管, 它的内管可能强度极限即单筒身管弹性强度极限, 此强度极限比筒紧身管的强度极限要低。

四、筒紧身管的计算方法

同单筒身管设计一样, 首先作出设计压力曲线, 然后由已知条件和战术技术要求进行炮膛结构设计, 获得内径 r_1 后就可进行身管的强度设计。一般都从最大膛压处的炮膛横断面开始进行设计计算, 确定配合直径 d_2 , 选择内、外筒材料的强度类别, 确定紧缩量, 最后按调整后的



身管实际外形进行强度校核。

筒紧身管的计算步骤:

1. 确定筒紧身管弹性强度极限 P_1

选取安全系数 n , 以膛内各截面最大压力确定筒紧身管弹性强度极限 P_1 (设计压力)

$$P_1 = np_1$$

安全系数 n 的选取, 对高低温压力曲线, 安全系数不小于 1.2 (特殊情况下不小于 1.1), 对平均压力曲线, 安全系数不小于 1.3。

2. 确定配合面直径 $2r_2$

一般在火炮总体设计时给出身管外径的范围。在没有特殊要求时, 可以用以下经验式确定身管外径 $2r_3$

$$r_3 = (2.2 \sim 2.6)r_1$$

最适宜配合面直径

$$2r_2 = 2\sqrt{r_1 r_3}$$

但是, 一般计算出的内管管壁较薄, 有时给加工和装配带来困难。按加工和装配方便给出

$$2r_2 = (2.8 \sim 3.6)r_1$$

随着口径的增大, 可以适当选择较小的数值。被筒与身管之间常采用阶梯圆柱面或用锥度不大于 1/1 000 的锥面配合。

3. 选择内、外筒材料强度类别

内管材料的选择主要取决于火炮工作特点和材料来源情况。如果没有特别规定材料的强度类别, 初步计算时, 内管材料的比例极限可以根据最大膛压按下式估算

$$\sigma_{p1} = 1.5p_m$$

然后按估算值选择相近的强度类别。

被筒材料的比例极限可以利用筒紧身管弹性强度极限公式计算。

当 $P_1 < \frac{3}{4}\sigma_{p1}$ 时, 由式(2.72)得

$$\sigma_{p2} = \frac{2}{3}P_1 \frac{2r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} \cdot \frac{2r_2^2 + r_1^2}{3r_2^2} - \sigma_{p1} \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_3^2 - r_2^2} \cdot \frac{2r_3^2 + r_2^2}{3r_2^2}$$

当 $P_1 > \frac{3}{4}\sigma_{p1}$ 时, 由式(2.73)得

$$\sigma_{p2} = \frac{2}{3}P_1 \frac{2r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} \cdot \frac{2r_2^2 - r_1^2}{r_2^2} - \sigma_{p1} \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_3^2 - r_2^2} \cdot \frac{2r_3^2 + r_2^2}{r_2^2}$$

如果计算结果为 $\sigma_{p2} > \sigma_{p1}$, 则说明 σ_{p1} 选小了, 须重新选择 σ_{p1} 再计算。一般火炮 $\sigma_{p2} = (0.80 \sim 0.85)\sigma_{p1}$ 。在有些情况下, 若不好选择 σ_{p1} , 也可以按 $\sigma_{p2} = \sigma_{p1}$ 进行估算, 然后再选择相近的强度类别。

4. 确定紧缩量



当 $P_k < \frac{3}{4}\sigma_{P1}$ 时, 由式(2.77)得制造应力

$$T_1 = \frac{2}{3}P_k \frac{2r_3^2 + r_1^2}{r_3^2 - r_1^2} - \sigma_{P1}$$

当 $P_k > \frac{3}{4}\sigma_{P1}$ 时, 由式(2.78)得制造应力

$$T_1 = 2P_k \frac{2r_3^2 - r_1^2}{r_3^2 - r_1^2} - 3\sigma_{P1}$$

当 $P_k = P_1$ 时, 利用上面二式之一, 可以求出相应制造应力 T_1 , 根据 T_1 定义式以及 T_1 值, 可以解得相对紧缩量 γ_2

$$\gamma_2 = \frac{T_1}{E} \cdot \frac{r_3^2 - r_1^2}{r_3^2 - r_2^2}$$

一般相对紧缩量 γ_2 的范围是 0.001 0~0.002 5。为了进一步提高强度, 在低于回火温度的前提下提高外筒加热温度, 并在套合条件好时, 容许将相对紧缩量加大到 0.002 5 以上。

绝对紧缩量

$$q_2 = 2r_2\gamma_2$$

对绝对紧缩量也要规定一定的公差 $\pm\Delta q$ 。一般绝对紧缩量公差为 ± 0.025 mm。为了生产方便, 在保证身管强度的前提下, 对于口径小于 160 mm 的身管, 可以将绝对紧缩量公差增大到 $\pm(0.04 \sim 0.05)$ mm; 对于口径大于 160 mm 的身管, 可以将绝对紧缩量公差增大到 $\pm(0.06 \sim 0.10)$ mm。考虑到外筒内表面加工比内筒外表面加工困难, 通常是按外筒内表面加工后的实际尺寸(每隔 50 mm 测量一个值), 单独配制内筒外表面尺寸, 这样比较容易保证配合后的共轭表面的紧缩量公差达到要求。

身管配合面沿长度上的紧缩量是不等的, 在身管尾部附近因为火药燃气压力大, 所以紧缩量要大一些, 而在接近炮口方向要小一些。

5. 实际强度的校核

根据强度分析可知, 紧缩量增大, 层间压力增大, 预应力增高, 内管强度提高而外筒强度下降; 反之亦然。为了保证强度, 在进行筒紧身管实际强度的校核时, 一般是按紧缩量的下限计算内管可能强度极限, 而按紧缩量的上限校核外筒可能强度极限。考虑紧缩量公差影响的筒紧身管可能强度极限称为实际强度极限, 用 P_s 表示。 P_s 、 P'_s 分别表示内管和外筒的实际强度极限。

设绝对紧缩量的名义值为 q_N , 绝对紧缩量的公差为 $\pm\Delta q$, 则绝对紧缩量

$$q_2 = q_N \pm \Delta q$$

最大绝对紧缩量

$$q_{2\max} = q_N + \Delta q$$

最小绝对紧缩量



$$q_{2\min} = q_N - \Delta q$$

最大相对紧缩量

$$\gamma_{2\max} = \frac{q_{2\max}}{d_2}$$

最小相对紧缩量

$$\gamma_{2\min} = \frac{q_{2\min}}{d_2}$$

(1) 紧缩量最小时校核内管强度:

最小制造应力

$$T_{1\min} = E\gamma_{2\min} \frac{r_3^2 - r_2^2}{r_3^2 - r_1^2}$$

代入式(2.77),可以求得以切向应力为依据的内管实际强度极限

$$P_s = \frac{3}{2}(\sigma_{P1} + T_{1\min}) \frac{r_3^2 - r_1^2}{2r_3^2 + r_1^2}$$

代入式(2.78),可以求得以径向应力为依据的内管实际强度极限

$$P_s = \frac{3}{2}(\sigma_{P1} + \frac{1}{3}T_{1\min}) \frac{r_3^2 - r_1^2}{2r_3^2 - r_1^2}$$

设 P 为设计压力,则实际安全系数

$$n_1 = \frac{P_s}{P}$$

对采用高低温压力曲线时,一般要求实际安全系数不小于 1.2,特殊情况下不小于 1.1。对于采用平均压力曲线时,一般要求实际安全系数不小于 1.3。

(2) 紧缩量最大时校核外筒的强度:

配合面最大的制造压力

$$p'_{2\max} = E\gamma_{2\max} \frac{(r_3^2 - r_2^2)(r_2^2 - r_1^2)}{2r_2^2(r_3^2 - r_1^2)}$$

由式(2.70)计算外筒的弹性强度极限

$$P_2 = \frac{3}{2}\sigma_{P2} \frac{r_3^2 - r_2^2}{2r_3^2 + r_1^2}$$

再由下式计算考虑外筒强度的筒紧炮身实际强度极限

$$P'_s = (P_2 - p'_{2\max}) \frac{r_2^2}{r_1^2} \cdot \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_3^2 - r_2^2}$$

实际安全系数

$$n'_1 = \frac{P'_s}{P}$$

对采用高低温压力曲线时,一般要求实际安全系数不小于 1.0。对于采用平均压力曲线时,一



般要求实际安全系数不小于 1.3。

对于筒紧身管,为了保证内管和外筒都不产生塑性变形,其内管内表面所能承受的最大压力应是 P_s 及 P'_s 中的较小者。

采用筒紧身管的主要优点:

(1) 在同样身管尺寸的条件下,可使身管材料强度类别降低,节省贵重金属元素。有利于采用各类复合材料。

(2) 内、外筒可以选择不同的钢号,内管可选择较好的而外筒可选用一般低合金钢材。

(3) 在材料强度相同的条件下,筒紧身管可以使身管外径减小;在尺寸和材料强度相同的情况下,身管能承受更高的内压。

2.5.2 活动身管及其设计特点

一、概述

随着火炮威力的增加,不仅要求提高身管的强度,同时也要求提高身管的寿命,因为火炮威力越大,身管寿命越低。这种现象在大口径、大威力的火炮中更为严重,有的身管寿命仅几百发甚至几十发。这是由于火炮威力增大后,炮膛的烧蚀和磨损越来越厉害,从而使身管很快失去战术技术要求的弹道性能。要想恢复原有的弹道性能,对于单筒身管只有更换整个身管,这在战时是很不利的。另外,从报废的身管中观察到,烧蚀和磨损只是在靠近炮膛表面很薄的一层出现,为此将整个身管报废,是很可惜的。若将身管做成两层,其间留有一定的间隙,这样既可以在设计时根据身管壁内的应力分布合理选用材料,还可在战场上更换已损坏的内管,恢复火炮原有性能,又不会使整个身管报废,因此人们设计出了活动衬管和活动身管。

活动衬管或活动身管的主要特点是在内管和外筒之间具有一定的间隙,发射时在间隙消失后,外筒也承受内压的作用,因而在强度设计方面具有它的特殊性。本节根据这种身管结构上的特点,应用厚壁圆筒公式推导强度设计的公式,并介绍强度设计中的一些特殊问题。

活动衬管的炮身结构如图 2.51 所示。衬管 1 装在外筒(被筒)中,二者之间留有一定的间隙,活动衬管靠环形凸起部的限制,不能向前移动,靠炮尾 3 的限制,不能向后滑脱。

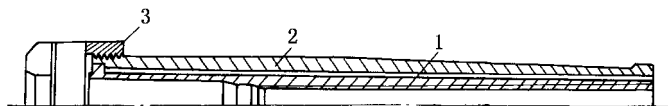


图 2.51 活动衬管炮身

1—衬管;2—外筒;3—炮尾



这种身管的特点是：

- (1) 为了保证衬管的刚度、外筒在整个长度上覆盖。
- (2) 活动衬管的壁厚较薄，一般为 $0.1 \sim 0.2$ 倍口径。
- (3) 活动衬管采用的材料较好，其比例极限 σ_p 常大于或等于 800 MPa 。

因为衬管壁厚薄，质量小，运输和拆装都较方便，但加工较困难，易出现弯曲和扭转变形。

活动身管的特点是：

- (1) 外筒只覆盖活动身管的后部。
- (2) 活动身管的壁厚较厚，一般为 $0.2 \sim 0.5$ 倍口径。
- (3) 活动身管的材料较活动衬管的要差一些，一般其比例极限 σ_p 大于或等于 650 MPa 。
- (4) 活动身管在运输和拆装上都较笨重，但在加工过程中不易产生变形。

发射时，活动衬管或活动身管炮身的工作情况是：开始衬管（或身管）单独承受内压的作用，间隙消失后，外筒和衬管（或身管）一起承受内压的作用。在靠近炮口的地方，因内压逐渐降低，间隙可能不会消失，其工作情况与单筒身管相同。

在整个长度上，活动衬管或活动身管炮身的间隙是不同的。在药室部，一般间隙很小，甚至为零，如图 2.52 所示。因为在火药燃气压力作用下，药筒和药室都要向外膨胀，若间隙过大，药筒要产生过大塑性变形，而药室仅产生弹性变形，从而会将药筒卡住以至不能抽出药筒。

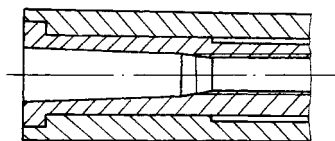


图 2.52 药室部间隙为零的结构

设计活动衬管或活动身管炮身，除应具有一定的间隙外，还须考虑以下几个要求：

- (1) 为了拆装方便，应将衬管或活动身管与外筒相配合的表面做成带有锥度的表面，一般常用的锥度为 $1/200 \sim 1/400$ 。为了拆装方便，有的在衬管或活动身管的外表面镀铜或涂石墨等。
- (2) 要防止射击时衬管（或活动身管）与外筒产生相对的转动。
- (3) 要保证在连续射击时，炮身温度升高后，衬管（或活动身管）在轴向能自由地伸长。
- (4) 工艺性好，便于制造。

二、发射时活动衬管（活动身管）炮身受力分析

在分析发射时活动衬管（活动身管）炮身受力时，为了简化问题，在厚壁圆筒假设的基础上，补充下面几个假设：

- (1) 只有当内管和外筒紧密贴合后，压力才开始传递给外筒。
- (2) 略去内、外筒的轴向力和扭转力矩的影响。
- (3) 采用力的独立作用原理。
- (4) 内、外筒材料的弹性模数都是一样的。



活动衬管和活动身管的尺寸符号如图 2.53 所示,其中 r_1 为内管的内半径, ρ 为内管的外半径, r_2 为外筒的内半径, r_3 为外筒的外半径, $2e$ 为直径间隙。

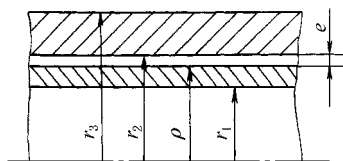


图 2.53 活动衬管(活动身管)的半径和间隙

下面分别对间隙消失前、后进行应力分析。

1. 间隙消失前的应力分析

从开始承受内压到内管外表面与外筒内表面完全贴合,这一阶段内管的受力情况与单筒身管的受力情况相同。

我们将内管外表面与外筒内表面相贴合瞬间的膛内压力叫做贴合压力,用 p_1^0 来表示。它的大小除取决于内管的尺寸外,还取决于间隙的大小。内管外表面与外筒内表面相贴合时,内管外表面的径向位移 u_ρ 恰好等于半径间隙 e ,即贴合条件为

$$u_\rho = e \quad (2.84)$$

用 γ_ρ 表示相对间隙,它等于直径间隙同内管外直径 2ρ 之比值,即

$$\gamma_\rho = \frac{2e}{2\rho} \quad (2.85)$$

用 ϵ_{tp}^0 表示贴合瞬间内管外表面的相对切向变形,这等于内管外半径的径向位移与外半径 ρ 之比,即

$$\epsilon_{tp}^0 = \frac{u_\rho}{\rho}$$

因而贴合条件可改写为

$$\epsilon_{tp}^0 = \gamma_\rho \quad (2.86)$$

由厚壁圆筒公式可知,内管壁内产生的切向相当应力为

$$E \epsilon_i^0 = \frac{2}{3} p_1^0 \frac{r_1^2}{r^2} \cdot \frac{2\rho^2 + r^2}{\rho^2 - r_1^2}$$

外表面的切向相当应力(即 $r=\rho$ 时)为

$$E \epsilon_{tp}^0 = p_1^0 \frac{2r_1^2}{\rho^2 - r_1^2}$$

亦即贴合压力

$$p_1^0 = E \epsilon_{tp}^0 \frac{\rho^2 - r_1^2}{2r_1^2}$$

将 $E \epsilon_{tp}^0$ 用相对间隙 γ_ρ 代替,即可得到贴合压力 p_1^0 与相对间隙的关系式

$$p_1^0 = E \gamma_\rho \frac{\rho^2 - r_1^2}{2r_1^2} \quad (2.87)$$

由公式(2.87)可看出,当内管尺寸一定时,相对间隙大,则所需的贴合压力也大。假如贴合压力 p_1^0 小于发射时的最大压力,则在发射期间,间隙消失,外筒也承受压力的作用。否则只由内管单独承受压力的作用。



由 p_1^0 可以确定间隙消失时,内管内表面上的切向相当应力为

$$E\varepsilon_{t1}^0 = \frac{2}{3}p_1^0 \frac{2\rho^2 + r_1^2}{\rho^2 - r_1^2}$$

在间隙消失时内管沿壁厚的压力和切向相当应力的分布

如图 2.54 所示。

在间隙消失时,内管只受贴合压力 p_1^0 的作用,壁内的切向相当应力 $E\varepsilon_t^0$ 按下式的规律分布

$$E\varepsilon_t^0 = \frac{2}{3}p_1^0 \frac{r_1^2}{r^2} \cdot \frac{2\rho^2 + r^2}{\rho^2 - r_1^2}$$

壁内的压力 p^0 按下式的规律分布

$$p^0 = -\sigma_r = p_1^0 \frac{r_1^2}{r^2} \cdot \frac{2\rho^2 - r^2}{\rho^2 - r_1^2}$$

以上两式中变量 r 是由 r_1 变到 ρ 。

2. 间隙消失后的应力分析

在间隙消失后,内管与外筒一起承受内压的作用。在这种情况下,可应用力的独立作用原理,把活动衬管的应力状态看成是:一个内径为 r_1 、外径为 r_3 的身管承受附加内压 p''_1 作用和内管单独承受贴合压力 p_1^0 作用的叠加。附加内压

$$p''_1 = p_1 - p_1^0 \quad (2.88)$$

式中 p_1 ——作用在衬管中的内压。

下面研究在附加内压 p''_1 作用下,半径为 r_1 、 r_3 的身管的应力和压力规律。

由于附加内压 p''_1 的作用,根据下式可求出沿整个身管壁厚的压力分布

$$p'' = p''_1 \frac{r_1^2}{r^2} \cdot \frac{r_3^2 - r^2}{r_3^2 - r_1^2} \quad (2.89)$$

当 $r=\rho$ 时,可求出内管和外筒间的附加压力为

$$p''_\rho = p''_1 \frac{r_1^2}{\rho^2} \cdot \frac{r_3^2 - \rho^2}{r_3^2 - r_1^2} \quad (2.90)$$

或

$$p''_\rho = (p_1 - p_1^0) \frac{r_1^2}{\rho^2} \cdot \frac{2r_3^2 + r^2}{r_3^2 - r_1^2}$$

同样应用切向相当应力的公式,可求出身管壁内的附加切向相当应力的分布

$$E\varepsilon''_t = \frac{2}{3}p''_1 \frac{r_1^2}{r^2} \cdot \frac{2r_3^2 + r^2}{r_3^2 - r_1^2}$$

间隙消失后内管和外筒壁内的附加压力与附加切向相当应力的分布如图 2.55 所示。

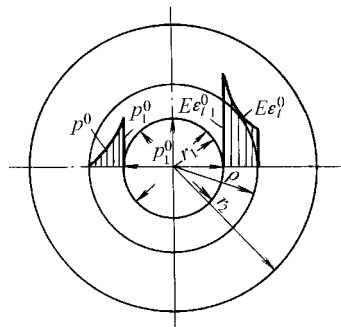


图 2.54 间隙消失时内管壁内的压力和切向相当应力分布



3. 发射时身管的实际应力

实际作用在内管和外筒壁内的压力和切向相当应力,是间隙消失前和间隙消失后各压力与各切向相当应力的叠加,即实际的压力

$$p = p^0 + p''$$

实际的切向相当压力

$$E\varepsilon_t = E\varepsilon_t^0 + E\varepsilon_t''$$

活动衬管(或活动身管)沿身管壁内的实际的压力和实际的切向相当应力的分布如图 2.56 所示。

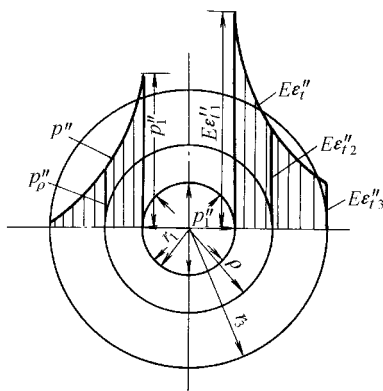


图 2.55 附加压力和附加切向相当应力分布

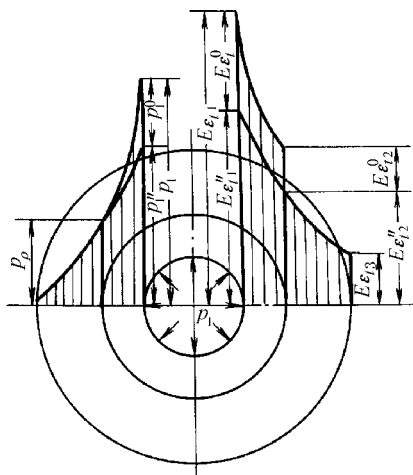


图 2.56 实际压力和实际切向相当应力的分布

从以上分析中可以看出,衬管承受的应力比外筒要大得多。因而使身管壁内的相当应力分布比单筒的更加不均匀。这说明,设计活动衬管主要应考虑内管的强度。另外也说明,这种结构的身管不是从提高炮身强度考虑的,而是为了便于更换寿命终止的炮膛,迅速恢复火炮的战术技术性能。

三、活动衬管(活动身管)炮身的强度极限

1. 内管的可能强度极限

内管的可能强度极限是指第一层(即衬管或活动身管)不产生塑性变形所能承受的最大内压;在采用第二强度理论时,是指内表面的切向相当应力等于第一层材料的比例极限时,炮身所能承受的最大内压 P_k 。在 P_k 作用下,外筒内表面的切向相当应力常小于外筒材料的比例极限。

从前面讨论可知,发射时,第一层内表面上的切向相当应力是由贴合压力 p_1^0 和附加压力



p''_1 共同作用产生的合成应力,即

$$E \epsilon_{t1} = E \epsilon_{t1}^0 + E \epsilon''_{t1}$$

由贴合压力 p_1^0 所产生的切向相当应力为

$$E \epsilon_{t1}^0 = \frac{2}{3} p_1^0 \frac{2\rho^2 + r_1^2}{\rho^2 - r_1^2}$$

由附加压力 p''_1 所产生的相当切向应力为

$$E \epsilon''_{t1} = \frac{2}{3} p''_1 \frac{2r_3^2 + r_1^2}{r_3^2 - r_1^2}$$

根据身管强度的要求, $E \epsilon_{t1}$ 的极限值为衬管材料的比例极限 σ_{P1} , 此时对应的内压 p_1 即为内管可能强度极限 P_k 。将上面 $E \epsilon_{t1}^0$ 、 $E \epsilon''_{t1}$ 式代入 $E \epsilon_{t1}$ 式, 则

$$\sigma_{P1} = \frac{2}{3} p_1^0 \frac{2\rho^2 + r_1^2}{\rho^2 - r_1^2} + \frac{2}{3} (P_k - p_1^0) \frac{2r_3^2 + r_1^2}{r_3^2 - r_1^2}$$

将式(2.84)代入后有

$$\sigma_{P1} = \frac{2}{3} E \gamma_\rho \frac{\rho^2 - r_1^2}{2r_1^2} \cdot \frac{2\rho^2 + r_1^2}{\rho^2 - r_1^2} + \frac{2}{3} P_k \frac{2r_3^2 + r_1^2}{r_3^2 - r_1^2} - \frac{2}{3} E \gamma_\rho \frac{\rho^2 - r_1^2}{2r_1^2} \cdot \frac{2r_3^2 + r_1^2}{r_3^2 - r_1^2}$$

由上式即可得到内管可能强度极限为

$$P_k = \frac{3}{2} (\sigma_{P1} - E \gamma_\rho \frac{r_3^2 - \rho^2}{r_3^2 - r_1^2}) \frac{r_3^2 - r_1^2}{2r_3^2 + r_1^2} \quad (2.91)$$

由式(2.91)可以看出, 内管可能强度极限是随着衬管材料强度类别和身管尺寸的增大而增大, 随着间隙的增大而减小的。和筒紧身管可能强度极限公式(2.77)相比, 只是第二项为负, 即间隙相当于负的紧缩量。由此可知, 在具有相同尺寸和材料的情况下, 活动身管的内管可能强度极限不仅比筒紧炮身的内管可能强度极限低, 而且也比单筒身管的强度极限(即弹性强度极限)低。

2. 外筒的强度极限

在活动身管的内管可能强度极限公式中, 没有包括外筒的比例极限 σ_{P2} , 这并不是说外筒的材料就可以任意选用。外筒的材料应根据身管的强度和结构来确定。

间隙最小时, 对外筒的强度最不利, 因而常以此设计外筒强度。

当选好最小间隙 $\gamma_{\rho\min}$ 、衬管材料的比例极限 σ_{P1} 和外半径 ρ 后, 即可用活动身管的内管可能强度极限公式近似确定身管的外半径

$$r_3 = r_1 \sqrt{\frac{3(\sigma_{P1} - E \gamma_{\rho\min} a_\rho^2) + 2P_k}{3(\sigma_{P1} - E \gamma_{\rho\min}) - 4P_k}} \quad (2.92)$$

其中 $a_\rho = \frac{\rho}{r_1}$ 得到的外半径 r_3 的值应向大调整为符合直径标准序列。

在初步确定了活动身管的外半径 r_3 和衬管外半径 ρ 后, 即可确定外筒材料的强度类别。为此, 首先求出作用在衬管外表面与外筒内表面之间的作用压力

$$p''_\rho = p'_1 \frac{r_1^2}{\rho^2} \cdot \frac{r_3^2 - \rho^2}{r_3^2 - r_1^2}$$

或



$$p''_{\rho} = (P_k - p_1^0) \frac{r_1^2}{\rho^2} \cdot \frac{r_3^2 - \rho^2}{r_3^2 - r_1^2}$$

将贴合压力 p_1^0 的值代入上式后得

$$p''_{\rho} = P_k \frac{r_1^2}{\rho^2} \cdot \frac{r_3^2 - \rho^2}{r_3^2 - r_1^2} - E\gamma_{\rho} \frac{\rho^2 - r_1^2}{2\rho^2} \cdot \frac{r_3^2 - \rho^2}{r_3^2 - r_1^2} \quad (2.93)$$

从式(2.93)可以看出,活动身管的内外层间的压力取决于身管的整个壁厚、各层的壁厚和间隙量的大小。间隙愈大,则 P''_{ρ} 愈小。相反,间隙愈小,作用在外层内表面的压力愈大。这说明外层工作最不利的条件是在间隙最小的情况下。

当连续射击时,间隙仅在前几发时存在,以后继续射击时,因为衬管受热向外膨胀使间隙完全消失。这时对第一层来说工作条件是得到了改善,而对外层来说工作条件是变坏了。可见,确定外层材料的强度类别时,须计算不存在间隙时内、外层间的作用压力。这压力由下式确定

$$p''_{\rho} = P_k \frac{r_1^2}{\rho^2} \cdot \frac{r_3^2 - \rho^2}{r_3^2 - r_1^2} \quad (2.94)$$

当求出作用在外层内表面的压力后,则可根据单筒身管的弹性强度极限公式来确定外筒材料的强度等级,即

$$\sigma_{P2} = \frac{2}{3} P_{\rho} \frac{2r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} \quad (2.95)$$

求得的 σ_{P2} 的数值,应根据标准,向相邻的较高的强度类别归整。

四、间隙的确定

活动衬管(身管)的间隙,其大小与火炮的威力、结构、工艺性和使用等因素有关。最小间隙须保证活动衬管(或身管)拆装容易。中口径火炮的最小直径间隙为 0.02~0.05 mm。最大间隙须保证发射时炮身的强度。常用的最大直径间隙为 0.1~0.3 mm。在选定身管的尺寸和内层材料的比例极限后,最大相对间隙可以从内管可能强度极限的公式中求得,即

$$\gamma_{\rho\max} = \frac{1}{E} \left(\sigma_{P1} \frac{r_3^2 - r_1^2}{r_3^2 - \rho^2} - \frac{2}{3} P_k \frac{2r_3^2 + r_1^2}{r_3^2 - r_1^2} \right) \quad (2.96)$$

最大的直径间隙

$$2e_{\max} = 2\rho\gamma_{\max}$$

一般将所得的最大直径间隙向小的方向归整到百分之几毫米。

为了保证活动衬管(身管)的外筒在发射时也起作用,必须使相对间隙的最大值 $\gamma_{\rho\max}$ 小于发射时内层外表面上的切向相对变形值,即

$$\gamma_{\rho\max} < \epsilon_{\rho}$$

式中 ϵ_{ρ} 是内层外表面上的切向相对变形值,它是根据内层的弹性强度极限 P_n 确定的,即

$$\omega_{\rho} = \frac{1}{E} P_n \frac{2r_1^2}{\rho^2 - r_1^2}$$



其中内层的弹性强度极限

$$P_n = \frac{3}{2} \sigma_{P1} \frac{\rho^2 - r_1^2}{2\rho^2 + r_1^2}$$

按照式(2.96)所确定的最大间隙能保证内层在射击时不会产生塑性变形。

下面介绍用作图法确定活动衬管(身管)间隙的方法。

从活动衬管(或身管)的内管可能强度极限公式

$$P_k = \frac{3}{2} \left(\sigma_{P1} - E\gamma_\rho \frac{r_3^2 - \rho^2}{r_3^2 - r_1^2} \right) \frac{r_3^2 - r_1^2}{2r_3^2 + r_1^2}$$

可知,在身管的结构尺寸确定后,可由上式确定内管可能强度极限 P_k 、衬管材料的比例极限

σ_{P1} 和间隙 $2e$ 的关系。记: $A = \frac{3}{2} \cdot \frac{r_3^2 - r_1^2}{2r_3^2 + r_1^2}$, $B = \frac{3}{2} \cdot \frac{E}{2\rho} \cdot \frac{r_3^2 - \rho^2}{2r_3^2 + r_1^2}$, 则上式变为

$$P_k = A \sigma_{P1} - B 2e \quad (2.97)$$

把内管可能强度极限 P_k 作为间隙量 $2e$ 的函数来研究,即

$$2e = \frac{A}{B} \sigma_{P1} - \frac{P_k}{B}$$

作图如图 2.57 所示。当 $2e=0$ 时, $P_k = A \sigma_{P1}$, 即

$$P_k = \frac{3}{2} \sigma_{P1} \frac{r_3^2 - r_1^2}{2r_3^2 + r_1^2}$$

亦即把活动身管看作是内半径为 r_1 、外半径为 r_3 、材料的比例极限

为 σ_{P1} 的单筒身管。这时对应纵坐标为 M 点。当 $P_k=0$ 时, $2e$

$= (A/B) \sigma_{P1}$, 沿横坐标取 ON 等于 $2e$ 值, 得 N 点。用直线连接

M 点与 N 点, 即可得出活动衬管(身管)的内管可能强度极限随

间隙 $2e$ 变化的规律。从图中可以看出, 在身管结构尺寸和衬管

(身管)材料比例极限一定时, 内管可能强度极限与间隙 $2e$ 成反

比, 即间隙 $2e$ 大时, 内管可能强度极限 P_k 的值就小, 反之 P_k 的值就大。

利用图 2.57, 能够确定活动衬管(或身管)的间隙。由于衬管的弹性强度极限

$$P_n = \frac{3}{2} \sigma_{P1} \frac{\rho^2 - r_1^2}{2\rho^2 + r_1^2}$$

在纵坐标轴上截取 OM' 等于 P_n , 从 M' 作平行于横坐标轴的直线与 MN 交于 K 点, 由 K 点作

垂线与横坐标相交于 L 点(此点表示衬管或身管单独承受最大压力时的极限直径间隙), 这样

即得出满足活动衬管(或身管)强度要求的间隙区间 OL 。实际上设计活动衬管(或身管)时,

采用的直径间隙就是在 OL 区间中选取。

从图中亦可以看出, 要想提高身管强度, 则应采用小的间隙。若再要提高强度时, 则应采用

负的间隙, 即采用筒紧身管。

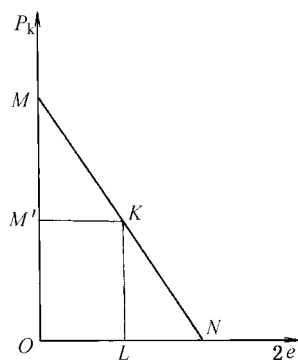


图 2.57 内管可能强度极限与间隙的关系



利用作图来表示直径间隙与强度极限之间的关系是很有意义的,因为一方面简化了基本方程的研究,另一方面也可对活动衬管炮身和筒紧炮身进行概略计算。

2.6 自紧身管设计理论与方法

2.6.1 自紧身管简介

由筒紧身管的应力分布分析可以进一步推论出,筒紧身管的层数越多,壁内的应力分布越均匀,因而身管强度也越高。但多层筒紧身管加工困难,所以很少采用。而自紧身管是在制造时对其内膛施以高压,使内壁部分或全部产生塑性变形。内压去除以后,由于管壁各层塑性变形不一致,在各层之间形成相互作用,使内层产生压应力而外层产生拉应力,好像无限多层的筒紧身管一样。由于内壁产生与发射时符号相反的预应力,因此,发射时身管壁内应力趋于均匀,提高了身管强度。我们将内膛用高压处理过的身称为自紧身管。自紧身管有三大优点:

(1) 提高身管的强度。在同样材料强度和相同尺寸的条件下,自紧身管比单筒身管的强度可提高约 1 倍。

(2) 可节省大量合金元素。因为自紧身管提高了强度,所以,在身管尺寸大致相同的条件下可以采用强度类别较低的材料。

(3) 对提高身管寿命有利。这有两方面的含意:其一,试验表明,身管耐烧蚀性能随其含碳量的降低而提高。而自紧身管可以采用含碳量低的合金钢;其二,试验表明,一些高强度炮钢身管多次发射以后,在膛内要产生裂纹并随着发数的增多而扩大,最后贯穿管壁引起身管破裂,这就是所谓疲劳破坏。身管自紧可以使疲劳寿命得到明显的提高。

自紧原理还可以应用于活动身(衬)管炮身的内管和筒紧炮身的内管,从而使这些炮身的强度进一步提高。

早在 19 世纪末 20 世纪初,人们就已将自紧原理作为提高身管强度的一种手段,那时大多采用液压自紧的方法,钢材的 σ_s 约为 280~350 MPa;二次大战中,一些国家在身管制造中较为广泛地采用自紧技术,自紧工艺依然为液压法,此时材料的 σ_s 提高到 450~560 MPa;二次大战末期和战后,由于冶金技术的发展,炮钢的强度大幅度提高,而自紧工艺比较复杂,所以单筒身管无需自紧也能满足设计要求,自紧工艺没有明显的进展。近年来由于对火炮威力、机动性提出了更高的要求,加之一味提高炮钢强度带来的疲劳寿命问题的日益突出,自紧身管又重新受到重视。目前自紧身管的材料强度达到 1 100~1 130 MPa 以上,自紧用的高压设备压力达到 1 400 MPa 左右,并且出现了冲头挤扩法和爆炸自紧法等新工艺。这些都为大量采用自紧身管提供了条件。



自紧工艺有三种:液压自紧法、冲头挤扩法(亦称机械自紧法)和爆炸自紧法。下面对这三种自紧法作简要介绍。

一、液压自紧法

根据自紧时身管毛坯外面有无限制变形量的模具,可以分为开式法和闭式法两种。

1. 开式自紧法

身管毛坯须为均匀圆筒形或是外径仅有不大的锥度。自紧时,在其内膛施以高压液体,并不断测量身管外径尺寸,以控制毛坯产生预定的塑性变形量。其工艺装置如图 2.58 所示,身管两端设有紧塞装置用以防止液体外漏(为减小液体用量,内膛中常放个心棒),此方法优点是工艺装备简单,不需要成套的模具。缺点是毛坯同实际身管的尺寸差别较大,自紧后的加工量大,因而身管各部位较难达到合理的自紧量。近来某些火炮身管仅在药室到最大膛压附近一段采用自紧,或不同部位采取不同的自紧量,此时采用这种自紧方法较好。

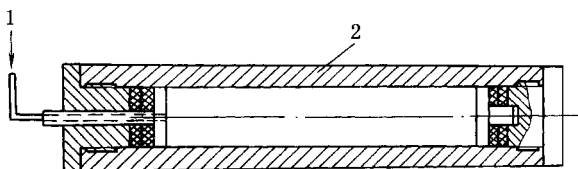


图 2.58 开式自紧法简图

1—高压液体;2—身管毛坯

为了使开式自紧法能适用于截面变化的身管毛坯,出现了一种移动紧塞具的自紧方法,如图 2.59 所示。它的心棒能够沿身管移动,可以对身管不同部位分段自紧,自紧压力也可以相应变化。

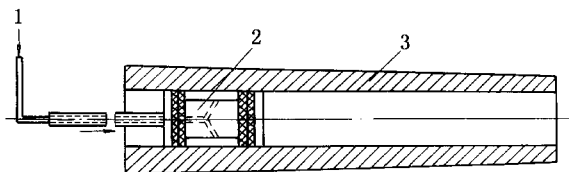


图 2.59 可移动紧塞具的自紧装置原理图

1—高压液体;2—移动紧塞具;3—身管毛坯

2. 闭式自紧法

此法是在精确加工的毛坯外面套上模具,用模具同身管毛坯之间的间隙量控制身管塑性



变形的大小,如图 2.60 所示。闭式法的优点是毛坯加工余量小,身管各部位的塑性变形可以精确控制,加压装置的调整比较方便,工艺过程比较安全,便于大量生产。缺点是对不同身管须有专用、笨重而且内壁须精确加工的模具,另外对身管毛坯外表面光洁度和精度的要求也高。目前这种方法已可对屈服强度达 1 300 MPa 的身管毛坯进行自紧,施加的压力可以高达 1 400 MPa。这种方法中按身管毛坯在自紧时承受或不承受轴向拉应力又可以分为闭端法和开端法。闭端法是将紧塞装置用螺纹固定在身管毛坯两端。自紧时身管承受很大轴向拉应力以致产生某些塑性变形,它同射击时产生的轴向变形方向是一致的,对强度有一定的影响。开端法就是将紧塞装置装在心棒上或是装在专门的框架上,后者为防止身管自紧时轴向变形破坏液体紧塞,在一端设有千斤顶,随时顶紧,保证可靠闭塞。用此法自紧的身管不存在轴向制造应力。

二、挤扩自紧法

挤扩法是用一个大于身管毛坯内径的冲头强力通过内膛,迫使内膛扩大产生预定的塑性变形达到自紧的目的。冲头的结构如图 2.61 所示,冲头前部有一定的锥度,以利挤入炮膛。炮膛产生塑性变形的大小由冲头对自紧前内膛的过盈量来控制(挤扩时,冲头同身管间的压力相当于液压自紧时的内压 P_1)。冲头的运动可以用压力机直接推动或拉连着冲头的心杆,也可以是用高压液体直接推动冲头运动,冲头前进时与筒壁紧密贴合能可靠地紧塞液体,它们的工作原理如图 2.62 所示。采用液压冲头挤扩法由于利用冲头的锥面挤过炮膛,所需的液体压力比液压自紧法的液体压力低得多,一般只需 $1/4$ 左右。

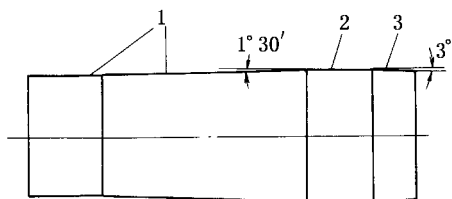


图 2.61 冲头结构图

1—导引部;2—主直径;3—尾部

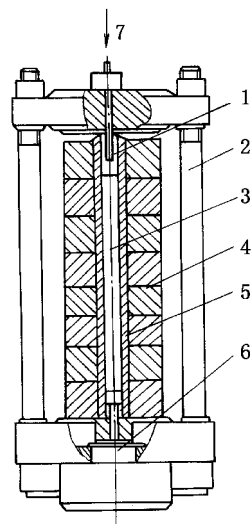


图 2.60 闭式自紧法原理图

1—紧塞具;2—支柱;3—心棒;
4—模具;5—毛坯;6—千斤顶;
7—高压液体

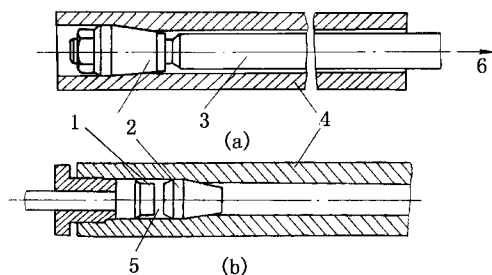


图 2.62 冲头挤扩原理图

1—O 形密封圈;2—冲头;3—拉杆;4—身管毛坯;
5—高压液体;6—拉杆运动方向



冲头挤扩自紧是一种较新的自紧方法,比之液压法具有设备简单、操作容易等优点并有可能同时挤出膛线。

三、爆炸自紧法

为使自紧工艺进一步简化,有人通过试验对爆炸自紧法进行了研究。此种方法是将炸药放在身管毛坯内中心位置,炸药周围介质可以是水或空气,毛坯外部可以有限制变形的模具,也可以没有,这同闭式或开式液压自紧法类似。通常上述装置全部放入水中,如图 2.63 所示。爆炸自紧身管可以使内膛永久变形量达到 $1\% \sim 6\%$ 。实验表明,爆炸自紧法对身管金属材料的机械性能和微观组织并无有害影响。通过内膛加上衬套的方法还可以对具有锥形内膛的毛坯进行自紧。由于它不用专门的高压设备,生产周期短,因此值得进一步研究。

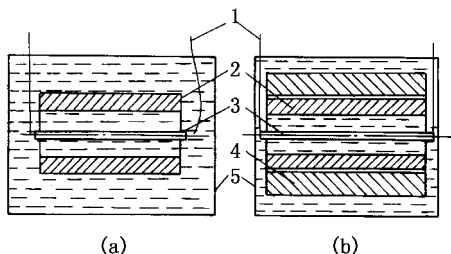


图 2.63 爆炸自紧原理图

(a) 自由成型; (b) 模具成型

1—引爆索; 2—身管毛坯; 3—炸药; 4—模具;
5—水槽

2.6.2 自紧身管的应力分析

由于自紧身管产生比较大的塑性变形,因此采用材料的屈服强度极限 σ_s ,并采用第三或第四强度理论。这里我们采用第三强度理论,即最大剪应力理论,其强度条件为

$$\tau_m \leq \frac{1}{2} \sigma_s$$

对火炮身管, $\sigma_1 = \sigma_t$, $\sigma_3 = \sigma_r$, 并且 $p = -\sigma_r$, 因此

$$\tau_m = \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_3) = \frac{1}{2}(\sigma_t - \sigma_r) = \frac{1}{2}(\sigma_t + p)$$

即

$$2\tau_m = \sigma_t + p \leq \sigma_s$$

式中, $2\tau_m$ 称为第三强度理论的相当应力。

推导自紧身管计算公式时,在厚壁圆筒五条基本假设的基础上,补充以下几点假设:

- (1) 身管材料的拉伸和压缩特性一样;
- (2) 忽略材料塑性变形强化的影响;
- (3) 不考虑轴向应力的作用。

实验证明,对于一般金属,先加上某一方向(拉或压)的应力使其产生塑性变形,随后再加上相反方向的应力使其再次产生塑性变形,后者的应力要比前者的应力低一些。第一条假设



就是为了略去这种影响。一般炮钢在拉伸应力超过屈服极限 σ_s 之后,随着塑性变形的增大,应力也要相应的大一些,即拉伸应力-应变曲线在超过 σ_s 之后不是水平线,如图 2.64 中虚线所示,它对水平线倾角为 α' ,此时相应的弹性模量 $E' = \tan\alpha'$,这种现象称为材料强化(硬化)现象。第二假设就是为了忽略这种影响,即认为达到 σ_s 后拉伸曲线为水平线,如图 2.64 中实线所示。对于材料强化的影响可以用实验取得经验系数进行修正。

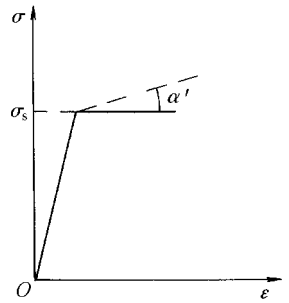


图 2.64 材料拉伸应力应变曲线

一、自紧时的应力分析

在自紧时,身管内表面首先开始达到屈服状态,随着内压的增大,塑性变形的区域逐渐向外扩展,若设 ρ 为塑性区的外边界半径,则可将身管壁分成塑性区($r=r_1 \sim \rho$)和弹性区($r=\rho \sim r_2$, 且 $r_1 < \rho < r_2$),此时为半弹性状态身管。当内压进一步增大时,塑性区边界继续向外扩张,直至达到外表面,即 $\rho=r_2$,此时身管为全塑性状态。

1. 弹性区($\rho \sim r_2$)应力分析

这个区可以看成是内径为 2ρ 外径为 $2r_2$ 的单筒身管,在半径 ρ 处的径向压力 p_ρ 即为弹性区的弹性强度极限,采用第三强度理论时由式(2.54)有

$$p_\rho = \sigma_s \frac{r_2^2 - \rho^2}{2r_2^2} \quad (2.98)$$

弹性区内各点径向应力(压力)由厚壁圆筒公式(2.43)得

$$p = p_\rho \frac{\rho^2}{r^2} \cdot \frac{r_2^2 - r^2}{r_2^2 - \rho^2}$$

将式(2.98)中 p_ρ 值代入上式得

$$p = \sigma_s \frac{\rho^2}{r^2} \cdot \frac{r_2^2 - r^2}{2r_2^2} \quad (2.99)$$

弹性区内的切向应力由厚壁圆筒公式(2.44)有

$$\sigma_t = p_\rho \frac{\rho^2}{r^2} \cdot \frac{\rho^2 + r^2}{r_2^2 - \rho^2}$$

把 p_ρ 值代入后得

$$\sigma_t = \sigma_s \frac{\rho^2}{r^2} \cdot \frac{r_2^2 + r^2}{2r_2^2} \quad (2.100)$$

弹性区内按第三强度理论的相当应力

$$2\tau = \sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_t + p$$

把式(2.99)、式(2.100)代入化简后有

$$2\tau = \sigma_s \frac{\rho^2}{r^2} \quad (2.101)$$



2. 塑性区($r_1 \sim \rho$)应力分析

在塑性区内各点的相当应力均为屈服强度,即

$$2\tau = \sigma_t - \sigma_r = \sigma_s \quad (2.102)$$

由厚壁圆筒的静力平衡方程式(2.23)和式(2.102)得

$$r \frac{d\sigma_r}{dr} = \sigma_s \quad (2.103)$$

对上式由 r 至 ρ 进行积分,即

$$\int_{\rho}^{r} d(-\sigma_r) = -\sigma_s \int_r^{\rho} \frac{dr}{r}$$

由此式解出半弹性状态自紧身管塑性区内各点的压力

$$p = \sigma_s \ln \frac{\rho}{r} + p_{\rho}$$

将式(2.98)中的 p_{ρ} 代入有

$$p = \sigma_s \left(\ln \frac{\rho}{r} + \frac{r_2^2 - \rho^2}{2r_2^2} \right) \quad (2.104)$$

把式(2.104)代入式(2.102)解出切向应力

$$\sigma_t = \sigma_s \left(1 - \ln \frac{\rho}{r} - \frac{r_2^2 - \rho^2}{2r_2^2} \right) \quad (2.105)$$

当 $r=r_1$ 时由式(2.104)有半弹性状态自紧时的内压

$$P_1 = \sigma_s \left(\ln \frac{\rho}{r_1} + \frac{r_2^2 - \rho^2}{2r_2^2} \right) \quad (2.106)$$

利用公式(2.104)和式(2.99)、式(2.101)和式(2.102)就可以求出半弹性状态身管内的压力曲线及剪应力分布曲线,如图 2.65(a)所示。

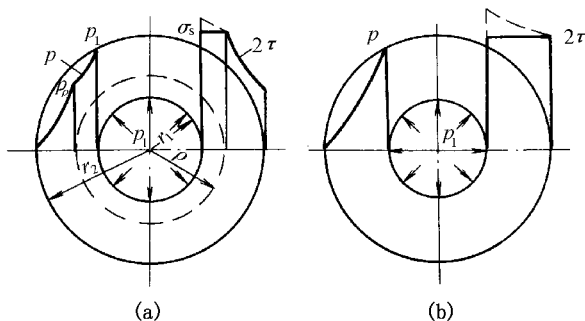


图 2.65 自紧时身管壁内应力分布

(a) 半弹性状态; (b) 全塑性状态

全塑性状态时, $\rho=r_2$, 由式(2.104)得



$$p = \sigma_s \ln \frac{r_2}{r} \quad (2.107)$$

由式(2.107)得全塑性状态自紧时的内压

$$P_1 = \sigma_s \ln \frac{r_2}{r_1} \quad (2.108)$$

利用公式(2.107)和式(2.102)就可以求出全塑性状态身管内的压力曲线及剪应力分布曲线,如图 2.65(b)所示。

如果采用第四强度理论也可以依照上述方法导出自紧时的压力。对半弹性状态

$$P_1 = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_s \left(\frac{r_2^2 - \rho^2}{2r_2^2} + \ln \frac{\rho}{r_1} \right) \quad (2.109)$$

对全塑性状态

$$P_1 = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_s \ln \frac{r_2}{r_1} \approx 1.16 \sigma_s \ln \frac{r_2}{r_1} \quad (2.110)$$

实际身管材料存在一定的强化现象,通过自紧生产实践得出全塑性状态的自紧身管的自紧压力可用如下经验公式表示

$$P_1 = K \sigma_s \ln \frac{r_2}{r_1} \quad (2.111)$$

其中 K 为经验系数,一般取 $K=1.08$ 。

二、自紧身管的残余应力分析

自紧身管内层存在与发射时方向相反的残余应力,也就是制造应力或预应力。由于此应力的存在,使自紧身管工作时合成应力趋于均匀。

在自紧制造时,可以把身管壁内的压力和应力看成由两部分叠加而成,即制造压(应)力和附加压(应)力。对于径向压力

$$p = p' + p'' \quad (2.112)$$

其中 p'' 为附加压力,即把身管看成单筒身管时,在自紧内压 P_1 作用下,身管壁内所产生的径向压力,它可以由厚壁圆筒公式(2.43)求出。

$$p'' = P_1 \frac{r_1^2}{r^2} \cdot \frac{r_2^2 - r^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (2.113)$$

把上式代入式(2.112)可解出制造压力

$$p' = p - P_1 \frac{r_1^2}{r^2} \cdot \frac{r_2^2 - r^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (2.114)$$

其中 p 为自紧制造时身管壁内的径向压力。

将式(2.104)的 p 和式(2.106)的 p_1 代入上式,经整理可得塑性区的径向残余应力

$$p' = \sigma_s \left[\frac{r_2^2 - \rho^2}{2r_2^2} + \ln \frac{\rho}{r} - \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(\frac{r_2^2}{r^2} - 1 \right) \left(\frac{r_2^2 - \rho^2}{2r_2^2} + \ln \frac{\rho}{r_1} \right) \right] \quad (2.115)$$



将式(2.99)的 p 和式(2.106)的 P_1 代入式(2.114),经过整理可得弹性区的径向残余应力

$$p' = \sigma_s \left(\frac{r_2^2}{r^2} - 1 \right) \left[\frac{\rho^2}{2r_2^2} - \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(\frac{r_2^2 - \rho^2}{2r_2^2} + \ln \frac{\rho}{r_1} \right) \right] \quad (2.116)$$

采用相同的方法可以求出塑性区的切向残余应力

$$\sigma'_t = \sigma_s \left[\frac{r_2^2 + \rho^2}{2r_2^2} - \ln \frac{\rho}{r} - \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(\frac{r_2^2}{r^2} + 1 \right) \left(\frac{r_2^2 - \rho^2}{2r_2^2} + \ln \frac{\rho}{r_1} \right) \right] \quad (2.117)$$

弹性区的切向残余应力

$$\sigma'_t = \sigma_s \left(\frac{r_2^2}{r^2} + 1 \right) \left[\frac{\rho^2}{2r_2^2} - \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(\frac{r_2^2 - \rho^2}{2r_2^2} + \ln \frac{\rho}{r_1} \right) \right] \quad (2.118)$$

采用第三强度理论的相当应力为两倍最大剪应力 $2\tau'$, 它可以用下式表示

$$2\tau' = \sigma'_t + p'$$

将式(2.115)和式(2.116)代入此式,经过整理可得塑性区的相当残余应力

$$2\tau' = \sigma_s \left[1 - \frac{2r_1^2 r_2^2}{r^2 (r_2^2 - r_1^2)} \left(\frac{r_2^2 - \rho^2}{2r_2^2} + \ln \frac{\rho}{r_1} \right) \right] \quad (2.119)$$

将式(2.116)、式(2.118)代入前式,经过整理可得弹性区的残余相当应力

$$2\tau' = \sigma_s \left[\frac{\rho^2}{r^2} - \frac{2r_1^2 r_2^2}{r^2 (r_2^2 - r_1^2)} \left(\frac{r_2^2 - \rho^2}{2r_2^2} + \ln \frac{\rho}{r_1} \right) \right] \quad (2.120)$$

有了上述公式,就可以求出自紧身管沿壁厚的残余应力曲线,如图 2.66 所示。它对于研究自紧身管的应力分布和残余应力的测量都很有价值。

对于自紧身管内表面的残余应力 $2\tau'_1$ 由式(2.119)及式(2.106)得

$$2\tau'_1 = \sigma_s - P_1 \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (2.121)$$

三、发射时的应力分析

发射时身管在内压 p_1 作用下,在身管壁内形成新的附加剪应力 $2\tau''$ 和附加径向压力 p'' , 其值可将自紧身管看成单筒身管,用以下公式求出

$$p'' = p_1 \frac{r_1^2}{r^2} \cdot \frac{r_2^2 - r^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (2.122)$$

$$2\tau'' = p_1 \frac{r_1^2}{r^2} \cdot \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (2.123)$$

由于身管壁中已存在残余应力 $2\tau'$ 和 p' , 因此身管壁内的合成应力为

$$2\tau = 2\tau'' + 2\tau'$$

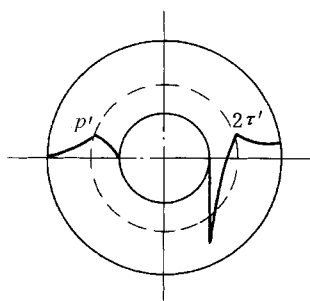


图 2.66 残余应力分布



$$p = p'' + p'$$

发射时的附加应力和合成应力的分布曲线如图 2.67 所示。可以看出合成应力的分布比筒紧身管更趋于均匀。为了使自紧身管在发射时塑性区不再进一步增大,要求发射时的内压 p_1 不大于自紧时内压 P_1 , 即 $p_1 \leq P_1$ 。

四、不出现反向屈服的条件

如果自紧身管内壁的残余应力最大值 $|2\tau'_1|$ 达到材料的屈服强度 σ_s , 身管内壁将要出现压缩塑性变形, 即反向屈服, 这样将会引起自紧身管壁内的应力重新分布, 身管强度也不能进一步提高。由式 (2.105) 知, 自紧身管不出现反向屈服的条件是

$$|2\tau'_1| = \left| \sigma_s - P_1 \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \right| \leq \sigma_s$$

由此式解出不出现反向屈服时的自紧压力

$$P_1 \leq \sigma_s \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_2^2} = \sigma_s \frac{a^2 - 1}{a^2} = \sigma_s \left(1 - \frac{1}{a^2} \right) \quad (2.124)$$

不等式的右边即为自紧身管的自紧压力或强度极限的上限。

对于全部是塑性区的自紧身管 ($\rho = r_2$), 把式 (2.108) 代入式 (2.124) 有

$$\sigma_s \ln \frac{r_2}{r_1} \leq \sigma_s \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_2^2}$$

由于 $r_2/r_1 = a$, 上式可化简为

$$a^2 \ln a - a^2 + 1 \leq 0 \quad (2.125)$$

解此不等式有

$$a \leq 2.2184 \approx 2.22 \quad (2.126)$$

这就是全塑性自紧身管不产生反向屈服的条件, 即身管半径比不能超过 2.22 (注意, 这是由第三强度理论推出的, 如用第四强度理论则约为 2.00)。此半径比的全塑性自紧身管可以比单筒身管的强度提高 1 倍。

五、自紧时身管外表面应变同内压的关系及自紧曲线

自紧时, 身管外表面的切向应变值的大小与自紧时的内压有着一定的关系。这种关系是控制自紧参量, 是检验自紧身管性能的主要依据。一般用测量和控制外表面的切向应变来控制身管的自紧程度。下面通过前面已有的应力和应变公式导出自紧时内压与身管外表面切向应力的关系。

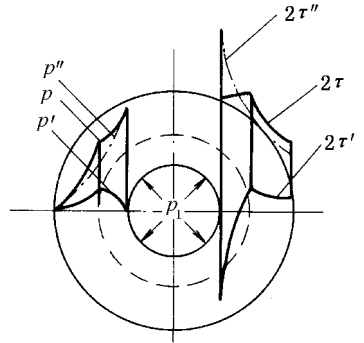


图 2.67 附加应力和合成应力分布



在自紧时,一般身管外表面都处于弹性状态,在刚好达到全部塑性状态时,身管外表面正处于弹性的极限状态。所以,用半弹性状态身管弹性区的公式(2.99)、式(2.100),可求出外表面($r=r_2$)的径向和切向应力关系,考虑 1.08 经验系数后有:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{r2} &= -p_2 = 0 \\ \sigma_{t2} &= 1.08\sigma_s \frac{\rho^2}{r_2^2} \end{aligned} \right\} \quad (2.127)$$

由广义虎克定律(略去轴向应力)有

$$\epsilon_t = \frac{1}{E}(\sigma_t - \mu \sigma_r)$$

将式(2.127)代入上式有

$$\epsilon_{t2} = \frac{1.08\sigma_s \rho^2}{Er_2^2}$$

由此式解出弹塑性区交界面的半径

$$\rho = r_2 \sqrt{\frac{E \epsilon_{t2}}{1.08\sigma_s}} \quad (2.128)$$

将 ρ 值代入式(2.106)并考虑到 1.08 的经验系数,得到自紧时的内压同外表面应变的关系式

$$P_1 = 0.54\sigma_s \left(1 + \ln \frac{E \epsilon_{t2} r_2^2}{1.08\sigma_s r_1^2} - \frac{E \epsilon_{t2}}{1.08\sigma_s} \right) \quad (2.129)$$

设外表面直径的位移量为 Δd_2 , 半径的位移量为 $\Delta r_2 = u_2$, 则由式(2.50)可以计算出对应的切向应变值

$$\epsilon_{t2} = \frac{\Delta r_2}{r_2} = \frac{\Delta d_2}{d_2}$$

这样在自紧时就可以测量身管外表面的 Δd_2 或 Δr_2 , 并由上式计算出切向应变值 ϵ_{t2} , 然后利用 ϵ_{t2} 求出 ρ 和 P_1 , 以此来控制身管的自紧程度。

我们把塑性区的壁厚($\rho \sim r_1$) 占总壁厚($r_2 \sim r_1$) 的百分比定义为身管的自紧度, 用 Z 表示。

$$Z = [(\rho - r_1)/(r_2 - r_1)] \times 100\% \quad (2.130)$$

$Z=0$ 为非自紧身管, $Z=100\%$ 为全塑性自紧身管, 一般半弹性状态自紧身管的自紧度为 $Z=30\% \sim 70\%$ 。

自紧时, 由测量所得的内压 P_1 与外表面应变 ϵ_{t2} 或位移 u_2 所绘出的曲线, 就叫做身管的自紧曲线 $P_1 - \epsilon_{t2}$ 或 $P_1 - u_2$ 。

2.6.3 自紧身管的一般设计步骤

已知身管毛坯的 σ_s 和内外半径 a, b 。

1. 选取自紧度 Z , 并计算弹塑性区交界面半径

由式(2.130)得 $\rho = Z(b-a) + a$, 由 ρ 值计算自紧时的内压

$$P_1 = \sigma_s \left(\ln \frac{\rho}{a} + \frac{b^2 - \rho^2}{2b^2} \right)$$

2. 对身管毛坯进行自紧

在自紧时, 通过测量 ϵ_{r2} 或 u_2 来控制 ρ 和 P_1 。并绘出自紧曲线。

3. 按简单身管的设计方法, 计算设计压力曲线

同时进行炮膛结构设计和外形设计及调整。

4. 按自紧身管的实际外形尺寸进行强度校核

由自紧身管的合成应力分布规律可知, 自紧身管内表面的合成内压(即径向应力) p_1 和弹塑性区交界面上的合成相当应力 $2\tau_\rho$ 最大, 所以应该对此进行强度校核。计算步骤如下:

(1) 计算自紧身管内表面的最大合成内压 P_{1s} 。

用式(2.122)或式(2.125), 可计算 P_{1s} , 即: 采用第三强度理论

$$P_{1s} = \sigma_s \left(\ln \frac{\rho}{r_1} + \frac{r_2^2 - \rho^2}{2r_2^2} \right) \quad (2.131)$$

采用第四强度理论

$$P_{1s} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_s \left(\ln \frac{\rho}{r_1} + \frac{r_2^2 - \rho^2}{2r_2^2} \right) \quad (2.132)$$

(2) 计算弹塑性交界面上的合成相当应力 $2\tau_{\rho s} = \sigma_{sd}$ 。

$$\sigma_{sd} = 2\tau'_{\rho s} - 2\tau''_{\rho s}$$

用式(2.119)或式(2.120)均可得

$$2\tau'_{\rho s} = \sigma_s \left[1 - \frac{2r_1^2 r_2^2}{\rho^2 (r_2^2 - r_1^2)} \left(\ln \frac{\rho}{r_1} + \frac{r_2^2 - \rho^2}{2r_2^2} \right) \right] \quad (2.133)$$

利用公式(2.123)可得

$$2\tau''_{\rho s} = p_1 \frac{2r_1^2 r_2^2}{\rho^2 (r_2^2 - r_1^2)} \quad (2.134)$$

以上公式中的 ρ 应为实测值。

(3) 计算非自紧身管的强度极限 P_{1e} 。

采用第三强度理论

$$P_{1e} = \sigma_s \frac{r_2^2 - r_1^2}{2r_2^2} \quad (2.135)$$

采用第四强度理论

$$P_{1e} = \sigma_s \frac{r_2^2 - r_1^2}{\sqrt{3}r_2^4 + r_1^2} \quad (2.136)$$



(4) 计算实际安全系数。

$$n_{1e} = P_{1e} / p_1$$

$$n_{1s} = P_{1s} / p_1$$

$$n_{sd} = \sigma_s / \sigma_{sd}$$

其中 p 为设计压力。

一般采用列表计算,计算表如表 2.6 所示。

表 2.6 计算表

截面 序号	距身管后端 面距离 L /mm	外径 d_2 /mm	内径 d_1 /mm	弹塑性区交界 面半径 ρ /mm	实际强度极限			设计压力 p_1 /MPa	实际安全系数		
					P_{1s} /MPa	P_{1e} /MPa	σ_{sd} /MPa		n_{1e}	n_{1s}	n_{sd}
1											
2											
3											
⋮											

第三章 反后坐装置设计

3.1 概 述

3.1.1 弹性炮架与反后坐装置的作用

在火炮技术发展的几个世纪中,火炮设计者坚持不懈地为提高它的威力、机动性、反应能力、生存能力、可靠性和经济性而努力。限于力学基本原理和火炮技术的发展状况,代表火炮性能的各项指标之间往往是相互矛盾、相互制约的。其中威力与机动性的矛盾伴随着火炮技术的发展而始终存在着。反后坐装置就是人们为解决火炮威力与机动性的矛盾而发明的。反后坐装置在火炮上的出现,标志着火炮由刚性炮架火炮转变为弹性炮架火炮,这是火炮技术发展过程中具有划时代意义的转变。

对于弹性炮架火炮,发射时,火药燃气作用于炮身的向后的炮膛合力使炮身产生与弹丸运动方向相反的运动(称为后坐)。将炮身与炮架弹性连接起来,使炮身可以相对炮架沿炮膛轴线方向运动,用以在射击时消耗和储存后坐能量并使后坐部分恢复原位的装置称为反后坐装置。炮口制退器,虽然从结构上隶属于炮身,但其主要是减小后效期中火药燃气对火炮后坐部分的作用,从作用上可以看做是一种特殊的反后坐装置。

火炮通过采用反后坐装置而实现弹性炮架,其作用主要有以下三个方面:

(1) 极大地减小火炮在射击时的受力。采用了反后坐装置以后,炮身通过制退机和复进机与炮架弹性地连接。发射时,火药燃气作用于炮身的向后的炮膛合力使炮身产生加速后坐运动,通过制退机和复进机的缓冲,才把力传到炮架上。此时,炮架所受的力已不是炮膛合力,而是由反后坐装置等提供的后坐力。反后坐装置可以使炮架的受力减小到炮膛合力最大值的十几分之一到几十分之一。

(2) 把射击时全炮的后坐运动限制为炮身沿炮膛轴线的后坐运动,并且在射击后使其自动回复到射前位置。这就使得火炮的瞄准线基本不变,从而为遂行急速射、效力射等创造了条件,也为在同一炮阵地上持续作战奠定了基础。

(3) 通过合理地设计反后坐装置,可以有效地控制火炮在射击时的受力和运动。反后坐装置把本来作用于炮身的变化剧烈、作用时间很短的炮膛合力,转变为作用时间较长、幅度变化不大、最大值很小的后坐力传给了炮架。通过合理地设计反后坐装置,可以控制射击时火炮的受力和运动。



经过两次世界大战的促进,火炮的初速、射程、弹丸威力、射速和精度都得到了大幅度的提高。现在,反后坐装置已经是火炮上必不可少的主要部件,其性能极大地影响火炮战术技术性能。因而对反后坐装置必须慎重细致地进行设计。在高新技术迅猛发展的今天,火炮技术也孕育着新的突破,要求火炮有尽可能大的威力与尽可能好的机动性。为适应这些要求,往往要靠进一步改进火炮反后坐装置来实现。例如,双重后坐、前冲原理(软后坐)、超长后坐、曲线后坐等。

3.1.2 后坐系统的分类与反后坐装置的功能

一、后坐系统的分类

火炮上与后坐和复进运动相关的部件的总和统称为后坐系统。从不同的角度,后坐系统可以按不同的方式进行分类。

1. 按射击循环的顺序分类

(1) 正常后坐系统:击针击发底火后,后坐部分在火药燃气压力作用下和反后坐装置控制下按后坐、复进(完成开闩、抽筒等动作)回复到待发位置的次序运动。大多数火炮具有这种后坐系统。这种后坐系统结构简单,动作可靠,适用范围广,可用于各种口径、不同用途的火炮。

(2) 前冲后坐系统(也称为软后坐系统):火炮发射时,后坐部分在反后坐装置控制下和火药燃气压力作用下按前冲、击发底火、后坐、复进回复到待发位置的次序运动。采用前冲后坐系统的火炮,平时将后坐部分拉向后方,发射时首先放开后坐部分,使其在前冲机作用下沿导向部分作前冲运动,在一定前冲速度下,击发底火,后坐部分



图 3.1 具有前冲后坐系统的火炮

经后坐复进运动回复到待发位置。图 3.1 为采用前冲后坐系统的火炮。由于击发底火时后坐部分已经具有一定前冲动量,必然抵消一部分后坐冲量,因此使炮架受力大幅度减小。

2. 按后坐层次分类

(1) 单一后坐系统:只有炮身等构件作为后坐部分,并按正常后坐规律运动。目前大部分制式火炮都属于单一后坐系统的火炮。

(2) 双重后坐系统:不仅有控制炮身等作为后坐部分运动的一套后坐系统(或称为第一后坐系统),而且有控制上架等作为后坐部分运动的另一套后坐系统(或称为第二后坐系统)。图 3.2 为具有双重后坐系统的火炮。双重后坐系统适用于大口径火炮,是减小炮架受力的有效



措施。但由于有两套后坐系统,使火炮结构较为复杂。

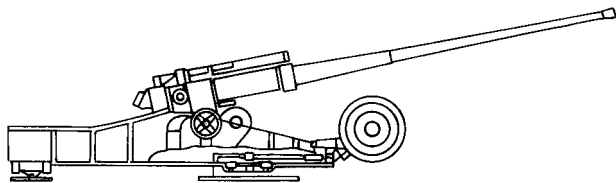


图 3.2 具有双重后坐系统的火炮

3. 按后坐运动轨迹分类

(1) 直线后坐系统:后坐部分始终沿炮膛轴线作直线运动。几乎所有正常后坐系统都同时又是直线后坐系统。

(2) 曲线后坐系统:后坐部分质心的运动轨迹为射面上的曲线(如图 3.3)。曲线后坐系统又分为平动的曲线后坐系统和平面运动的曲线后坐系统。如果后坐部分在后坐运动中,只作平移运动而无转动,则该后坐系统称为平动的曲线后坐系统。如果后坐部分在后坐过程中,不仅作平移运动而且还作转动,则该后坐系统称为平面运动的曲线后坐系统。曲线后坐系统的共同特点是后坐部分的质心在后坐过程中升高一定距离。在后坐部分质心升高的加速时期,其惯性力指向地面,该力与火炮总体布局相匹配,可以提高火炮射击稳定性。实现曲线后坐的另一种方法是设置两层相互串联的、且成一定角度的后坐系统(称为二维后坐系统)。后坐时后坐部分质心的运动规律由两层运动合成所确定。一般情况下,后坐部分质心的运动轨迹是一条曲线。控制两层后坐系统的运动规律,可使质心按预定的曲线规律运动,以达到增加稳定性的目的。

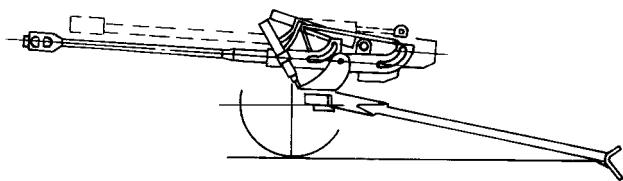


图 3.3 曲线后坐系统原理图

4. 按流液孔是否随射角变化分类

(1) 定后坐长的后坐系统:后坐流液孔不随高低射角变化。中口径野战火炮多采用这种后坐系统,在同一装药条件下,最小射角和最大射角射击时其后坐长变化不超过 10%~15%。



(2) 变后坐长的后坐系统:后坐流液孔随高低射角变化。大、中口径野战火炮为在小射角获得较小的后坐阻力,而在大射角又不使炮尾碰地,常常采用变后坐长的后坐系统。自行榴弹炮受战斗室空间的限制,也会采用此类系统。

二、反后坐装置

限于篇幅,本书仅介绍正常后坐系统反后坐装置的结构和 design 方法。

对于正常后坐系统,反后坐装置应具有以下三项功能:

(1) 控制火炮后坐部分按预定的受力和运动规律后坐,以保证射击时火炮的稳定性和静止性。此功能由后坐制动器实现。

(2) 在后坐过程中储存部分后坐能量,用于后坐终了时将后坐部分推回到待发位。此功能由复进机实现。

(3) 控制火炮后坐部分按预定的受力和运动规律复进,以保证火炮复进时的稳定性和静止性。此功能由复进节制器实现。

反后坐装置这三方面的功能是有机的地联系在一起的,不同的功能组成可以形成不同的结构类型。通常可以分为独立式反后坐装置和非独立式反后坐装置两大类。

(1) 独立式反后坐装置:将后坐制动器和复进节制器组成一个部件,称为制退机,以前也称为驻退机。将制退机和复进机独立布置,两者之间无液体流动,制退杆(或筒)和复进杆(或筒)各自与后坐部分(或摇架)连接。大多数火炮采用这种形式的反后坐装置。

(2) 非独立式反后坐装置:将后坐制动器和复进机有机地组成一个部件,两者之间有液体流动,只有制退杆(或筒)与后坐部分(或摇架)连接。这种反后坐装置称为制退复进机,也称为有机联合式反后坐装置。

3.1.3 反后坐装置设计的研究内容和任务

反后坐装置设计的理论,就是在熟悉各种反后坐装置结构的基础上,运用基础理论和实验技术,对火炮发射时反后坐装置工作的全过程做定量的、规律性的分析研究,找出它们便于应用又符合实际的设计计算方法。在内容上,反后坐装置设计理论主要包括反后坐装置的结构分析、火炮及后坐部分的受力和运动分析、反后坐装置的设计与计算以及反后坐装置的实验研究等。

反后坐装置的结构分析,是对现有的各类反后坐装置及炮口制退器从工作特点进行分析,了解结构中各组成部分的具体形式和特点,研究其适用范围和优缺点,研究它们工作的可靠性保证措施、部队勤务使用和生产工艺的要求等,为合理地选择反后坐装置的结构和研究其设计方法打下基础。

火炮及后坐部分的受力和运动分析,是研究各种情况下后坐和复进中全炮和后坐部分的



受力规律和运动规律,从而合理地提出对反后坐装置设计应满足的受力和运动规律要求,如后坐复进中火炮的静止性和稳定性要求等;同时,研究对于各种反后坐装置的具体结构,得出准确地计算全炮和后坐部分受力和运动的方法。

反后坐装置的设计与计算,是研究反后坐装置各组成部分的工作原理,合理地选择反后坐装置的结构形式,确定具体结构尺寸同后坐与复进中压力、力及运动的量化关系,使它满足火炮总体设计的要求。

反后坐装置的实验研究,主要是利用各种测试手段,直接对后坐部分及反后坐装置各部件在工作时的各种动态参量进行测定,揭示实际的各物理量的变化规律,用于检验反后坐装置设计理论的正确性,找出不足,推进设计理论的发展,可以检验设计出的反后坐装置工作性能的好坏,测得某些必需的系数,便于修改和完善设计。

在一门新火炮的设计过程中,反后坐装置的设计通常是在外弹道、内弹道和炮身设计完成之后进行的,它应完成的任务主要是:

(1) 正确处理火炮总体上威力与机动性的矛盾,在火炮总体设计中,合理地选择反后坐装置的结构形式,确定主要结构尺寸和基本技术参数。

(2) 根据所确定的反后坐装置的主要技术参数,制定合理的后坐复进时火炮与后坐部分的受力和运动规律,在此基础上,详细地设计反后坐装置,保证这些受力和运动规律能可靠地实现,最后完成产品图纸和有关技术文件。

(3) 进行各种特殊条件下的受力和运动计算,为全炮的动力学分析、炮架各零部件的受力分析及刚强度的校核计算提供详细、全面的数据。

随着科学技术的发展,反后坐装置设计理论也在不断发展。应用数学和力学的基础理论,以及应用先进计算机技术,进一步从本质上探求反后坐装置工作的内在规律,发展和完善反后坐装置设计理论,寻找更符合客观实际的反后坐装置设计方法,以及新原理、新结构、新技术在反后坐装置中应用,是反后坐装置设计理论的发展趋势。虽然如此,建立在流体力学和刚体动力学基础上的经典反后坐装置设计理论仍是基础,在反后坐装置设计中仍起着重要作用。本章仍以介绍经典反后坐装置设计理论为主,适当介绍一些新内容。

3.1.4 反后坐装置的结构分析

一、复进机的类型和结构分析

复进机按储能介质不同可分为弹簧式、气压式、火药燃气式和液体式。

1. 弹簧式复进机

弹簧式复进机以弹簧作为储能介质。中小口径自动炮多采用弹簧式复进机。图 3.4 为弹簧式复进机结构图。口径较小的自动炮多采用圆断面的圆柱螺旋弹簧;口径较大的自动炮,为



了在有限的尺寸范围内获得较大的复进机力(弹簧抗力),通常采用矩形断面的圆柱螺旋弹簧。弹簧式复进机的主要优点是结构简单紧凑,动作可靠,工作性能不受温度的影响,弹簧轻微损伤后仍可暂时使用,维护简单方便;缺点是质量大,口径越大质量的矛盾就越突出,不便于通过复进机调整复进速度,长期使用易疲劳。

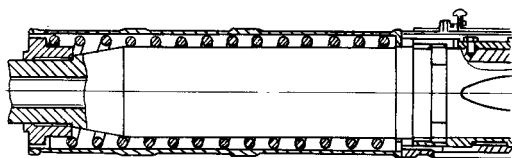


图 3.4 弹簧式复进机结构图

2. 气压式复进机

气压式复进机以气体作为储能介质。根据复进机中液体的用途,气压式复进机又可分为液体气压式复进机和气压式复进机。

(1) 液体气压式复进机。

液体气压式复进机中的液体不仅用来密封气体,而且用来传递复进活塞对气体的压力。液体气压式复进机是目前地面火炮广泛应用的一种复进机。根据参加后坐运动的构件的不同,可分为杆后坐和筒后坐两类不同结构形式。

① 杆后坐的液体气压式复进机。

由于复进杆后坐,为保证任何射角下液体都能可靠地密封气体,通常采用两个不同轴筒的结构。外筒储存高压氮气,称为储气筒;内筒中放置带复进杆的复进活塞,称为工作筒。储气筒内放入部分液体以密封气体,为保证小射角时气体不致逃逸,在工作筒后端的下方或侧方开有通孔与储气筒相通,并使通孔在任何射角下都埋在液体中。图 3.5 所示为杆后坐的液体气压式复进机。



图 3.5 杆后坐的液体气压式复进机

② 筒后坐的液体气压式复进机。

筒后坐的液体气压式复进机可以增大后坐部分的质量。为了保证在任何射角下,液体都能有效地密封气体,一般采用三个筒套装的结构。在内筒和外筒中间增加一个后方开有通孔的中筒。为了使液体尽量少,结构紧凑,一般内筒或中筒相对外筒偏心配置。图 3.6 所示为筒后坐的液体气压式复进机。筒后坐的液体气压式复进机中,有的将中筒与内筒同心,而与外筒偏心配置;有的三筒同心配置。

液体气压式复进机的优点是用于中、大口径火炮上比弹簧式复进机质量小,易于控制液流

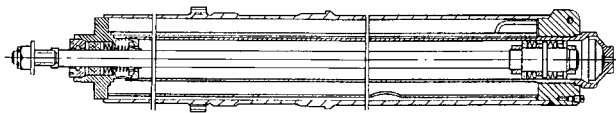


图 3.6 筒后坐的液体气压式复进机

通道和调节复进速度；它的缺点是气体的工作特性随温度变化较大，必须经常检查液量和气压，需配备专门的检查、注气和注液工具，使勤务复杂。

(2) 气压式复进机。

气压式复进机中的液体仅仅用来密封气体，复进活塞直接压缩气体。气压式复进机多用于大口径舰炮上。气压式复进机中的液体量很少，因此质量更小。图 3.7 所示为一种用液体增压原理来密封气体的气压式复进机。

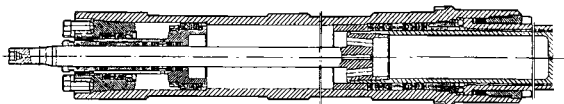


图 3.7 气压式复进机

气压式复进机大大减少了液体，使复进机结构紧凑，质量较小。但由于紧塞具结构复杂，使得密封的可靠性差了。因此气压式复进机一般多应用于有高压气源的大口径舰炮上，以利于及时对复进机补充气体。

3. 火药燃气式复进机

火药燃气式复进机主要用于射速较高的小口径航炮上。其工作原理是将膛内的火药燃气引入复进机工作腔，后坐时以高压的火药燃气作为储能介质，存储后坐能量，使复进时后坐部

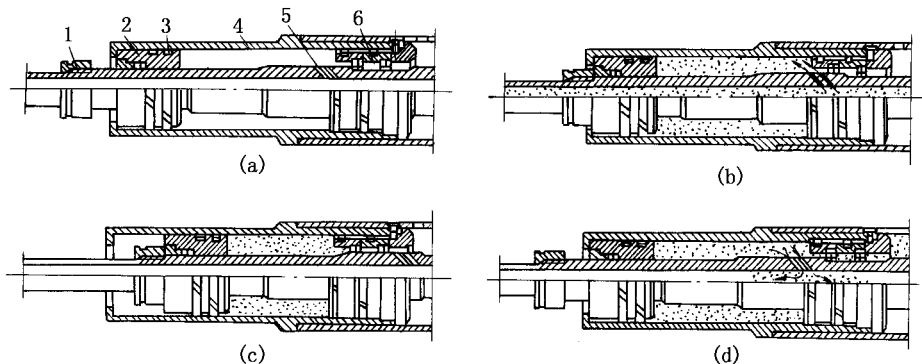


图 3.8 火药燃气式复进机工作原理

(a) 发射前；(b) 充气与后坐；(c) 后坐与复进；(d) 复进与排气

1—身管；2—游动活塞；3—涨圈；4—复进机筒；5—导气孔；6—排气槽



分获得较高的复进速度,在复进末期将工作腔的排气孔打开,放出残余的火药燃气。图 3.8 所示为同心式火药燃气式复进机。

火药燃气式复进机的优点是结构简单,质量小,适用于复进速度较高的高射速自动炮;缺点是高温高压的火药燃气作为工作介质,使进气孔的烧蚀、活塞的磨损和身管的温升都比较严重,使紧塞元件寿命低,维护擦拭困难。此外,这种复进机平时不具有能支撑炮身的复进机力,需要设计专门机构以保持炮身在待发位置。

二、制退机的类型和结构分析

火炮的制退机大都属于不可压缩液体的制退机。它的结构形式很多,通常按流液孔形成方式分为节制杆式、沟槽式、活门式、转阀式和多孔衬筒式等。

沟槽式、转阀式和多孔衬筒式制退机多出现在早期火炮上。由于加工工艺和结构复杂或缓冲性能不易控制等原因,目前已很少应用。活门式和节制杆式制退机具有结构简单、缓冲性能易于控制等优点,因此广泛应用于现代的火炮上。应该指出,节制杆式制退机现已形成一套较完善的行之有效的设计方法和理论,按此理论设计的制退机在运动和受力规律上与试验结果有较好的吻合。因此,节制杆式制退机广泛应用于各种火炮上。

由于采用的复进节制器不同,节制杆式制退机又有常用的四种结构形式:带沟槽式复进节制器的节制杆式制退机、带针式复进节制器的节制杆式制退机、混合式节制杆式制退机和变后坐长度的节制杆式制退机。

1. 带沟槽式复进节制器的节制杆式制退机

目前大多数火炮采用这种结构形式。这种结构的制退机突出优点是动作可靠、容易满足设计者对后坐复进过程中力和运动规律的要求,可实现复进过程的全程制动等。

图 3.9 所示为一种带沟槽式复进节制器的节制杆式制退机。后坐时,活塞挤压工作腔内的液体,使一部分液体沿节制环与节制杆形成的流液孔(也称后坐制动流液孔)流入非工作腔,另一部分液体沿制退杆内腔与节制杆之间的环形间隙,经过调速筒上的斜孔向后冲开活瓣,进入并充满复进节制腔(也称内腔)。液体压力对制退活塞的合力构成后坐时液压阻力的主要部分。复进时,节制杆上的调速筒活瓣在液体压力和弹簧力的作用下关闭,复进节制器腔内液体

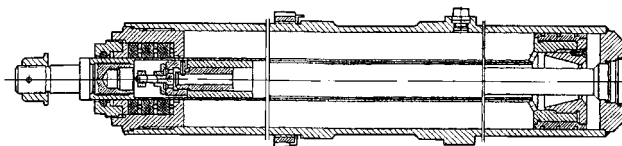


图 3.9 带沟槽式复进节制器的节制杆式制退机



只能沿制退杆内壁的沟槽与调速筒构成的流液孔(也称复进制动流液孔)流出。当后坐非工作腔的真空消失后,其腔内液体沿后坐制动流液孔回流。两股液流均流回到后坐工作腔。复进节制腔及后坐非工作腔液体压力对制退杆连同活塞的作用,构成复进时的液压阻力。

该制退机采用沟槽式的复进节制器,其沟槽开在制退杆内壁上。这种复进节制器可在复进全行程上实施制动,有效地控制复进运动规律,保证火炮复进稳定性。因此,这种形式的复进节制器广泛应用于地面牵引火炮和坦克炮。但是由于复进全程实施制动,使复进平均速度较低,不利于提高射速,故射速要求较高的自动炮不采用这种复进节制器。

2. 带针式复进节制器的节制杆式制退机

这种制退机采用针式复进节制器,在复进的局部行程上实施制动,因而提高了平均复进速度,减少了复进时间,可有效地提高射速。因此这种制退机多用于自动高炮。

图 3.10 所示为一种带针式复进节制器的节制杆式制退机,它是在复进后期才实施制动的带针式复进节制器的节制杆式制退机。后坐时,制退活塞本体上的游动活塞在液体推动下将活塞头上的纵向沟槽关闭,工作腔内液体一部分沿活塞本体上的斜孔经后坐流液孔流入非工作腔,另一部分沿调速筒的四个缺口进入制退杆内腔。复进初期,制退杆内腔液体由原路返流,非工作腔真空消失后,液体推动游动活塞移动一段距离,打开活塞本体上的两条纵向沟槽,并沿沟槽流回工作腔。这样增大了非工作腔液体返回工作腔的流液孔面积,减小了复进阻力,极大地提高了复进速度,有效地减小了复进时间。在距离复进到位一定位置处,节制杆末端的针杆插入制退杆末端的尾杆内,产生较大的液压阻力,从而使复进运动停下来。

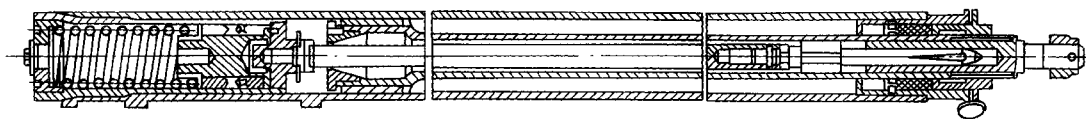


图 3.10 带针式复进节制器的节制杆式制退机

3. 混合的节制杆式制退机

图 3.11 所示为一种混合的节制杆式制退机,它的显著特点是复进节制沟槽不开在制退杆内腔,而开在制退筒内壁上。与上述两种制退机不同,该沟槽在后坐和复进时均构成流液孔的一部分,故称之为混合的节制杆式制退机。后坐时,工作腔液体推动游动活塞打开活塞头上的斜孔,液体可沿节制环与节制杆构成的环形流液孔流入非工作腔,同时另一路经制退筒壁上的六条沟槽与活塞套形成的流液孔也流入非工作腔。而非工作腔的部分液体可通过节制杆根部的两个斜孔经节制杆内孔与制退杆内腔相通。因此,后坐时内腔中液体不可能充满。复进时,在非工作腔真空排除过程中,该制退机基本上只提供很小的复进阻力。当真空消失后,非工作腔液体推动游动活塞关闭活塞头上的斜孔,使液体不能沿节制环与节制杆构成的环形流液孔



流回,只能沿制退筒内壁上的沟槽和游动活塞上的两个纵向小孔流回工作腔,从而产生对复进的液压阻力。此时非工作腔成为复进节制器工作腔。该制退机与其他制退机不同,后坐时有两股液体同时由工作腔流入非工作腔,对后坐产生液压阻力,这使该制退机的设计计算方法不同于其他制退机。此外,后坐时内腔液体不充满,复进时非工作腔真空消失后,才产生有效的复进液压阻力,因此该制退机也不是全程制动的。

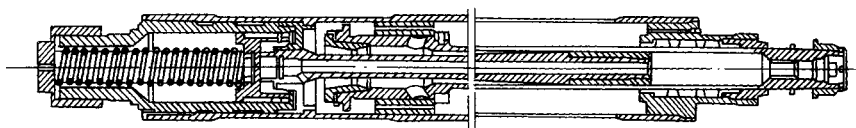


图 3.11 混合的节制杆式制退机

4. 变后坐长的节制杆式制退机

大口径或大威力牵引火炮,其威力和机动性的矛盾突出。既要保证射击稳定性,又要求火炮质量较小,给总体设计带来很大的困难。自行榴弹炮由于受战斗室空间的限制,而射角变化又大,也希望小射角时后坐长,大射角时后坐短。采用变后坐长的制退机是解决这些矛盾的有效措施之一。

图 3.12 所示为一种变后坐长的节制杆式制退机。其制退杆连接在炮尾上,随炮尾一同后坐。制退筒固定在摇架上。为了实现变后坐,节制杆做成圆柱形,在其上开有长后坐的 4 条变深度的纵向沟槽,它安装在制退筒盖上,并可相对于制退筒转动。开有 4 个窗口的节制环固定

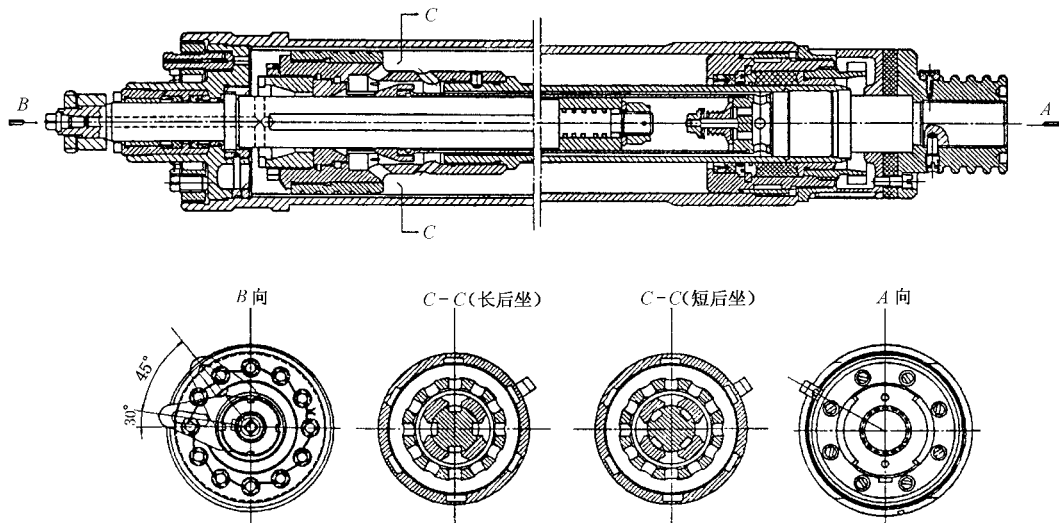


图 3.12 变后坐长的节制杆式制退机



在活塞头内,且不能转动。当射角变化时,利用摇架和上架间的相对运动,通过后坐长度变换器,迫使节制杆随射角作相应的转动,从而改变节制环的窗口与节制杆沟槽形成的流液孔的大小,达到改变后坐长的目的。短后坐沟槽开在制退筒内壁上。小射角时($\varphi < 20^\circ$),节制杆上的长后坐沟槽与制退筒的短后坐沟槽同时打开,此时流液孔面积最大,后坐阻力最小,实现长后坐;射角在 $20^\circ \sim 34^\circ$ 范围内,后坐长度变换器转动节制杆,使其沟槽逐渐偏离节制环窗口,流液孔面积不断减小,因而后坐阻力逐渐变大,后坐长度逐渐变短;大射角时($\varphi > 40^\circ$),节制杆的沟槽与节制环窗口完全错开而被关闭,此时只有制退筒内壁上 6 条短后坐沟槽构成的流液孔起作用,流液孔面积最小,使后坐阻力最大,实现短后坐。

由于节制杆上的长后坐沟槽在大射角时被关闭,常规的由制退杆内壁和节制杆表面构成的支流通路也被关闭。为了保证后坐时复进节制器腔(内腔)充满液体,必须另辟一个支流通道,使其在任何射角下后坐时都能打开支流通路,使内腔充满液体。

三、制退复进机的类型和结构分析

制退复进机将制退机和复进机有机地组成一个部件。常见的制退复进有两种类型:短节制杆式制退复进机和活门式制退复进机。制退复进机具有结构简单紧凑的优点,并且多使外筒兼作摇架的一部分。因此,在后坐部分质量不变的情况下,可减小起落部分的质量。

1. 短节制杆式制退复进机

图 3.13 所示为一种短节制式制退复进机。它的后坐流液孔仍然由变截面的节制杆和节制环之间隙组成,通过节制杆的形状控制液压阻力变化,使其满足于火炮发射的受力和运动要求。后坐时,炮身带动上、下两筒后坐,制退活塞挤压制退筒内的液体,使部分液体沿前套箍内的液流通道流入储气筒前端,然后推开节制器上的 4 个单向活门,再经固定于节制器上的节制筒孔与节制杆形成的环形流液孔产生制动后坐的液压阻力。随着内腔液体的不断增加,向后推动游动活塞,并压缩储气筒后腔的气体,储存后坐能量。复进时,储气筒内的气体膨胀,推动游动活塞、节制杆向前,并压缩内腔的液体,使其经后坐流液孔流回节制器内。由于单向活门被弹簧关闭,液体只能经节制杆与节制器内壁的沟槽形成的复进节制流液孔流入储气筒前腔,

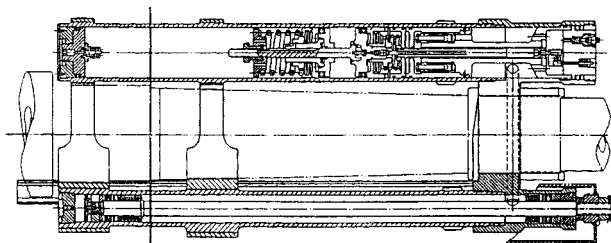


图 3.13 短节制式制退复进机



再经前套箍的通道流回制退筒,并推动制退杆活塞及后坐部分复进。

由于这种短节制杆式制退复进机的复进制动是靠节制由储气筒回流到制退筒的液流速度来实现,而不是将复进制动的液压阻力直接作用在制退杆上,所以这类制退复进机的复进制动不太可靠,特别是在复进后期,不能提供有效的复进制动力,常常由于复进到位速度过大而产生冲击。因此,为了改变这种情况,设置了气体活门式复进缓冲器。

2. 活门式制退复进机

活门式制退复进机通过弹簧控制活门开度来改变流液孔面积,从而使火炮受力和运动规律满足设计要求。

图 3.14 所示为一种活门式制退复进机,它比短节制杆式制退复进机结构简单得多。当制退杆后坐时,内筒中液体被制退杆活塞压缩,压力升高,与外筒内的液体形成明显的压力差,因此复进活门被关闭,同时后坐活门打开,液体经后坐活门流入外筒内,并推动游动活塞向前运动压缩气体,储存复进能量。后坐活门打开的大小取决于内外筒液体压力差和弹簧刚度的大小。在后坐过程中,活门开度的自动调节作用,使后坐阻力的变化趋于平缓。流液孔的这种自动调节作用是其他形式的反后坐装置难以实现的。复进时气体膨胀,推动游动活塞压缩外筒内的液体,使后坐活门关闭,同时推开复进活门,流入内筒,推动制退杆活塞及后坐部分一起复进。活门式制退复进机的显著优点是结构简单。由于流液孔的大小取决于活门开度,而活门开度在后坐和复进过程中受活门两侧液体压力差和弹簧力作用有个“自适应”过程,因此使阻力曲线变化比较平稳。此外,调整活门弹簧的阻力很容易实现变后坐。但是,由于活门的惯性,在后坐开始时,活门往往滞后打开,此时使后坐阻力出现峰值。与短节制杆式制退复进机相同,由于复进节制作用仅靠节制流回制退筒的流体速度来实现,复进制动不十分可靠,因此需要设置专门的缓冲装置,以保证复进到位无冲击。

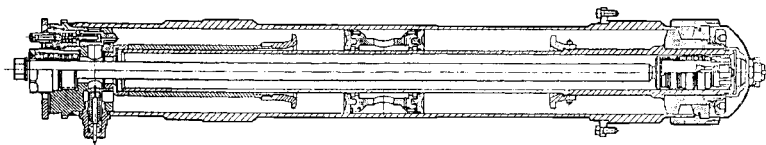


图 3.14 活门式制退复进机

四、反后坐装置中的液体

火炮反后坐装置中的液体工作介质称为火炮制退液。由于在发射时反后坐装置中的液体将传递压力、产生阻力和进行能量转化,并且它又长期与金属、密封元件及气体接触,所以火炮制退液需满足以下要求:

(1) 凝固点要低,沸点要高。我国幅员广大,北方冬季最低温度可达 -45°C ,夏季沙漠地



区最高温度可达 50°C 。因为要求火炮在各种气象条件下都能使用,所以要求制退液在此温度范围内不凝固、不沸腾,保持较好的流动性。

(2) 热容量要大,汽化热要高。火炮射击时,其后坐能量经过反后坐装置作用,大部分转化为热被制退液所吸收,使得制退液的温度升高。热容量大的液体在吸收相同能量的情况下温升较低。沸点越高的制退液,一般其汽化热也越高,容许持续发射的弹数也越多,这样有利于提高火炮的发射速度。也可以减少制退机的液量,从而可以减小其体积和质量。

(3) 密度和黏度较大,且随温度变化要小。制退液的密度和黏度越大,单位体积的液体从静止加速到一定速度所消耗的能量就越大。在消耗相同的后坐能量下,密度和黏性大的制退液可减小制退机的结构尺寸。一般液体的密度和黏度随温度升高而减小,致使后坐阻力减小,后坐长度增长。连续发射时,制退液温度可接近沸点。如果密度和黏度变化过大,将使火炮的受力和运动规律严重偏离设计要求,甚至使火炮不能正常工作。

(4) 化学稳定性要好。一方面保证在长期储存中及各种温度和压力下不变质,不改变液体的组分和性质;另一方面保证液体不腐蚀金属和密封元件。

(5) 来源要丰富,生产简便,价格便宜,并保证战时能大量及时地供应。

(6) 无毒无害。保证生产和部队勤务人员的安全。

我国火炮采用的制退液主要是斯切奥尔液和斯切奥尔-M 液。他们都是以甘油为基础,配以一定量的阻化剂和稳定剂,然后加入蒸馏水而制成。斯切奥尔-M 液还含有一定量的酒精。以甘油为基础的制退液的优点是比热和密度大,对密封元件不浸润溶胀,低温黏性小。它的缺点是成本高,沸点低,换液期短,高压下易被氧化变酸,对铜质零件腐蚀严重。

西方国家多采用以石油产品为基础油的制退液。比较明显的优点是来源丰富,价格便宜,但是比重较小,黏性随温度变化较大。我国近年来也有采用以石油产品为基础油的制退液,如 10 号航空液压油等。

3.2 流体力学基础

火炮反后坐装置大多是以流体(液体和气体)作为工作介质的。为了研究和设计反后坐装置,必须具有流体力学的基本知识。

3.2.1 流体力学的基本概念

流体力学以流体作为研究对象,主要研究流体的平衡规律、流体的运动规律、流体与流体以及流体与固体之间相互作用的规律。

从微观上讲,流体是由大量分子所组成的,每个流体分子都总是无休止地作不规则的运动,分子之间有力的作用,并经常由于相互碰撞而交换着动量和能量。流体的微观运动是十分



复杂的,利用现有的数学工具很难对其进行研究。但是,我们日常生活对流体的感受是其宏观运动,表现为流体的温度、压强、流动速度等宏观参数。因此将实际的、由大量分子所组成的流体,抽象为在微观上充分大、在宏观上足够小的流体分子团所组成的连续流体。流体分子团的运动服从统计规律。而流体分子团在宏观上足够小,可以看做一个“点”。因此这种流体分子团称为流体质点,它具有温度、密度、压强、速度等宏观参数。

从承受载荷能力的角度讲,流体只能承受压应力,不能承受拉应力和剪切应力,任何剪切应力的存在都会使流体发生流动。因此,在流体中,其法向应力只能是压应力,不能是拉应力,这种压应力称为压强,在工程上通常称之为压力。真实的流体在流动时可以表现出一定的承受剪切应力的能力,这种性质称为流体的黏性。流体的黏性只有在流体中的相邻流体质点有相对运动时才表现出来。许多常见的流体(如水、空气等)的黏性都很小,在相对运动速度不大的情况下,其黏性的影响很小。在这种情况下,可以完全忽略黏性的影响,以使问题得到简化。忽略黏性的流体称为理想流体。

3.2.2 连续方程

连续方程是质量守恒定律在流体力学中的表达形式。

在直角坐标系下,微分形式的连续方程可以写为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (3.1)$$

或

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \nabla \cdot \mathbf{v} = 0 \quad (3.2)$$

式中 ρ ——流体密度;

\mathbf{v} ——流体速度, $\mathbf{v} = u\mathbf{i} + v\mathbf{j} + w\mathbf{k}$;

∇ ——哈密顿算子, $\nabla = \frac{\partial}{\partial x}\mathbf{i} + \frac{\partial}{\partial y}\mathbf{j} + \frac{\partial}{\partial z}\mathbf{k}$ 。

对于定常流动, $\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$, 连续方程为

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (3.3)$$

对于不可压缩流体,各处密度均相等,且不随时间变化,即 ρ 为常数,则连续方程为

$$\nabla \cdot \mathbf{v} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.4)$$

对于一维不可压缩管流,在同一时刻其各截面体积流量均相等,即

$$Q = v_1 A_1 = v_2 A_2 \quad (3.5)$$

其中, Q 为管流的体积流量; v_1, v_2 分别为 1, 2 截面的平均速度; A_1, A_2 分别为 1, 2 截面的



面积。

对于一维定常管流,其各截面质量流量均相等,且保持不变,即

$$G = \rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2 \quad (3.6)$$

其中, G 为管流的质量流量; ρ_1, ρ_2 分别为 1, 2 截面的流体密度。

3.2.3 运动微分方程与伯努利方程

运动微分方程是牛顿第二运动定律在流体力学中的表达形式。在某些规定的条件下对运动微分方程积分就得到伯努利方程。

对理想流体,欧拉运动微分方程

$$\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} = \mathbf{F} - \frac{1}{\rho} \nabla p \quad (3.7)$$

如果流动满足:①流动是定常的(各参量对时间的偏导数为零),②质量力是有势力,③流体是正压性的(密度可以只表示为压力的函数)或不可压缩,则可以将欧拉运动微分方程沿着流线积分,得

$$U + \frac{v^2}{2} + P = C \quad (3.8)$$

式中 P ——定义的壓力函数, $P = \int \frac{dp}{\rho}$ 。

对于方程(3.8),当质量力仅为重力、流体为不可压缩时,可得

$$gz + \frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} = C \quad (3.9)$$

这就是著名的伯努利方程。方程中的三项依次为单位质量流体的重力势能、动能和压力势能。伯努利方程表明,当流动满足上述一系列条件时,在同一条流线上,重力势能、动能与压力势能之总和保持为常数。伯努利方程反映了理想流体流动中的机械能守恒。

实际流体由于存在黏性,在流动中会有机械能向热能的转换。也就是说,在实际流体的流动中有机能损失的,不符合方程(3.9)。

如果黏性流体的流动满足条件:①流动是定常的,②质量力是重力,③流体是不可压缩的,则考虑机械能损失,可以得到实际流体伯努利方程

$$gz_1 + \frac{v_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} = gz_2 + \frac{v_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + h_f \quad (3.10)$$

其中,脚标“1”表示某条流线的上游一点的参数,脚标“2”表示同一条流线的下游一点的参数, h_f 为单位质量流体从 1 点流到 2 点的机械能损失。

对于有限过流截面的实际流体管流,将方程(3.10)在管道截面上积分平均,即得到实际流体管流的伯努利方程



$$gz_1 + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} = gz_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + h_w \quad (3.11)$$

其中, h_w 为单位质量流体从截面 1 流到截面 2 的机械能损失; α_1 和 α_2 分别为上、下游截面的动能修正系数, 反映了速度在截面上的分布情况, 若速度在截面上均匀分布, 则 $\alpha = 1$, 否则 $\alpha > 1$ 。

需要指出的是, 运用实际流体管流的伯努利方程时, 截面应选在“缓变流”处, 即流体在此处无折转, 截面无突然变化。

3.2.4 一维气体动力学基础

在研究火炮后效期的问题时, 常常要将火药气流简化为一维等熵气流, 因而需要用到一维气体动力学的知识。下面给出一维气体动力学的有关公式。

对于完全气体, 其状态参量压力 p 、密度 ρ 及温度 T 之间的关系满足下面状态方程

$$\frac{p}{\rho} = RT \quad (3.12)$$

其中, R 称为气体常数, 其值与气体的种类有关。

对变截面管道气流, 一维非定常气流的连续方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(A\rho) + \frac{\partial}{\partial x}(A\rho v) = 0 \quad (3.13)$$

对于一维定常气流, 连续方程为

$$\frac{\partial}{\partial x}(A\rho v) = 0$$

或

$$G = A\rho v = \text{常数} \quad (3.14)$$

式中 G ——单位时间内流过管道横截面 A 的气体质量, 称为秒流量。

一维非定常流的微分形式的动量方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(A\rho v) + \frac{\partial}{\partial x}(A\rho v^2 + Ap) = p \frac{\partial A}{\partial x} \quad (3.15)$$

或

$$\frac{\partial G}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} = \frac{\partial N}{\partial x} \quad (3.16)$$

其中, $F = Gv + Ap$ 为 A 截面的气流总反力, Gv 是单位时间流过 A 截面的气体的动量, 称为动压力; Ap 是该截面气体压力引起的力, 称为静压力。 $N = \int p \left(\frac{\partial A}{\partial x} \right) dx$ 为管壁上压力之合力的轴向分力, 称为管壁轴间反力。对于等截面管道, $\frac{\partial A}{\partial x} = 0$, 故 $N = 0$ 。



对于一维等截面非定常流,动量方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v^2 + p) = 0 \quad (3.17)$$

对于一维定常流,动量方程为

$$\frac{\partial}{\partial x}(A\rho v^2 + Ap) = p \frac{\partial A}{\partial x}$$

当管道为等截面时,

$$p + \rho v^2 = \text{常数} \quad (3.18)$$

对于一维定常流动,还可以导出欧拉形式运动微分方程

$$d\left(\frac{v^2}{2}\right) + \frac{dp}{\rho} = 0 \quad (3.19)$$

此方程称为气体的伯努利方程(忽略质量力)。此式体现了机械能守恒定律。如果考虑气流所做的机械功 l_E 及摩擦功 l_f ,可得一般形式的伯努利方程

$$d\left(\frac{v^2}{2}\right) + \frac{dp}{\rho} + dl_E + dl_f = 0 \quad (3.20)$$

能量方程是热力学第一定律在气体动力学中的表达式。根据热力学第一定律,进入气体微元体的热量一部分使微元体内能增加,另一部分用于对外界做功。微分形式的能量方程

$$dq = dh - \frac{dp}{\rho} \quad (3.21)$$

式中 u ——单位质量气体的内能,称为比内能;

$h = u + \frac{p}{\rho}$ ——比焓,即单位质量气体的热焓。

认为摩擦功项 dl_f 可以转换为 dq_f 的热量形式,在方程中抵消掉,则得到更一般形式的能量方程

$$dq = dh + d\left(\frac{v^2}{2}\right) + dl_E \quad (3.22)$$

对于绝热过程, $dq=0$,若绝热且无机械功,则能量方程为

$$h + \frac{v^2}{2} = h_0 \quad (3.23)$$

其中, h_0 为 $v=0$ 时的比焓,称为滞止比焓。在气体动力学中,定义 $v=0$ 时的气体状态为滞止状态,相应的状态参数称为滞止参数或总参数,符号用脚标“0”表示,如 T_0 和 p_0 分别称为滞止温度或总温和滞止压力或总压。

在气体动力学中,除了静参数 p 、 ρ 、 T 、 h 和滞止参数 p_0 、 ρ_0 、 T_0 、 h_0 以外,还有一种重要的参数,称为临界参数。

音速 a 是弱扰动传播的速度,



$$a^2 = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_{\text{等熵}} = kRT$$

气流速度 v 与其音速相等时的状态就称为临界状态,相应的参数称为临界参数,符号用上标“*”表示。相应的音速就称为临界音速,且有

$$a^{*2} = kRT^*$$

对于一维气流,出现临界状态的气流截面就称为临界截面。

在气体动力学中还定义了两个表征气流速度的无量纲参数

$$M = \frac{v}{a} \quad \lambda = \frac{v}{a^*}$$

M 称为马赫数,是气流速度与当地音速之比。 λ 称为速度系数,是气流速度与临界音速之比。在火炮气流问题中,用 λ 数代表无量纲的气流速度十分方便。 M 数与 λ 数之间的关系为

$$M^2 = \frac{\frac{2}{k+1}\lambda^2}{1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2} \quad (3.24)$$

如果流动是定常等熵的,则静参数、滞止参数和临界参数之间有一定关系,列出如下:

$$\left. \begin{aligned} \frac{T_0}{T} &= 1 + \frac{k-1}{2}M^2 \\ \frac{p_0}{p} &= \left(1 + \frac{k-1}{2}M^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} \\ \frac{\rho_0}{\rho} &= \left(1 + \frac{k-1}{2}M^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} \end{aligned} \right\} \quad (3.25)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{T}{T_0} &= 1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2 \\ \frac{p}{p_0} &= \left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} \\ \frac{\rho}{\rho_0} &= \left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} \end{aligned} \right\} \quad (3.26)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{T^*}{T_0} &= \frac{2}{k+1} \\ \frac{p^*}{p_0} &= \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \\ \frac{\rho^*}{\rho_0} &= \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \end{aligned} \right\} \quad (3.27)$$

对于不出现滞止状态或临界状态的气体流动,也可以通过这些关系式求出气流中某点相应的滞止参数或临界参数。也就是说,通过假设气流中某点的状态定常等熵地变化到滞止状



态或临界状态来定义该点所对应的滞止参数或临界参数。

3.3 火炮发射动力学

火炮反后坐装置的作用是对火炮发射的载荷进行缓冲,并控制火炮发射时的受力和运动规律。因此,分析和设计反后坐装置,必须从火炮发射动力学研究入手。本节介绍火炮发射时后坐部分的受力和运动分析、全炮的受力和后坐制动图的拟定以及火炮发射动力学模型。

3.3.1 火炮发射时的受力和运动分析

一、自由后坐运动分析

火炮发射时,后坐部分在膛合力的作用下会向后作加速后坐运动,然后在反后坐装置力的作用下减速,直到后坐终了。这一过程称为制退后坐。

在研究制退后坐之前,我们先对自由后坐进行研究。所谓自由后坐,是指火炮的后坐部分仅在膛合力的作用下向后作加速后坐运动,而没有任何阻力作用。自由后坐是一种假想的后坐运动,只是为了便于研究后坐运动而建立的一种概念。对于自由后坐,由于不存在任何阻力,在火药燃气作用时期($t < t_k$),只有膛合力 F_{pt} 作用,后坐部分一直加速。当 $t \geq t_k$ 时,由于 $F_{pt} = 0$,故后坐部分保持匀速运动,速度为最大值 W_{\max} 。

在膛内时期,将后坐部分、装药和弹丸看成一个系统,在自由后坐情况下,该系统在发射过程中沿水平方向所受外力之和为零,而火药燃气的力在该系统中是内力。根据动量守恒定理可知,该系统的动量在发射过程中始终不变。由于在发射前后坐部分、装药和弹丸均是静止的,系统的总动量为零,因此在发射过程中系统的总动量始终为零,即

$$-m_h W + m w_d + K = 0 \quad (3.28)$$

式中 m_h ——后坐部分质量;

W ——自由后坐速度;

m ——弹丸质量;

w_d ——弹丸的绝对速度;

K ——火药(包括已燃的和未燃的)总动量。

根据内弹道学可以导出火药燃气的总动量

$$K = \frac{1}{2} m_w (w_d - W)$$

式中 m_w ——装药量。

即



$$-m_h W - \frac{m_\omega}{2} W + m \omega_d + \frac{m_\omega}{2} \omega_d = 0$$

整理上式,并积分,可得

$$\begin{aligned} W &= \frac{m + 0.5m_\omega}{m_h + 0.5m_\omega} \omega_d \\ L &= \frac{m + 0.5m_\omega}{m_h + 0.5m_\omega} x \end{aligned} \quad (3.29)$$

式中 L ——自由后坐行程;

x ——弹丸膛内运动的绝对行程。

根据绝对运动与相对运动的关系,有

$$\omega_d = v - W$$

$$x = l - L$$

式中 v ——弹丸相对于身管的速度;

l ——弹丸相对于身管的行程。

即

$$\begin{aligned} W &= \frac{m + 0.5m_\omega}{m_h + m + m_\omega} v \\ L &= \frac{m + 0.5m_\omega}{m_h + m + m_\omega} l \end{aligned} \quad (3.30)$$

实际上,由于后坐部分质量 m_h 比弹丸质量 m 和装药质量 m_ω 大得多,因此通常可以忽略弹丸相对运动和绝对运动的数量上的区别,并可将自由后坐运动的公式简化为

$$\begin{aligned} W &= \frac{m + 0.5m_\omega}{m_h} v \\ L &= \frac{m + 0.5m_\omega}{m_h} l \end{aligned} \quad (3.31)$$

当 $t = t_g$ 时,即弹丸出炮口时,自由后坐速度为

$$W_g = \frac{m + 0.5m_\omega}{m_h} v_0 \quad (3.32)$$

式中 v_0 ——弹丸初速。

根据火药燃气后效期炮膛合力可以采用经验公式,可求得后效期自由后坐速度

$$W = W_g + \frac{F_g b}{m_h} (1 - e^{-\frac{t}{b}}) \quad (3.33)$$

后效期结束时($t = \tau$),自由后坐速度达到最大值

$$W_{\max} = W_g + \frac{F_g b}{m_h} (1 - e^{-\frac{\tau}{b}}) \quad (3.34)$$

在利用后效期炮膛合力经验公式时,需要解决后效期结束时间 τ 和时间常数 b 的计算问



题。通常认为,当膛内火药燃气的压力降至 $p_k = 0.1764 \text{ MPa}$ 时后效期结束,根据后效期炮膛合力经验公式,此时炮膛合力约为

$$F_{\text{ptr}} = F_g e^{-\frac{\tau}{b}} \approx A p_g e^{-\frac{\tau}{b}} = A p_k$$

解出后效期延续时间为

$$\tau = b \ln \frac{p_g}{p_k} = 2.303 b \lg \frac{p_g}{p_k}$$

仿照弹丸出炮口时的自由后坐速度公式,后效期结束时的最大自由后坐速度公式可写为

$$W_{\text{max}} = \frac{m + \beta m_\omega}{m_h} v_0 \quad (3.35)$$

其中, β 称为后效作用系数。式(3.35)实际上反映了后效期结束时弹丸、火药和后坐部分的动量守恒。

将式(3.35)和式(3.32)代入式(3.34),可解得

$$b = \frac{(\beta - 0.5)m_\omega v_0}{A(p_g - p_k)} \approx \frac{(\beta - 0.5)m_\omega v_0}{F_g} \quad (3.36)$$

这样,如果确定了后效作用系数 β ,就可计算后效期结束时间 τ 和时间常数 b 。

后效作用系数 β 是由自由后坐最大速度公式(3.35)引出的。将式(3.35)改写为

$$m v_0 + \beta m_\omega v_0 - m_h V_{\text{max}} = 0$$

此式反映了在后效期结束后坐部分、弹丸和火药燃气全系统的动量守恒关系。很明显, $\beta \omega v_0$ 是后效期结束时火药燃气的总动量,因此 βv_0 等于后效期结束时火药燃气的平均速度 v_{pj} ,故

$$\beta = \frac{v_{\text{pj}}}{v_0}$$

即,后效作用系数 β 的物理意义是后效期结束时火药燃气的平均速度与弹丸初速的比值。后效作用系数 β 越大,后效期炮膛合力全冲量 I_h 也越大,火炮受力也就越大。因此,在设计计算反后坐装置时应慎重确定 β 值。

关于 β 的计算,长期以来国内外发展了多种方法,其中有一少部分是理论公式,其余多数是以实验为基础的经验公式。本书推荐的经验公式是

$$\beta = \frac{A}{v_0} \quad (3.37)$$

其中, A 为经验系数,对于不同的武器, A 的取值范围不同。对于榴弹炮和加榴炮,取 $A = 1300$;对于大中口径加农炮及小口径高初速火炮,取 $A = 1250 \sim 1275$ 。在设计新的火炮时,可按经验公式(3.37)估算 β 值。在有试验条件时,应通过试验取得 β 值,并以此作为设计计算的依据。试验测 β 值的方法是,在自由后坐台上以实际的装药和弹道条件进行发射,测得最大自由后坐速度 W_{max} 和弹丸初速 v_0 ,并精确测量弹丸质量 m 和装药质量 m_ω ,然后按下式计算 β 值



$$\beta = \frac{m_h W_{\max} - m v_0}{m_\omega v_0} \quad (3.38)$$

当火炮有炮口制退器时,可以认为对弹丸的初速没有明显影响。但是,由于炮口制退器的存在,后效期部分火药燃气的流动方向将发生改变,故在后效期结束时火药燃气在炮膛轴线方向的总动量将减少为 $\beta_T m_\omega v_0$,自由后坐速度也将变为 W_{KT} 。在有炮口制退器情况下,后效期结束时的自由后坐速度公式可以写为

$$W_{KT} = \frac{m + \beta_T m_\omega}{m_h} v_0 \quad (3.39)$$

其中, β_T 称为有炮口制退器时的后效作用系数,其物理意义是有炮口制退器条件下后效期结束时火药燃气平均速度与弹丸初速的比值。

表征炮口制退器性能的特征量主要有能量特征量 η_T 和冲量特征量 χ 。

炮口制退器的能量特征量 η_T 又称为炮口制退器的效率,它表示由于采用炮口制退器而造成的后坐部分自由后坐动能的相对减少量,即

$$\eta_T = \frac{\frac{m_h}{2}(W_{\max}^2 - W_{KT}^2)}{\frac{m_h}{2}W_{\max}^2} = 1 - \frac{W_{KT}^2}{W_{\max}^2} = 1 - \left(\frac{m + \beta_T m_\omega}{m + \beta m_\omega} \right)^2 \quad (3.40)$$

可以通过自由后坐试验测得 W_{\max} 和 W_{KT} 来求得 η_T 。当已知 β 和 β_T 时,可以求得 η_T 。

当炮口制退器效率 η_T 确定后,由式(3.40)得

$$\beta_T = \frac{(m + \beta m_\omega) \sqrt{1 - \eta_T} - m}{m_\omega} \quad (3.41)$$

可以利用此式计算 β_T 。

炮口制退器的冲量特征量 χ ,表示有炮口制退器时后效期炮膛合力全冲量 I_{hT} 与无炮口制退器时后效期炮膛合力全冲量 I_h 的比值,即

$$\chi = \frac{I_{hT}}{I_h} = \frac{\int_0^\tau F_{pt,T} dt}{\int_0^\tau F_{pt} dt} = \frac{m_h(W_{KT} - W_g)}{m_h(W_{\max} - W_g)} = \frac{W_{KT} - W_g}{W_{\max} - W_g} = \frac{\beta_T - 0.5}{\beta - 0.5} \quad (3.42)$$

其中, $F_{pt,T}$ 为有炮口制退器时后效期的炮膛合力。可以通过自由后坐试验测得 W_g 、 W_{\max} 和 W_{KT} 来求得 χ 。当已知 β 和 β_T 时,可以求得 χ 。

二、制退后坐运动微分方程及后坐运动简要分析

火炮在发射时,其后坐部分在炮膛合力和反后坐装置力等的共同作用下后坐。取后坐部分为研究对象,对其在发射时的受力进行分析。发射时后坐部分所受的主动力为作用在炮膛轴线上的炮膛合力 F_{pt} 和作用在后坐部分质心上的后坐部分重力 $m_h g$ 。此外,还有弹丸作用于膛线导转侧的力矩 M_{hz} ,它与弹丸的旋转方向相反。约束反力则包括制退机力 $F_{\Phi h}$ 、复进机力



F_f 和它们的密封装置的摩擦力 F , 以及摇架导轨的法向反力 F_{N1} 、 F_{N2} 和相应的摩擦力 F_{T1} 、 F_{T2} (合并成 F_T)。对于线膛炮, 由于弹丸在膛内运动时期对炮身作用有力矩 M_{hz} , 为了保证炮身不绕炮膛轴线旋转, 必须在结构上提供相应的反向力矩, 槽形摇架由左右导轨提供; 筒形摇架则由摇架上的炮身定向栓室提供。作用在炮身上的主动力和约束反力组成了一个空间力系。为了简化问题, 做以下假设:

- (1) 弹丸作用于膛线导转侧的力矩 M_{hz} 对后坐方向上的运动影响较小, 忽略其作用;
- (2) 发射时所有的力均作用在射面内;
- (3) 后坐部分和炮架部分均为刚体。

在这些假设条件下, 发射时后坐部分的受力和运动就简化为刚体在平面力系作用下的动力学问题。

取火炮后坐的方向为 x 方向 (与炮膛轴线平行), 在该方向对后坐部分运用牛顿第二运动定律, 即得火炮的制退后坐运动微分方程

$$m_h \frac{d^2 X}{dt^2} = m_h \frac{dV}{dt} = F_{pt} - F_{\Phi h} - F_f - F - F_T + m_h g \sin \varphi \quad (3.43)$$

式中 X ——后坐行程;

V ——后坐速度;

φ ——火炮高低射角。

令

$$F_R = F_{\Phi h} + F_f + F + F_T - m_h g \sin \varphi$$

其中, F_R 称为后坐阻力。这样, 火炮的制退后坐运动微分方程可以写为最简单的形式

$$m_h \frac{d^2 X}{dt^2} = m_h \frac{dV}{dt} = F_{pt} - F_R \quad (3.44)$$

从制退后坐运动微分方程可以看出, 主动力 F_{pt} 是使后坐部分产生后坐运动的原因; 后坐阻力 F_R 则是阻滞后坐运动, 使后坐运动停下来的原因。这一对力控制着后坐运动的规律。其中, 炮膛合力 F_{pt} 是由内弹道设计决定的; 而后坐阻力 F_R 则可以通过反后坐装置的设计来决定。因此, 设计反后坐装置, 就可以控制后坐阻力 F_R 的变化规律, 进而控制后坐运动和火炮受力的规律。

在后坐开始时, 炮膛合力远大于后坐阻力, 即 $F_{pt} \gg F_R$, 后坐部分从静止状态迅速加速; 当后坐到某一时刻, $F_{pt} = F_R$, 此时后坐阻力达到最大值; 继续后坐, $F_{pt} < F_R$, 后坐速度逐渐减小, 最终后坐运动停止, $V=0$ 。

对制退后坐运动微分方程 (3.44) 进行一次积分 (当 $t=0$ 时, $V=0$), 有

$$m_h V = \int_0^t F_{pt} dt - \int_0^t F_R dt \quad (3.45)$$

此式表达了制退后坐过程中动量与冲量之间的关系, 即: 后坐部分由静止状态开始后坐, 所获得的动量等于在这段时间内炮膛合力 F_{pt} 与后坐阻力 F_R 的冲量之差。



当后坐终了, $t=t_h$ 时, 后坐速度 $V_\lambda=0$, 故

$$\int_0^{t_h} F_{pt} dt = \int_0^{t_h} F_R dt \quad (3.46)$$

其中, 火药燃气作用时期仅为膛内时期和后效期, 即 $t_k=t_g+\tau$ 。当 $t>t_k$ 时, $F_{pt}=0$ 。因此, 式(3.46)可写为

$$\int_0^{t_k} F_{pt} dt = \int_0^{t_h} F_R dt \quad (3.47)$$

其中, $\int_0^{t_k} F_{pt} dt$ 称为炮膛合力的全冲量; $\int_0^{t_h} F_R dt$ 称为后坐阻力的全冲量。式(3.47)表明, 若要使后坐运动在 t_h 时刻停下来, 应使后坐阻力的全冲量等于炮膛合力的全冲量。由于炮膛合力作用时间短, 而后坐阻力作用时间长, 即 $t_k \ll t_h$, 因此, $F_{Rmax} \ll F_{ptmax}$ 。即从动量的观点看, 反后坐装置如同一个缓冲器, 它将一个极值很大、作用时间很短、变化剧烈的炮膛合力 F_{pt} 转化为极值较小、作用时间较长、变化较平缓的后坐阻力 F_R 作用于炮架。一般 $F_{Rmax}=(0.03\sim 0.05)F_{ptmax}$ 。

制退后坐运动微分方程(3.44)还可对后坐行程进行积分(当 $X=0$ 时, $V=0$), 有

$$\frac{1}{2}m_h V^2 = \int_0^X F_{pt} dX - \int_0^X F_R dX \quad (3.48)$$

此式表达了制退后坐过程中动能与功之间的关系, 即: 后坐部分由静止状态开始后坐, 经历 $0\sim X$ 过程所获得的动能等于在这一过程中炮膛合力 F_{pt} 与后坐阻力 F_R 对后坐部分所作的功。

当后坐终了, $X=\lambda$ 时, 后坐速度 $V_\lambda=0$, 故

$$\int_0^\lambda F_{pt} dX = \int_0^\lambda F_R dX \quad (3.49)$$

显然, 当后坐行程 X 超过后效期时的后坐行程 X_k 后, $F_{pt}=0$ 。因此, 式(3.49)可写为

$$\int_0^{X_k} F_{pt} dX = \int_0^\lambda F_R dX \quad (3.50)$$

其中, $\int_0^{X_k} F_{pt} dX$ 称为炮膛合力在后坐全过程中对后坐部分的总功(正功); $\int_0^\lambda F_R dX$ 称为后坐阻力在后坐全过程中对后坐部分的总功(负功)。式(3.50)表明, 若要使后坐运动在有限的长度 λ 内停下来, 后坐阻力在 λ 内所作的总功应能抵消炮膛合力在此过程中对后坐部分所作的总功。由于炮膛合力对后坐部分作用的行程很短, 而后坐阻力在整个后坐行程上作用, 即 $X_k \ll \lambda$, 因此, $F_{Rmax} \ll F_{ptmax}$ 。即从动能的观点看, 反后坐装置将极值很大、变化剧烈的炮膛合力 F_{pt} 在短距离内作的功, 转化为极值较小、变化较平缓的后坐阻力 F_R 在较长距离上作的功。从做功的角度看, 功并没有减少, 但作用在炮架上的力却减小了。



三、后坐时全炮的受力和静止性稳定性条件

1. 后坐时全炮的受力分析

反后坐装置的功能就是控制火炮在发射时的受力和运动,保证火炮射击时的静止性和稳定性。这也是设计反后坐装置的依据。因此,在设计反后坐装置时,必须对火炮全炮在射击时的受力进行分析。

火炮在土壤上射击时,其受力和运动现象十分复杂。由于火炮各零部件的弹性和土壤的弹塑性,在主动力炮膛合力 F_{pt} 、弹丸回转力矩 M_{hz} 和全炮重力 $m_z g$ 的作用下,火炮将产生多自由度的复杂空间运动和受迫振动。在设计反后坐装置时,必须抓住火炮受力和运动的主要因素,忽略次要因素。为此,需要对火炮的受力和运动状态作如下假设:

(1) 火炮和地面均为绝对刚体;

(2) 火炮放置于水平地面上,方向角为 0° ,忽略弹丸回转力矩 M_{hz} 的影响,并认为所有的力均作用在射面(即过炮膛轴线而垂直于地面的平面)内;

(3) 射击时全炮处于平衡状态,不移动,不跳动。

取全炮为分析对象,火炮后坐时的受力如图 3.15 所示。

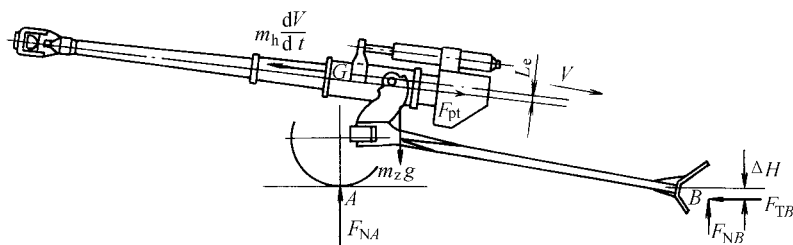


图 3.15 后坐时全炮受力情况

后坐时火炮所受的主动力有作用在炮膛轴线上、方向向后的炮膛合力 F_{pt} ,作用在火炮质心上、方向向下的火炮战斗状态全重 $m_z g$;后坐时火炮所受的约束反力有地面对前支点(车轮或座盘)A 的垂直反力 F_{NA} ,地面对驻锄支点 B 的垂直反力 F_{NB} ,地面对驻锄支点 B 的水平反力 F_{TB} 。与此同时,后坐部分在炮膛合力 F_{pt} 和后坐阻力 F_R 的共同作用下加速后坐,其加速度为 $\frac{dV}{dt}$ 。

根据达朗贝尔原理,将后坐部分的后坐运动用惯性力 $m_h \frac{dV}{dt}$ 代替,该惯性力作用在后坐部分质心 G 上,与炮膛轴线平行,向前为正。这样,惯性力 $m_h \frac{dV}{dt}$ 和全炮所受的主动力及约束反力构成平衡力系。



为了分析方便起见,将炮膛合力 F_{pt} 向后坐部分质心 G 简化。设后坐部分质心至炮膛轴线的距离为 L_e ,并规定后坐部分质心在炮膛轴线下方向时 L_e 为正,在炮膛轴线上方向为负。称力偶矩 $F_{pt}L_e$ 为动力偶矩。即发射对火炮的作用力(炮膛合力 F_{pt} 和惯性力 $m_b \frac{dV}{dt}$),等效于通过后坐部分质心 G 方向向后的合力 F_R 和动力偶矩 $F_{pt}L_e$ 的作用。主动力简化后的全炮受力情况如图 3.16 所示,图中: L_φ 为当射角为 φ 时,在后坐的某瞬时,全炮重心到驻锄支点 B 的水平距离; L 为支点 A 与 B 之间的水平距离; h 为当射角为 φ 时,力 F_R 到支点 B 的距离。这里,驻锄支点 B 是指驻锄的垂直反力与水平反力的交点。驻锄支点 B 位于地面以下,与地面之间的距离为 ΔH 。

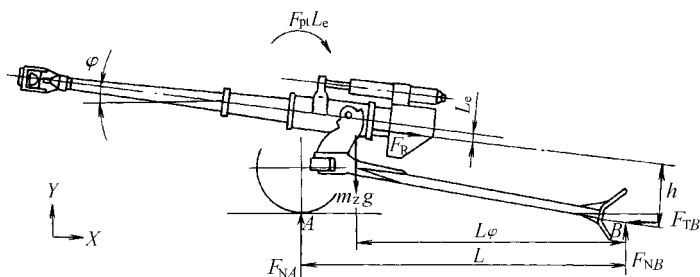


图 3.16 简化后的全炮受力情况

取水平向后为 x 轴的正方向,垂直向上为 y 轴的正方向。建立平衡方程

$$\begin{aligned} \sum X &= 0 & F_R \cos \varphi - F_{TB} &= 0 \\ \sum Y &= 0 & F_{NA} + F_{NB} - m_z g &= F_R \sin \varphi = 0 \\ \sum M_B &= 0 & F_{pt} L_e + F_R h + F_{NA} L - m_z g L_\varphi &= 0 \end{aligned}$$

由上面三个方程解出三个约束反力,得

$$F_{TB} = F_R \cos \varphi \quad (3.51)$$

$$F_{NA} = \frac{m_z g L_\varphi - F_{pt} L_e - F_R h}{L} \quad (3.52)$$

$$F_{NB} = F_R \left(\sin \varphi + \frac{h}{L} \right) + F_{pt} \frac{L_e}{L} + m_z g \left(1 - \frac{L_\varphi}{L} \right) \quad (3.53)$$

可以看出,当内弹道参数、火炮各部分的结构尺寸和质量确定以后,各约束反力只与后坐阻力 F_R 有关。通过对火炮后坐时的静止性和稳定性的分析,可以找到火炮静止性和稳定性与各约束反力之间的关系,从而确定对后坐阻力 F_R 变化规律的要求。

2. 火炮后坐时的静止性和稳定性条件



火炮的静止性是指火炮在射击时不沿水平方向移动。由式(3.51)可知,要使火炮沿水平方向保持静止,需要使驻锄提供的水平反力在任何时候都能与 F_R 的水平分力 $F_R \cos \varphi$ 相抵消。即

$$[F_T] \geq F_R \cos \varphi \quad (3.54)$$

其中, $[F_T]$ 为驻锄所能提供的最大水平反力。 $[F_T]$ 的大小取决于驻锄板垂直于 x 轴方向的投影面积 A_z 和土壤不破坏的条件下所能提供的最大单位面积抗力 p_t 的大小(对于不同的土壤,可取 $p_t = 0.25 \sim 0.45$ MPa), 即

$$[F_T] = p_t A_z \quad (3.55)$$

当 $\varphi = 0^\circ$ 时, F_R 的水平分力最大, 因此应取

$$[F_T] \geq F_{R\max} \quad (3.56)$$

此式就是保证火炮后坐静止性的条件。此条件是通过综合反后坐装置和驻锄设计来实现的。

火炮的稳定性是指火炮在射击时不跳离地面。也就是说, 稳定条件是前支点始终与地面接触。由式(3.52)得

$$F_{NA} = \frac{m_z g L_\varphi - F_{pt} L_e - F_R h}{L} \geq 0$$

即

$$m_z g L_\varphi \geq F_{pt} L_e + F_R h \quad (3.57)$$

此式即为火炮后坐时的稳定条件。可以看出, $m_z g L_\varphi$ 是使火炮压向地面的力矩, 称为稳定力矩; 而 $F_{pt} L_e$ 和 $F_R h$ 则使火炮有绕驻锄支点 B 翻倒的趋势, 称为颠覆力矩。火炮的稳定条件就是要使稳定力矩在射击过程中总是大于颠覆力矩。

分析火炮后坐稳定条件式(3.57), 可以看出, L_φ 和 h 是与射角 φ 或后坐行程 X 相关的。射击时, 全炮的质心至驻锄支点 B 的水平距离 L_φ 是个变量, 它随着火炮后坐而减小, 这是由于后坐部分质心后移了 X 而造成的。设: $L_{0\varphi}$ 为当射角为 φ 时, 射击前 ($X=0$) 全炮质心到驻锄支点 B 的水平距离; L_0 为当射角为 φ 时, 射击前 ($X=0$) 后坐部分质心到驻锄支点 B 的水平距离; L_X 为当射角为 φ 时, 后坐某瞬时, 后坐部分质心到驻锄支点 B 的水平距离; m_j 为火炮除去后坐部分后, 炮架部分的质量; L_j 为当射角为 φ 时, 炮架质心到驻锄支点 B 的水平距离。显然, L_j 是个常量, 它不随后坐行程变化。全炮的质量由后坐部分的质量和炮架部分的质量共同构成, 即 $m_z = m_h + m_j$ 。根据质心合成原理, 射击前 $m_z g L_{0\varphi} = (m_h L_0 + m_j L_j) g$, 后坐某瞬时 $m_z g L_\varphi = (m_h L_X + m_j L_j) g$, 则 $m_z g (L_{0\varphi} - L_\varphi) = m_h g (L_0 - L_X)$ 。由于 $L_0 - L_X = X \cos \varphi$, 故

$$m_z g L_\varphi = m_z g L_{0\varphi} - m_h g X \cos \varphi \quad (3.58)$$

将式(3.58)代入式(3.57), 得到火炮后坐稳定条件为

$$m_z g L_{0\varphi} - m_h g X \cos \varphi \geq F_{pt} L_e + F_R h \quad (3.59)$$

从此式可以看出, 随着后坐行程 X 的增大, 稳定力矩减小, 火炮的稳定性降低。

后坐阻力 F_R 的作用线(即后坐部分质心的运动轨迹)到驻锄支点 B 的距离 h 随着射角 φ



的增大而减小。设: H_r 为耳轴中心到地面的距离; L_r 为耳轴中心到驻锄支点 B 的水平距离; L_d 为耳轴中心到后坐部分质心运动轨迹间的距离, 耳轴在下方时为正; ΔH 为驻锄支点 B 到地面的距离。则

$$h = (H_r + \Delta H)\cos\varphi - L_r\sin\varphi + L_d \quad (3.60)$$

此式反映了力臂 h 与射角 φ 的关系。当 φ 增大时, 力臂 h 减小, 使颠覆力矩 $F_R h$ 减小, 火炮的稳定性增强。当 φ 继续增大时, 力臂 h 可减小至负值, 这时 $F_R h$ 转变为稳定力矩。当 φ 减小时, 力臂 h 则增大, 使颠覆力矩 $F_R h$ 增大, 火炮的稳定性减弱。当射角 φ 减小至某一角度 φ_j 时, 火炮在理论上处于稳定与不稳定之间的临界状态, 该状态称为稳定极限状态。如果 φ 继续减小, 则火炮就不能保持稳定了。火炮保持后坐稳定性的最小射角 φ_j 称为稳定极限角。将 $\varphi = \varphi_j$ 时的各相关量均以脚标 j 表示, 则有

$$h_j = (H_r + \Delta H)\cos\varphi_j - L_r\sin\varphi_j + L_d \quad (3.61)$$

在 $\varphi = \varphi_j$ 下, 后坐稳定平衡关系式(3.58)可表示为

$$m_z g L_{0\varphi_j} - m_h g X \cos\varphi_j = F_{pt} L_e + F_{Rj} h_j \quad (3.62)$$

解得

$$F_{Rj} = \frac{m_z g L_{0\varphi_j} - m_h g X \cos\varphi_j}{h_j} - \frac{F_{pt} L_e}{h_j} \quad (3.63)$$

其中, F_{Rj} 称为稳定极限后坐阻力。火炮射击时, 反后坐装置所提供的实际后坐阻力 F_R 不应超过稳定极限后坐阻力 F_{Rj} , 否则不能保证火炮的后坐稳定性。故设计时应保证

$$F_R \leq F_{Rj} = \frac{m_z g L_{0\varphi_j} - m_h g X \cos\varphi_j}{h_j} - \frac{F_{pt} L_e}{h_j} \quad (3.64)$$

上式是在一定假设条件下, 通过受力分析得到的。它从火炮后坐稳定性出发, 提出了对后坐阻力 F_R 的限制。从上式可以看出, 当火炮各部分质量、结构尺寸和稳定极限角 φ_j 确定后, 稳定极限后坐阻力 F_{Rj} 主要呈现为后坐行程 X 的线性函数。为了有一定的稳定储备, 在设计时通常取

$$F_R = 0.9 F_{Rj} = 0.9 \frac{m_z g L_{0\varphi_j} - m_h g X \cos\varphi_j}{h_j} - 0.9 \frac{F_{pt} L_e}{h_j} \quad (3.65)$$

正面设计时, 通常先选取 φ_j , 再计算 F_{Rj} 。现代野战火炮的设计往往要求有较强的火力机动性, 取 $\varphi_j = 0^\circ$ 左右。在已知火炮质量和结构尺寸的实际数据以及各射角实际后坐阻力的变化规律的前提下, 也可计算出该火炮的后坐稳定极限角 φ_j 。

四、后坐制动图的拟定

在对反后坐装置进行正面设计时, 通常先确定适当的后坐阻力 F_R 的规律, 再据此规律计算制退后坐运动参数, 然后设计反后坐装置的结构、尺寸和参数。选定的后坐阻力 F_R 随时间 t 或后坐行程 X 的变化规律曲线图就称为后坐制动图。根据不同类型的火炮, 拟定合理的后



坐制动图,并使新设计的反后坐装置实现所拟定的后坐阻力规律,是火炮设计的重要任务之一。

拟定后坐制动图应遵循以下原则:

- (1) 应尽量减小炮架受力;
- (2) 应尽量缩短后坐长;
- (3) 应满足不同类型火炮对稳定性的要求;
- (4) 考虑后坐阻力变化规律实现的可能性;
- (5) 后坐阻力变化规律应尽量简单。

典型的后坐制动图主要分为:固定炮的后坐制动图和野炮的后坐制动图。

1. 固定炮的后坐制动图

由于固定炮的炮架固定于地面或安装于很重的平台上,其射击稳定性是有保证的。因此,拟定这类火炮的后坐制动图主要从尽量缩短后坐长度和相应地减小后坐阻力等方面考虑。

固定炮第一类后坐制动图如图 3.17(a)所示,在后坐全长取后坐阻力为常数。这种后坐制动图的最大优点是简单。但由于后坐阻力的起始值 F_{R0} 不能任意选定,因此这种常数的后坐阻力规律是难以实现的。

固定炮的第二类制动图,如图 3.17(b)所示。为考虑实现的可能性,后坐开始取 $F_R = F_{R0}$,在弹丸沿膛内运动时期结束时,后坐阻力上升到 $F_R = F_{Rg} = \text{常数}$ 。一般在弹丸沿膛内运动时期 ($0 \leq t \leq t_g$),取后坐阻力为时间的线性函数。

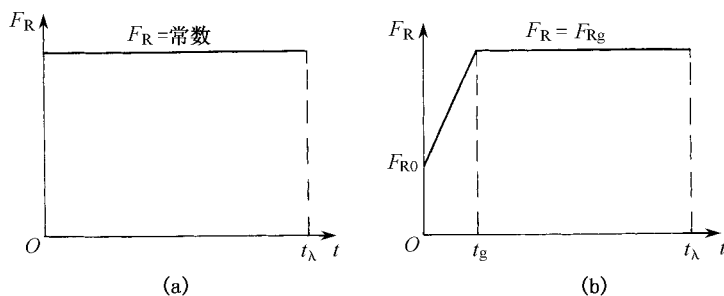


图 3.17 固定炮的后坐制动图

(a) 第一类后坐制动图; (b) 第二类后坐制动图

2. 野炮的后坐制动图

野炮与固定炮不同,它要求机动性强,火炮全重轻,因此保证射击稳定性十分重要。拟定野炮的后坐制动图时,必须首先满足在稳定极限角时的射击稳定性,然后再考虑缩短后坐长度的原则。常见的野炮后坐制动图有三类。

野炮第一类后坐制动图如图 3.18 所示。其特点是,在弹丸沿膛内运动时期 ($0 \leq t \leq t_g$),后



坐阻力从 F_{R0} 随时间线性上升到 F_{Rg} ; 在火药燃气后效作用时期 ($t_g < t \leq t_k$), 后坐阻力从 F_{Rg} 随时间线性地下降到 F_{Rk} ; 在惯性时期 ($t_k < t \leq t_\lambda$), 后坐阻力从 F_{Rk} 随后坐行程线性地下降到 $F_{R\lambda}$, 其中

$$F_{Rg} = 0.9 \frac{m_z g L_{0\varphi_j} - m_h g X_g \cos \varphi_j}{h_j} \quad (3.66)$$

$$F_{Rk} = 0.9 \frac{m_z g L_{0\varphi_j} - m_h g X_k \cos \varphi_j}{h_j} \quad (3.67)$$

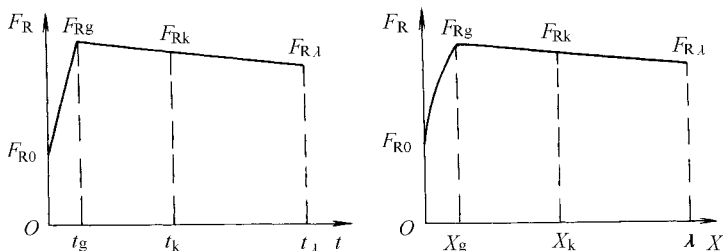


图 3.18 野炮第一类后坐制动图

惯性时期的后坐阻力为

$$F_R = 0.9 \frac{m_z g L_{0\varphi_j} - m_h g X \cos \varphi_j}{h_j} \quad (3.68)$$

野炮第一类后坐制动图的特点是变化规律简单, 容易计算, 充满度好, 可以得到较短的后坐长度。这类后坐制动图比较适用于 $F_{pt} L_e$ 对稳定界影响可以忽略的情况, 例如带有中等效率的炮口制退器或 $L_e \approx 0$ 的火炮。它的缺点是在弹丸沿膛内运动时期后坐阻力上升较快。

野炮第二类后坐制动图在第一类后坐制动图的基础上, 针对其缺点作了改进, 如图 3.19 所示。它将后坐阻力的最大值点由 t_g 向后移至 $t_a = (1.4 \sim 1.5) t_g$, 以减缓后坐阻力上升速度。其中

$$F_{Ra} = 0.9 \frac{m_z g L_{0\varphi_j} - m_h g X_a \cos \varphi_j}{h_j} \quad (3.69)$$

$$F_{Rk} = 0.9 \frac{m_z g L_{0\varphi_j} - m_h g X_k \cos \varphi_j}{h_j} \quad (3.70)$$

惯性时期的后坐阻力仍然为

$$F_R = 0.9 \frac{m_z g L_{0\varphi_j} - m_h g X \cos \varphi_j}{h_j} \quad (3.71)$$

野炮第二类后坐制动图仍然具有较好的充满度, 可以得到较短的后坐长度。其缺点是由于手工计算来说稍嫌复杂。

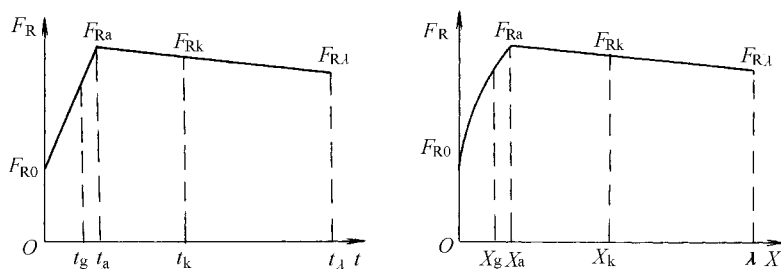


图 3.19 野炮第二类后坐制动图

野炮第三类后坐制动图在第一类后坐制动图的基础上,降低炮口点的后坐阻力,使得后效期的后坐阻力为常数,即 $F_R = F_{Rk}$,如图 3.20 所示。其中,

$$F_{Rk} = 0.9 \frac{m_z g L_{0\varphi_j} - m_h g X_k \cos \varphi_j}{h_j} \quad (3.72)$$

野炮第三类后坐制动图的优点是在弹丸沿膛内运动时期的后坐阻力上升较为缓和,降低了后坐阻力的极值,后效期的计算比较简单。缺点是充满度较差,相应地,后坐长度较长。

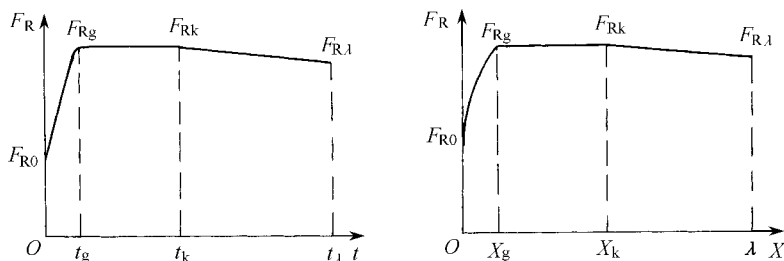


图 3.20 野炮第三类后坐制动图

以上介绍的后坐制动图各有特点,设计者可以根据不同火炮的性能要求,灵活应用上述原则,合理拟定后坐制动图。需要说明的是,上面介绍的这些后坐制动图属于经典设计理论,除了考虑到后坐制动图制定的原则之外,还考虑了便于手工计算的因素。在计算机技术迅猛发展的今天,反后坐装置的设计计算都已使用了计算机作为计算工具,过多地考虑计算的简便已无实际意义。对于采用变后坐系统的反后坐装置,一般在 大射角短后坐时采用固定炮的后坐制动图;而在小射角长后坐时采用野炮的后坐制动图。对于采用双重后坐系统的火炮,第一重后坐的反后坐装置按大射角短后坐设计,一般采用固定炮的后坐制动图;第二重反后坐装置按小射角长后坐设计一般采用野炮的后坐制动图。



五、制退后坐运动计算的数学模型及求解

火炮反后坐装置的设计计算可以分为两类问题：

(1) 正面设计问题——在给定内弹道参数条件下(常温,正装药),根据火炮总体设计的要求,拟定后坐制动图,据此计算制退后坐运动诸元,然后设计反后坐装置的结构尺寸和流液孔尺寸。

(2) 反面计算问题——在各种射击条件下,已知反后坐装置的结构尺寸和流液孔尺寸,求解实际的后坐阻力和制退后坐运动诸元,以检验反后坐装置的工作性能是否满足要求。

在这两类问题中,计算的目不同,所依据的数学模型和数据也有所不同。

1. 正面设计问题的制退后坐运动数学模型

在建立了制退后坐运动微分方程,计算了炮膛合力,并拟定了后坐制动图之后,即可构造制退后坐运动计算的数学模型如下

$$m_h \frac{d^2 X}{dt^2} = m_h \frac{dV}{dt} = F_{pt} - F_R \quad (3.73)$$

$$F_{pt} = \begin{cases} \frac{1}{\varphi} \left(1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{\omega}{m} \right) Ap & 0 \leq t \leq t_g \\ F_g e^{-\frac{t-t_g}{b}} & t_g < t < t_k \end{cases} \quad (3.74)$$

$$F_g = \frac{1}{\varphi} \left(\varphi_1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{\omega}{m} \right) Ap_g \quad (3.75)$$

$$F_R = F_R(t) \text{ 或 } F_R(X) \quad (\text{拟定的后坐阻力}) \quad (3.76)$$

通过求解此数学模型,可以解出在给定的内弹道参数和拟定的理想的后坐阻力条件下的后坐速度 $V \sim t$ 、 $V \sim X$ 和后坐行程 $X \sim t$ 。这些数据可用于设计反后坐装置的流液孔。

2. 反面计算问题的制退后坐运动数学模型

反面计算依据的是已知的反后坐装置结构尺寸和流液孔尺寸,针对各种射击条件进行计算。数学模型如下

$$mh \frac{d^2 X}{dt^2} = m_h \frac{dV}{dt} = F_{pt} - F_R \quad (3.77)$$

$$F_{pt} = \begin{cases} \frac{1}{\varphi} \left(1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{\omega}{m} \right) Ap & 0 \leq t \leq t_g \\ F_g e^{-\frac{t-t_g}{b}} & t_g < t < t_k \end{cases} \quad (3.78)$$

$$F_g = \frac{1}{\varphi} \left(\varphi_1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{\omega}{m} \right) Ap_g \quad (3.79)$$

$$F_R = F_{\Phi h} + F_i + F + F_T - m_h g \sin \varphi \quad (3.80)$$

$$F_{\Phi h} = f(a_x) V^2 \quad (3.81)$$



$$F_f = F_f(X) \quad (3.82)$$

其中,制退机液压阻力 $F_{\Phi h}$ 和复进机力 F_f 与具体的反后坐装置结构尺寸和流液孔尺寸有关。通过求解此数学模型,可以解出在要求的射击条件和已知的反后坐装置结构尺寸和流液孔尺寸条件下的后坐阻力 $F_R \sim t$ 、 $F_R \sim X$ 、后坐速度 $V \sim t$ 、 $V \sim X$ 和后坐行程 $X \sim t$ 。

3. 制退后坐运动微分方程的求解

制退后坐运动微分方程是关于后坐行程 X 的二阶常微分方程。在用计算机编程求解时,通常将其化为一阶常微分方程组,然后选择适当的数值计算方法求解。制退后坐运动微分方程可以转化为

$$\frac{dX}{dt} = V \quad (3.83)$$

$$\frac{dV}{dt} = \frac{1}{m_h} (F_{pt} - F_R) \quad (3.84)$$

然后与有关的代数方程一同求解。求解一阶常微分方程组的数值计算方法通常采用龙格-库塔(Runge-Kutta)方法,其中最常用的是四阶龙格-库塔方法。

3.3.2 火炮发射动力学分析的力学模型

经典的火炮反后坐装置设计和理论分析是建立在发射时火炮处于平衡、静止和稳定假设条件下,将火炮所有的零部件和地面都当成刚体,并且发射时静止不动,只有后坐部分在摇架上沿炮膛轴线方向作一个自由度的直线运动。在这样的假设前提下,分析全炮在后坐和复进时的受力,将后坐阻力和复进合力的大小与全炮的受力联系起来,并以此为基础分析火炮各主要零部件在射击时的受力,进行强度设计,计算和评定后坐和复进的稳定性和静止性。直到目前为止,火炮的反后坐装置和炮架各零部件的强度大都是基于这种假设来设计的。在选用适当的安全系数后,这种方法在一定程度上可以解决火炮的设计问题。

然而,这种火炮静止稳定假设和零部件及地面刚性假设与实际情况是有较大出入的,火炮在射击试验中出现的一些现象也是这种经典设计理论所无法解释的。火炮在射击时的实际受力和运动比经典模型所描述的要复杂得多。在计算机技术高速发展的今天,已经有条件对火炮在射击时的复杂受力和运动作更接近实际的分析。为此,需要建立接近火炮实际受力和运动的力学模型,对火炮在发射时的动力学现象作深入的分析。这方面的研究工作已经从开始的多刚体多自由度模型分析,逐步发展到考虑零部件弹性的刚柔耦合模型分析,以及线性或非线性的有限元分析。

目前在火炮设计实践中,在进行火炮的总体和反后坐装置的初步设计时,还是采用经典的设计理论,即火炮单自由度力学模型,以便突出最主要的影响因素,简化设计。在初步设计完成后,火炮的总体结构尺寸参数、各主要部件的结构尺寸参数以及反后坐装置的结构尺寸参数



均已初步确定的情况下,再对其构建比较接近实际的动力学模型,进行较深入的发射动力学分析,以便获得较真实的火炮发射动力学参数,并对其射击精度进行预测。

限于篇幅,本书仅简单介绍牵引火炮 6 自由度多刚体力学模型和自行火炮 14 自由度的多刚体力学模型,以使读者对火炮多刚体多自由度动力学的分析有一点初步认识。有关火炮多刚体多自由度数学模型的建立和求解方法请参阅有关教材和文献。

一、牵引火炮的 6 自由度力学模型

为了更加真实地模拟火炮射击时的动力学情况,需要采用多自由度的力学模型。火炮射击时的 6 自由度动力学分析模型的基本假设如下:

- (1) 火炮由四个刚体组成,即:后坐部分、摇架、上架和下架大架;
- (2) 火炮的方向射角 $\psi=0$,火炮上的所有作用力均在对称射面内,忽略弹丸旋转作用在炮身上的力矩,各刚体的运动均是平面运动;
- (3) 土壤和车轮富有弹性,车轮在支反力的作用下作垂直运动,支反力 N_k 的变化规律为已知函数,车轮相对于地面也有水平运动,相互之间有摩擦力;
- (4) 驻锄支点 O_1 在支反力的作用下作垂直和水平运动,支反力 N_X 、 N_Y 的变化规律为已知函数;
- (5) 火炮发射时,全炮绕驻锄支点 O_1 转动;
- (6) 火炮的起落部分绕耳轴中心 O_2 转动,其相对转角 θ 是由于高低机和平衡机的弹性变形而形成的,高低机和平衡机提供的阻力矩是转角 θ 的已知函数;
- (7) 后坐部分相对于摇架作沿炮膛轴线方向的直线运动。

牵引火炮的 6 自由度力学模型如图 3.21 所示。其 6 个自由度分别是:

- (1) 后坐部分相对于摇架的直线运动;
- (2) 起落部分绕耳轴中心的转动;

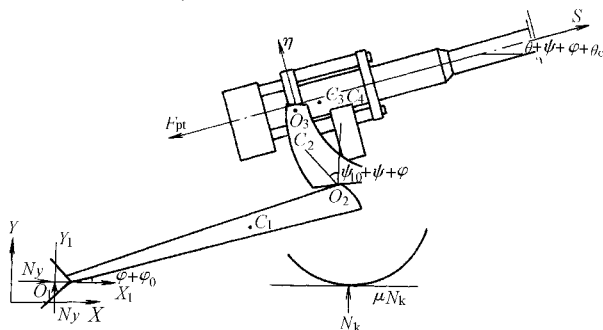


图 3.21 牵引火炮的 6 自由度力学模型



- (3) 火炮的回转部分绕上架基轴与下架上表面接触点的转动；
- (4) 全炮绕驻锄支点转动；
- (5) 全炮的水平运动；
- (6) 全炮的垂直运动。

牵引火炮的 6 自由度力学模型能够比较准确地反映火炮发射时的实际情况。但是,该模型仍然是平面动力学模型。如果要分析火炮在方向射角不为零时的射击情况,或者要分析火炮由于受力不对称的横向摆动,这一模型仍无法胜任。为此,可以发展三维的多自由度模型。

当模型的自由度较多时,就很难直接用动静法列出基本的运动微分方程了。这时可以考虑其他一些方法,例如拉格朗日方法、凯恩(Kane)方法等,还要借助于计算机的符号推导软件来建立基本的运动微分方程和编制动力学分析程序。

二、自行火炮的 14 自由度力学模型

自行火炮的车体均有悬挂系统。自行火炮射击时,全炮的受力和运动现象更为复杂。自行火炮的 14 自由度动力学分析模型的基本假设如下:

- (1) 认为火炮射击前全炮及各零部件均处于静止状态,即在静止状态下射击;
- (2) 自行火炮由四个刚体组成,即:车体、炮塔、摇架和后坐部分;
- (3) 车体与悬挂为弹性联结,车体相对于地面作平动和转动;
- (4) 炮塔与车体为弹性联结,炮塔相对于车体作平动和转动;
- (5) 后坐部分通过反后坐装置与摇架弹性联结,后坐部分相对于摇架作沿炮膛轴线方向的直线运动;
- (6) 火炮的起落部分相对于炮塔作绕耳轴转动;
- (7) 土壤富有弹性,其反力的规律为已知函数。

自行火炮的 14 自由度力学模型如图 3.22 所示。其自由度分别是:

- (1) 车体的 6 个自由度:3 个平动自由度和 3 个转动自由度;
- (2) 炮塔的 6 个自由度:3 个平动自由度和 3 个转动自由度;
- (3) 起落部分相对于炮塔作绕耳轴的转动;
- (4) 后坐部分相对于摇架作沿炮膛轴线方向的直线运动。

自行火炮的 14 自由度力学模型已经足够复杂,能够反映自行火炮的主要动力学特性。

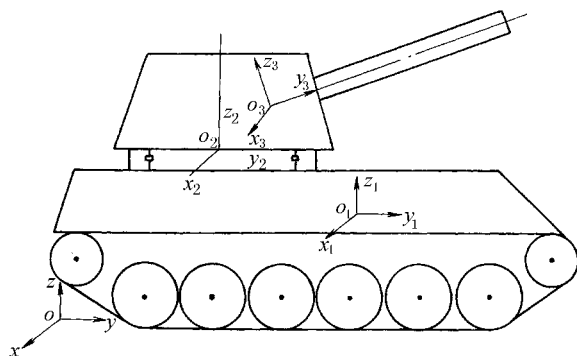


图 3.22 自行火炮的 14 自由度力学模型



以上介绍的火炮动力学模型均为多刚体动力学模型。如果要求详细分析火炮与弹丸的相互作用,详细分析火炮发射过程对弹丸精度的影响,仅有多刚体动力学模型是不够的。此时必须采用刚柔耦合的动力学模型或有限元动力学模型。

建立了火炮发射动力学的力学模型后,还必须利用力学方法,或借助于计算机的符号推导软件将力学模型转化为数学模型,即基本的运动微分方程,并编制动力学分析程序。在进行火炮发射动力学分析时,还必须解决许多参数、系数的取值问题。这些参数不但与火炮及其部件的结构形状尺寸、材料、安装配合关系等有关,而且还与所建立的力学模型的情况有关。

目前,动力学分析商业软件(如 ADAMS 等)已经发展得日臻成熟,这些软件的合理应用可以极大地方便对火炮发射动力学一般问题的分析。但是对于一些特殊的复杂动力学问题,这些通用软件还不能胜任。

3.4 复进机设计理论与方法

在反后坐装置的正面设计中,根据火炮发射时的受力和运动分析,选定后坐阻力的变化规律,以求解制退后坐运动微分方程,得到后坐运动诸元。可见,当火炮的内弹道条件和后坐部分质量确定以后,后坐部分的运动规律只取决于后坐阻力的变化规律。因此,控制火炮在发射时的受力和运动,主要靠控制后坐阻力的变化规律。理想的后坐阻力规律是靠反后坐装置的设计来保证的。如前所述,后坐阻力的方程为

$$F_R = F_{\Phi h} + F_f + F + F_T - m_R g \sin \varphi$$

其中,后坐部分的重力分量 $m_R g \sin \varphi$ 当射角确定后是一个常量。密封装置和摇架导轨摩擦力 $F + F_T$,在反后坐装置正面设计时取作常量,一般有

$$F_T = f m_h g \cos \varphi$$

$$F = v m_h g$$

其中, f 为摇架导轨相当摩擦系数,取值 $f=0.16 \sim 0.20$; v 为反后坐装置的密封装置的相当摩擦系数,取值 $v=0.3 \sim 0.5$ 。

射角 φ 应按制定的理想后坐阻力规律所规定的角度来确定,野炮取 $\varphi = \varphi_1$,高炮取 $\varphi = 0^\circ$,变后坐火炮取大射角的制动图。

复进机力 F_f 是由弹性介质提供的,根据火炮的复进要求选定复进机弹性介质和结构参数后,后坐过程中复进机力 F_f 是后坐行程 X 的单值函数。复进机力规律的调整余地是有限的。

这样,在后坐阻力各组成部分中,可供调整以满足理想后坐阻力变化规律的,只有制退机的液压阻力 $F_{\Phi h}$ 。图 3.23 所示为液体气压式复进机 $F_f - X$ 曲线和理想后坐阻力变化规律曲线。制退机液压阻力为

$$F_{\Phi h} = F_R - F_f - F - F_T + m_h g \sin \varphi \quad (3.85)$$

也就是说,理想的后坐阻力变化规律最终是靠控制制退机液压阻力 $F_{\Phi h}$ 按一定的变化规律来



实现的。因此,在反后坐装置设计程序上,必须先设计复进机,在确定了复进机力的变化规律后,再设计制退机,以保证后坐阻力的理想变化规律。

复进机的任务是:

(1) 在规定的使用条件下,在整个射角范围内保证后坐部分射击前处于待发位置;

(2) 在后坐时储存足够的后坐能量,在后坐结束后释放,使后坐部分以一定的速度复进到位,并且无冲击,在规定的时间内完成后坐和复进循环,以满足发射速度的要求;

(3) 需要时在复进过程中给其他机构、半自动机或自动机等提供足够的能量。

为了完成上述任务,设计时必须使复进机具有足够的初力 F_{f0} 和在后坐过程中储存足够的能量 E_f 。此外,还应考虑复进机对外界影响的敏感性小、维护使用方便、工艺好等。

本节主要讨论弹簧式复进机和液体气压式复进机的一般设计方法。

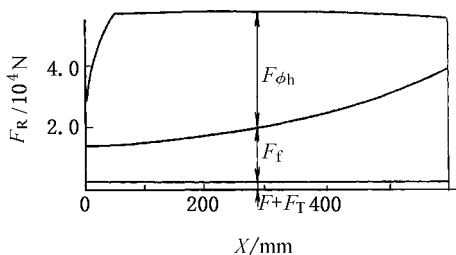


图 3.23 后坐阻力各组成部分的变化规律

3.4.1 弹簧式复进机设计

弹簧式复进机具有结构简单、工作可靠、性能不受环境变化的影响等优点,其缺点是质量大、不便于调整复进速度、容易疲劳。弹簧式复进机适合于中小口径火炮使用。

一、复进机力的变化规律

弹簧式复进机用弹簧来储存能量,弹簧力的大小随弹簧压缩量按直线规律变化。复进机力 F_f 随后坐长度的变化规律可写成

$$F_f = F_{f0} + CX \quad (3.86)$$

式中 F_{f0} ——复进机初力;

C ——弹簧的刚度系数;

X ——后坐行程。

当后坐终了时, $X = \lambda$, 复进机末力为

$$F_{f\lambda} = F_{f0} + C\lambda \quad (3.87)$$

定义复进机末力 $F_{f\lambda}$ 与初力 F_{f0} 之比为压缩比 C_m , 则

$$C_m = \frac{F_{f\lambda}}{F_{f0}} = \frac{F_{f0} + C\lambda}{F_{f0}} \quad (3.88)$$

复进机弹簧的刚度系数可写为

$$C = \frac{(C_m - 1)F_{f0}}{\lambda} \quad (3.89)$$



设计弹簧式复进机主要是合理地选定结构参量 F_{f0} 和 C_m 。确定了 F_{f0} 和 C_m 以后,再给定后坐长度 λ ,就可按式(3.89)求出弹簧的刚度系数,进而设计弹簧的结构尺寸,计算复进机力。

二、确定 F_{f0} 和 C_m 的原则

复进机的主要任务之一就是射击前在整个射角范围内均能保持后坐部分处于待发位置,并且即使后坐部分有微小位移时,仍能克服各种摩擦力,将后坐部分推回到原位。因此复进机的初力由下式确定

$$F_{f0} > m_h g (\sin \varphi_{\max} + f \cos \varphi_{\max} + v) = \alpha m_h g \quad (3.90)$$

如果火炮的总体有某些特殊要求,复进时给其他机构(如自动机、半自动机等)提供较多的能量,则复进机的初力应该选得更些。总之,复进机初力 F_{f0} 应综合考虑上述两方面的因素,并参考现有火炮的有关数据合理确定。

确定弹簧式复进机压缩比 C_m 应以弹簧质量最小为原则。弹簧的质量取决于弹簧全部压缩功的大小。在确定复进机初力 F_{f0} 和后坐长度 λ 的条件下,弹簧的压缩功越小,质量就越小。弹簧的压缩功为

$$E = \frac{1}{2} F_{f0} (L_0 + \lambda) \quad (3.91)$$

式中 L_0 ——弹簧的预压缩量。

由 $F_{f0} = C_m F_{f0}$,则有

$$L_0 = \frac{F_{f0}}{C} = F_{f0} \frac{\lambda}{(C_m - 1)F_{f0}} = \frac{\lambda}{C_m - 1} \quad (3.92)$$

将式(3.92)代入式(3.91),得

$$E = \frac{1}{2} F_{f0} \lambda \frac{C_m^2}{C_m - 1} \quad (3.93)$$

此式说明,当初力 F_{f0} 和后坐长度 λ 一定时,弹簧压缩功 E 只是压缩比 C_m 的函数。根据式(3.93),求出弹簧压缩功 E 的极小值点,则有 $C_m = 2$ 。因此,在确定弹簧式复进机压缩比 C_m 时,通常取值在 2 左右。

三、弹簧结构尺寸的确定

复进机弹簧应布置在总体所允许的空间内。弹簧的具体设计是选定弹簧材料,确定弹簧钢丝的断面形状和尺寸、弹簧圈数及中径等基本参数,以保证已选定的初力 F_{f0} 和压缩比 C_m (或刚度系数 C),并满足强度要求。

火炮的复进簧均采用合金弹簧钢制造,常用的材料有 60Si₂MnWA、65MnWA、60Si₂A 等热轧或冷拉弹簧钢。由于对复进簧的质量和尺寸要求苛刻,它的工作条件也很恶劣,因此要求的许用剪应力远比一般机械弹簧要高。通常要求 $[\tau] = 900 \sim 1100$ MPa。

弹簧设计的经验表明,当弹簧的材料、圈数、中径和压缩功相同时,圆形截面的圆柱螺旋弹



簧比矩形截面圆柱螺旋簧质量小。当弹簧的材料和压缩功相同时,矩形截面轴向长度比圆形截面弹簧的短。为了减小纵向尺寸使结构紧凑,复进簧通常用矩形截面的圆柱螺旋弹簧,弹簧截面的长边与弹簧轴线相互垂直。

弹簧设计的规范和方法较多,在设计弹簧时可参考有关的资料和计算书。

3.4.2 液体气压式复进机设计

液体气压式复进机以气体为储能介质,液体则起传力和密封气体的作用。液体气压式复进机可以通过控制通道调整复进速度,应用于大中口径火炮上比弹簧式复进机结构紧凑、质量小,是目前广泛使用的一种复进机。它的缺点是气体的工作性能随环境温度的变化而改变,密封装置长期处于高压液体的作用,往往会产生液体的渗漏,因此需要经常检查和调整。对于后坐部分质量大、初始压力大的复进机,如何方便补气和检查液量是个重要问题。

一、液体气压式复进机力的变化规律

液体气压式复进机在后坐过程中,由于活塞的运动使复进机中的气体受压缩,其气体通过液体对活塞的作用就是复进机力 F_f 。气体的压力变化可用多变过程来描述,即

$$p_f V^n = p_{f0} V_0^n = \text{常数} \quad (3.94)$$

式中 p_f, p_{f0} ——复进机内气体的某瞬时压力和初压力;

V, V_0 ——气体某瞬时容积和初容积;

n ——多变指数,它取决于复进机的散热条件和活塞运动速度。

一般均取 $n=1.3$,但有的资料中推荐使用 $n=1.1 \sim 1.2$ 。

由式(3.94),复进机力可表达为

$$F_f = A_f p_f = A_f p_{f0} \left(\frac{V_0}{V} \right)^n \quad (3.95)$$

式中 A_f ——复进机活塞工作面积。

气体的容积 V 随活塞运动的距离(即后坐行程 X)而变化,即

$$V = V_0 - A_f X$$

将上式代入式(3.95)得

$$F_f = A_f p_{f0} \left(\frac{V_0}{V_0 - A_f X} \right)^n = F_{f0} \left(\frac{V_0}{V_0 - A_f X} \right)^n \quad (3.96)$$

此式即为计算液体气压式复进机力的基本公式。复进机力的变化规律如图 3.24 所示。

当后坐终了时,复进机的末力为

$$F_{fk} = F_{f0} \left(\frac{V_0}{V_0 - A_f \lambda} \right)^n \quad (3.97)$$



在复进机力的计算中,有时为了计算的简便,引入一个叫做复进机初容积相当长度“ L_s ”的量, $L_s = \frac{V_0}{A_f}$ 。从量纲上看 L_s 为长度,它的意义是,若复进机气体初容积所占空间的截面积与活塞工作面积 A_f 相同,则此容积的长度即为 L_s 。这样,复进机力和复进末力可写为

$$F_f = F_{f0} \left(\frac{L_s}{L_s - X} \right)^n \quad (3.98)$$

$$F_{fk} = F_{f0} \left(\frac{L_s}{L_s - \lambda} \right)^n \quad (3.99)$$

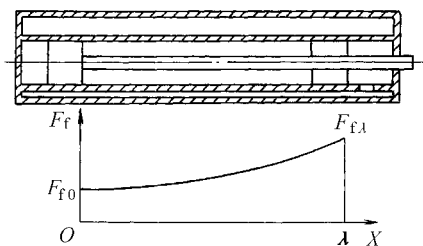


图 3.24 复进机工作原理和复进机力

同样定义复进机的压缩比 C_m 为复进机末力与初力之比:

$$C_m = \frac{F_{fk}}{F_{f0}} = \left(\frac{L_s}{L_s - \lambda} \right)^n = \left(\frac{V_0}{V_0 - A_f \lambda} \right)^n$$

解出 V_0 , 得

$$V_0 = \frac{A_f \lambda}{1 - C_m^{-\frac{1}{n}}} = A_f L_s \quad (3.100)$$

在设计时,确定了 C_m 和 n 以后,即可利用上式计算复进机气体的初容积 V_0 。

二、液体气压式复进机主要参量的确定原则

设计液体气压式复进机与设计弹簧式复进机一样,首先要合理地确定复进机初力 F_{f0} 和压缩比 C_m 。

液体气压式复进机初力 F_{f0} 的确定与弹簧式复进机的完全相同。确定了初力 F_{f0} 以后,要根据复进机注气方式的不同,合理选定复进机气体初压 p_{f0} 。对于师以下野战火炮,复进机采用人工唧筒注气,因此,气体初压不能太高,一般 p_{f0} 小于 5 MPa。对于较大口径的火炮,通常采用储气瓶注气, p_{f0} 可以取得稍大些,这样可使结构尺寸减小。现在有些大口径野战炮,其射角范围增加到 72° 。为了提高发射速度,配置了半自动机,并以增加复进机初压力的方法减小复进时间,在已解决高压液体密封的前提下,复进机初压大大提高。

当确定了复进机初力 F_{f0} 和初压 p_{f0} 以后,由下式计算出活塞工作面积 A_f

$$A_f = \frac{F_{f0}}{p_{f0}} \quad (3.101)$$

选择压缩比 C_m 的原则,首先是应尽量减小结构尺寸。由式(3.100)可知,压缩比 C_m 越大,对于确定的 A_f 和 λ , 气体的初容积 V_0 就越小,结构尺寸就越紧凑。

但是,液体气压式复进机只考虑减小结构尺寸是不够的,因为增加压缩比 C_m 能提高复进机在后坐过程中储存的能量 E_f , 即



$$\begin{aligned}
 E_f &= \int_0^\lambda F_f dX = \int_0^\lambda F_{f0} \left(\frac{L_s}{L_s - X} \right)^n dX = \frac{F_{f0} L_s}{n-1} (C_m^{\frac{n-1}{n}} - 1) \\
 &= \frac{p_{f0} \gamma_0}{n-1} (C_m^{\frac{n-1}{n}} - 1)
 \end{aligned} \quad (3.102)$$

同时,在绝热条件下,活塞(通过液体)以后坐速度急剧压缩气体,使温度由 T_0 增高至 T_λ 。由多变过程可得

$$T_\lambda = T_0 \left(\frac{p_{f\lambda}}{p_{f0}} \right)^{\frac{n-1}{n}} = T_0 C_m^{\frac{n-1}{n}} \quad (3.103)$$

式(3.102)和式(3.103)表明, E_f 和 T_λ 均随 C_m 的增大而增大,而过大的 E_f 和 T_λ 将导致反后坐装置设计的困难。温度过高对制退液的安定性和密封不利;储能过大则会增加复进剩余能量,给复进节制和保证复进的稳定性带来困难。而且当 C_m 增加到一定程度时,继续增大 C_m 对减小气体初容积 γ_0 的效果并不明显。因此,液体气压式复进机的压缩比 C_m 不宜过大,一般中小口径火炮取 $C_m = 1.5 \sim 2.5$,大口径火炮为了使结构紧凑,可取 $C_m = 2.5 \sim 3.0$ 。

在确定压缩比 C_m 时,除了考虑使结构紧凑、质量小及后坐过程储存足够的能量之外,还应考虑后坐制动图的约束,使复进机的末力 $F_{f\lambda}$ 满足

$$F_{f\lambda} = C_m F_{f0} \leq F_{R\lambda} - (F + F_T - m_h g \sin \varphi) \quad (3.104)$$

此外,还受火炮总体设计的限制,如火炮对复进机的某些特殊要求和对复进机结构尺寸的要求等。压缩比 C_m 要经过综合考虑才能确定。

在复进机设计过程中,在合理确定了初力 F_{f0} 和压缩比 C_m ,并确定了气体初压 p_{f0} 后,也就确定了复进机活塞工作面积 A_f 和气体初容积 γ_0 ,而 A_f 和 γ_0 则是确定液体气压式复进机结构尺寸的依据。

三、液体气压式复进机结构尺寸的确定

液体气压式复进机的结构尺寸通常指复进杆直径,内、中、外筒的内外径和长度等。确定的顺序一般从复进杆开始由内向外,即内筒、中筒、外筒的次序进行。确定这些结构尺寸应遵循如下原则:

- (1) 满足强度刚度要求;
- (2) 保证复进机内气体密封可靠,在任何射角条件下,气体可能逃逸的通道始终浸入液体中,而不暴露在气体中;
- (3) 保证各筒之间的液体流动畅通。

在确定结构尺寸时,一般应与必要的计算和绘制结构草图同步进行。例如各筒的长度与密封装置结构、后坐长度、活塞宽度、通孔位置、各筒之间的连接方式以及有无复进节制活瓣等有关,这些都应绘制在结构草图上,通过综合分析确定,并且符合标准化和系列化要求。



四、液体气压式复进机液量检查表的制作原理

如前所述,在选定了复进机初力 F_{f0} 和压缩 C_m 以后,复进机力 F_f 的变化规律也就确定了。为了保证后坐规律的一致性,任何时候都应保持所设计的 F_{f0} 和 C_m 。在液体气压式复进机结构尺寸已经确定的情况下, F_{f0} 的不变是靠保持初压 p_{f0} 不变来保证的, C_m 不变是靠保持气体初容积的 \mathcal{V}_0 不变来保证的。在复进机内总容积一定的情况下,要使 \mathcal{V}_0 不变,必须使液体的体积 \mathcal{V}_y 不变。因此在射击准备时必须对复进机的气压和液量进行检查,并调整到正常范围内。

检查和调整的顺序为:先检查和调整液量,在液量正常的前提下,再调整气压。检查液量的方法是:人工后坐,在一定后坐行程 l 上测量两点的气压值,查表判断是否符合标准,并根据液量的偏差注入或排出一定的液体。对在研产品,要提供复进机初始压力的设计值和人工后坐一定距离后的压力计算值,供射击准备时检查用。产品定型时应提供使用时用的“液量检查表”。

人工后坐的速度很慢,气体在压缩过程中可与外界充分进行热交换,因此人工后坐过程可视为等温过程,即

$$p_{f0} \mathcal{V}_0 = p_{fl} \mathcal{V}_l$$

而

$$\mathcal{V}_0 = \mathcal{V}_z - \mathcal{V}_y$$

$$\mathcal{V}_l = \mathcal{V}_z - \mathcal{V}_y - A_f l$$

式中 \mathcal{V}_z ——复进机内总初容积;

\mathcal{V}_y ——复进机内液体体积。

故有

$$p_{fl} = \frac{\mathcal{V}_0}{\mathcal{V}_l} p_{f0} = \frac{\mathcal{V}_z - \mathcal{V}_y}{\mathcal{V}_z - \mathcal{V}_y - A_f l} p_{f0} \quad (3.105)$$

此式说明,对于某一等温过程,在压缩一定行程 l 时的 p_{fl} 与 p_{f0} 成正比关系。以 p_{f0} 为横轴, p_{fl} 为纵轴,则 p_{fl} 与 p_{f0} 的关系可以用一条过原点的直线表示,其斜率为

$$\tan \alpha = \frac{\mathcal{V}_z - \mathcal{V}_y}{\mathcal{V}_z - \mathcal{V}_y - A_f l} \quad (3.106)$$

当 $A_f l$ 和 \mathcal{V}_z 一定时,直线的斜率只取决于液体量 \mathcal{V}_y 。当液体量少于标准时, $\mathcal{V}_{y1} < \mathcal{V}_y$, 直线斜率为

$$\tan \alpha_1 = \frac{\mathcal{V}_z - \mathcal{V}_{y1}}{\mathcal{V}_z - \mathcal{V}_{y1} - A_f l} = \frac{1}{1 - \frac{A_f l}{\mathcal{V}_z - \mathcal{V}_{y1}}} < \tan \alpha$$

反之,当液体量多于标准液量时,即 $\mathcal{V}_{y2} > \mathcal{V}_y$, 直线斜率为

$$\tan \alpha_2 = \frac{\mathcal{V}_z - \mathcal{V}_{y2}}{\mathcal{V}_z - \mathcal{V}_{y2} - A_f l} = \frac{1}{1 - \frac{A_f l}{\mathcal{V}_z - \mathcal{V}_{y2}}} > \tan \alpha$$



以标准液量 V_y 、允许的最少液量 V_{y_1} 和允许的最多液量 V_{y_2} 代入公式(3.106)计算,可得到如图 3.25 所示的三条直线。由于复进机初压 p_{f0} 一般在其标准值附近变化,因而火炮上常常截取三条直线的一部分绘制液量检查表。检查液量时,分别测出 p_{f0} 和 p_{fl} ,就可以在表中找出相应的坐标点。如果该点落在三条直线之间,则表示液量符合标准;如果此点落在三直线外侧,则应由纵坐标或横坐标的差值,按比例计算出液体的偏差量。

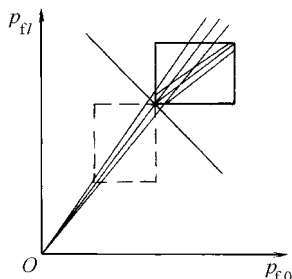


图 3.25 液量检查表原理

现在火炮的液量检查表已经可以直接读出液量偏差数值,其原理仍然相同。

综上所述,选用液体气压式复进机时,必须同时考虑适用于作战条件下的液量、气压的检查,并设计相应的接口,配备适用的工、器具。

3.5 制退机设计理论与方法

对反后坐装置进行正面设计时,在合理拟定了后坐制动图,继而求解制退后坐运动微分方程,得到制退后坐运动诸元,并设计了复进机,确定了复进机力 F_f 的规律之后,由后坐阻力方程就可得到制退机力的变化规律

$$F_{\Phi h} = F_R - F_f - (F + F_T - m_h g \sin \varphi)$$

制退机力的这一变化规律就是制退机设计的依据。本节讨论节制杆式制退机的设计计算方法。

3.5.1 节制杆式制退机的液压阻力方程

典型的节制杆式制退机结构原理如图 3.26 所示。这种型式的制退机目前广泛地应用在制式火炮中,它与其他型式的制退机比较,动作确定可靠,设计理论较为完善,并与实际符合较好。

以杆后坐为例,该制退机的制退筒与摇架固联,制退杆与炮尾连接。后坐时制退杆随后坐部分一同后坐,带动制退活塞挤压制退机工作腔 I 中的液体。工作腔 I 中的液体受挤压后进入制退活塞的大斜孔,然后分为两股液流。一股经节制杆与节制环之间的环形流液孔 a_x 流入非工作腔 II,它是后坐时产生制退机液压阻力的主要液流,称为“主流”;另一股由制退杆内壁与节制杆之间的环形管道,经调速筒的几个孔,推开活瓣进入内腔 III,称为“支流”。制退杆内腔在复进时成为复进节制器,为了在复进全程都能提供制动力,要求内腔在后坐过程中始终充满液体。在后坐过程中,由于制退杆不断抽出,非工作腔 II 会产生真空,压力为 $p_2=0$ 。

设节制杆式制退机的主要结构尺寸:制退杆外径为 d_T ;制退筒外径为 D_T ,制退机活塞工

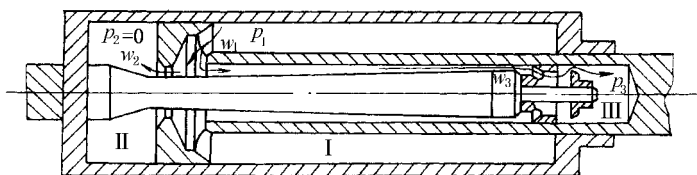


图 3.26 节制杆式制退机的结构原理图

作面积为 $A_0 = \frac{\pi}{4}(D_1^2 - d_1^2)$; 制退杆内径为 d_1 , 复进节制器工作面积为 $A_{fj} = \frac{\pi}{4}d_1^2$; 节制环内径为 d_p , 节制环孔面积为 $A_p = \frac{\pi}{4}d_p^2$; 支流最小截面积为 A_1 ; 节制杆任意截面直径为 d_x , 节制杆任意截面面积为 $A_x = \frac{\pi}{4}d_x^2$, 对应于节制杆任意截面的流液孔面积为 $a_x = A_p - A_x = \frac{\pi}{4}(d_p^2 - d_x^2)$ 。

一、液压阻力方程的建立

制退机内液体的流动是非常复杂的。在很短的时间内, 制退机内的液体被加速到极高的速度, 雷诺数可达几十万, 形成复杂的动边界高雷诺数湍流, 流动是三维非定常的。为了对制退机建立比较简单的模型, 以满足工程的需要, 作如下假设:

- (1) 以地面作为惯性参考系;
- (2) 液体是不可压缩的;
- (3) 流动是一维定常的;
- (4) 制退杆内腔在后坐过程中始终充满液体;
- (5) 由于制退活塞上斜孔面积足够大, 认为液体由工作腔流经斜孔后压力无损失;
- (6) 忽略液体流经流液孔的收缩现象。

推导制退机液压阻力方程按以下步骤进行。

1. 液流速度的计算

以杆后坐为例, 设液体密度为 ρ , 后坐速度为 V , 在时间 dt 内, 活塞移动 dX 距离, 则对于主流来讲, 工作腔 I 中被排挤的液体质量为

$$\rho A_0 dX + \rho(A_{fj} - A_x)dX$$

前一项为活塞直接排挤的液体质量, 后一项是由于节制杆由制退杆内拔出所排挤的液体质量。由连续方程知, 这些液体的一部分经流液孔 a_x 流入非工作腔 II, 液流相对速度为 w'_2 , 质量为 $\rho w'_2 a_x dt$; 另一部分液体流入内腔, 由于内腔始终充满, 因此质量为 $\rho A_{fj} dX$, 故有

$$\rho A_0 dX + \rho(A_{fj} - A_x)dX = \rho w'_2 a_x dt + \rho A_{fj} dX \quad (3.107)$$



化简上式,得

$$w'_2 = \frac{A_0 - A_X}{a_X} V \quad (3.108)$$

w'_2 为液流相对于活塞的速度,而绝对速度 w_2 为

$$w_2 = w'_2 - V = \frac{A_0 - A_X}{a_X} V - V$$

$$w_2 = \frac{A_0 - A_P}{a_X} V \quad (3.109)$$

应当注意,如果制退筒后坐,则 w'_2 就是绝对速度。

对于支流来说,设流经支流最小截面积 A_1 的流速为 w_3 ,根据内腔始终充满液体,由连续方程有

$$\rho A_{\text{fj}} dX = \rho A_1 w_3 dt \quad (3.110)$$

即

$$w_3 = \frac{A_{\text{fj}}}{A_1} V \quad (3.111)$$

显然, w_3 就是绝对速度。

2. 液体压力的计算

根据伯努利方程,并假设动能修正系数 $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$,分别列出主流与支流的压力和流速的关系式。

对于主流:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{w_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{w_2^2}{2} + H_{r1}$$

已知 $w_1 = 0, p_2 = 0$ 。将已知条件及式(3.111)代入,并令

$$H_{r1} = \xi_1 \frac{w_2^2}{2}$$

则得

$$p_1 = \frac{(1 + \xi_1)\rho}{2} \cdot \frac{(A_0 - A_P)^2}{a_X^2} V^2 \quad (3.112)$$

式中 ξ_1 ——主流的能量损失系数。

对于支流:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{w_1^2}{2} = \frac{p_3}{\rho} + \frac{w_3^2}{2} + H_{r2}$$

已知 $w_1 = 0$ 。将已知条件及式(3.111)代入,记支流的能量损失系数为 ξ_2 ,并令

$$H_{r2} = \xi_2 \frac{w_3^2}{2}$$

则得



$$p_1 - p_3 = \frac{(1 + \xi_2)\rho}{2} \left(\frac{A_{fj}}{A_1} \right)^2 V_2^2 \quad (3.113)$$

考虑液体的实际损失,同时修正理论公式与实际的差别,分别引入主流液压阻力系数 K_1 代替 $1 + \xi_1$; 引入支流液压阻力系数 K_2 代替 $1 + \xi_2$ 。于是上两式分别写为

$$p_1 = \frac{K_1 \rho}{2} \cdot \frac{(A_0 - A_p)_2}{a_X^2} V^2 \quad (3.114)$$

$$p_1 - p_3 = \frac{K_2 \rho}{2} \left(\frac{A_{fj}}{A_1} \right)^2 V^2 \quad (3.115)$$

将式(3.114)代入式(3.115)中,可得到内腔压力

$$p_3 = \frac{K_1 \rho}{2} \cdot \frac{(A_0 - A_p)_2}{a_X^2} V^2 - \frac{K_2 \rho}{2} \left(\frac{A_{fj}}{A_1} \right)^2 V^2 \quad (3.116)$$

3. 液压阻力 $F_{\Phi h}$ 公式

杆后坐时,制退机的液压阻力就是作用于制退杆上的液体压力之合力。取制退杆为分析对象,作用其上的液体压力如图 3.27 所示。其中, p_3 作用的投影面积为 A_{fj} 。 p_1 除了作用于活塞工作面积 A_0 外,还作用于活塞腔内。将方向相反的压力投影抵消掉, p_1 的有效作用面积为 $A_0 + A_{fj} - A_p$ 。求出各压力之合力,得

$$F_{\Phi h} = p_1 (A_0 + A_{fj} - A_p) - p_3 A_{fj}$$

或
$$F_{\Phi h} = p_1 (A_0 - A_p) + (p_1 - p_3) A_{fj} \quad (3.117)$$

将式(3.114)和式(3.115)代入式(3.117)中,得

$$F_{\Phi h} = \frac{K_1 \rho}{2} \cdot \frac{(A_0 - A_p)^3}{a_X^2} \cdot V^2 + \frac{K_2 \rho}{2} \cdot \frac{A_{fj}^3}{A_1^2} \cdot V^2$$

或

$$F_{\Phi h} = \frac{K_1 \rho}{2} \left[\frac{(A_0 - A_p)^3}{a_x^2} + \frac{K_2}{K_1} \cdot \frac{A_{fj}^3}{A_1^2} \right] \quad (3.118)$$

式(3.118)就是典型的节制杆式制退机的液压阻力方程。从此式可以看出,液压阻力是流液孔面积 a_X 及后坐速度 V 的函数,简略表示为

$$F_{\Phi h} = f(a_X) V^2$$

其中

$$f(a_X) = \frac{K_1 \rho}{2} \left[\frac{(A_0 - A_p)^3}{a_X^2} + \frac{K_2}{K_1} \cdot \frac{A_{fj}^3}{A_1^2} \right] \quad (3.119)$$

$f(a_X)$ 称为结构函数。当制退机结构尺寸确定后,通过设计符合 $f(a_X)$ 规律的流液孔面积 a_X , 便可得到所要求的 $F_{\Phi h}$ 变化规律。

当考虑制退活塞与制退筒壁之间的间隙时,可将间隙面积 a_0 折算进主流流液孔面积中,



折合面积为

$$a_z = a_x + \frac{a_0}{\sqrt{3}}$$

二、流液孔面积计算公式

由式(3.118)解出 a_x 得

$$a_x = \frac{(A_0 - A_p)^{\frac{3}{2}}}{\sqrt{\frac{2}{K_1 \rho} \cdot \frac{F_{\Phi h}}{V^2} - \frac{K_2}{K_1} \cdot \frac{A_{fj}^3}{A_1^2}}} \quad (3.120)$$

此式即为计算流液孔面积的公式。当制退机结构确定后,即 A_0 、 A_p 、 A_{fj} 和 A_1 等确定后,合理选定液压阻力系数 K_1 和 K_2 ,将所要求的 $F_{\Phi h}$ 规律和计算得到的制退后坐诸元代入式(3.120),即可解出流液孔面积 $a_x - X$ 变化规律,如图 3.28 所示。

由于

$$a_x = \frac{\pi}{4}(d_p^2 - d_x^2)$$

故节制杆外形尺寸 d_x 为

$$d_x = \sqrt{d_p^2 - \frac{4}{\pi} a_x} \quad (3.121)$$

某炮的节制杆外形 $d_x - X$ 如图 3.28 所示。

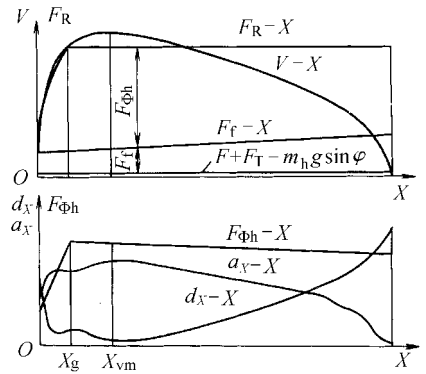


图 3.28 F_R 、 $F_{\Phi h}$ 、 a_x 和 d_x 的对应关系

三、内腔液体充满条件

前面所建立的节制杆式制退机液压阻力方程,是在内腔始终充满液体的假设基础上得到的。另外,内腔始终充满液体是节制杆式制退机复进时保证全程制动的需要。可见,使所设计的制退机在后坐全过程中,确实保证内腔充满液体是特别重要的。

所谓充满条件,就是内腔不产生真空的条件,即内腔的液体压力 $p_3 > 0$ 。由式(3.116)可得

$$\frac{K_1 \rho}{2} \cdot \frac{(A_0 - A_p)^2}{a_x^2} V^2 - \frac{K_2 \rho}{2} \cdot \frac{A_{fj}^2}{A_1^2} V^2 > 0$$

整理后可得

$$A_1 > \sqrt{\frac{K_2}{K_1}} \cdot \frac{A_{fj}}{A_0 - A_p} a_x \quad (3.122)$$

将式(3.120)代入式(3.122),并化简

$$A_1 > \sqrt{\frac{K_2 \rho}{2} A_{fj}^2 (A_0 + A_{fj} - A_p)} \frac{V}{\sqrt{F_{\Phi h}}} \quad (3.123)$$



式(3.122)和式(3.123)为内腔液体充满条件。该条件表明,当 A_0 、 A_p 、 A_{fj} 等结构尺寸确定后,必须有足够大的 A_1 才能保证内腔液体充满。在利用上述条件确定 A_1 时,要取 $\alpha_{X_{\max}}$ 或 V_{\max} 来计算,并且 A_1 尽可能取得大些。

四、液压阻力系数的讨论

在上述制退机的经典设计理论中,将制退机内液体的流动假设为一维不可压缩定常流动,运用伯努利方程建立制退机工作腔和内腔压力的计算公式。在公式中引入了一个十分重要的系数——液压阻力系数 K 。从形式上讲,液压阻力系数 K 反映的是液流的能量损失。然而实际上,由于制退机内液体流动现象十分复杂,除了由于液体的黏性和湍流流动造成的能量损失之外,还有三维流动的影响、液体流经小孔的收缩现象、液体的可压缩性以及流动的非定常性等等。因此,液压阻力系数 K 实际上是一个包含了所有理论模型所未考虑的各种因素综合影响的修正系数,是一个理论与实际的符合系数。严格来讲,液压阻力系数 K 实际上并非常数,它不但与制退机的结构有关,而且在整个后坐过程中也是变化的。在利用经典设计理论设计火炮反后坐装置时,正确地选取或测定液压阻力系数 K 是十分重要的。

1. 正面问题计算中液压阻力系数 K 的确定原则

在制退机正面设计时还没有制退机的实物,不能实测 K_1 和 K_2 。这时通常将其作为常数,参考现有火炮同类型制退机所用的 K_1 和 K_2 值作为计算的值。为了减少盲目性,在选取 K 时应遵循以下原则:

- (1) 两制退机的制退液黏度必须一致;
- (2) 两制退机结构形式应尽量接近;
- (3) 两制退机液体压力计算公式应相同;
- (4) 两制退机的后坐速度尽量相近。

节制杆式制退机的液压阻力系数 K_1 和 K_2 值通常为: $K_1 = 1.2 \sim 1.6$, $K_2 = (2 \sim 4) K_1$ 。

2. 实验测定 K 的处理方法

在制退机设计并初步调整了流液孔之后,必须通过实际测试检验流液孔设计的合理性,并再次调整节制杆的外形。这时应当采用实测的液压阻力系数 K 来计算。

通常为了计算与选取方便,对实测的液压阻力系数 K 进行平均处理,得到液压阻力系数 K 值是常数。常用的计算方法有算术平均、有条件的积分平均、最小二乘法等。目前算术平均法已不再使用,因为由此得到的液压阻力系数明显偏大。条件积分平均得到的平均液压阻力系数,经反面问题计算其后坐长度 λ 与试验值比较接近,而最大后坐阻力有时相差较多。这是因为积分平均只能保证 $F_R - X$ 曲线下的面积相等,即阻力功相等,而不能保证曲线上各点均重合。最小二乘法可使后坐阻力曲线吻合得好些,但后坐长度吻合较差。

由此可见,将液压阻力系数处理为常数是一种不完善的方法。随着计算机的应用,在后坐反面问题计算中,将液压阻力系数处理为变数已成为可能。目前国内将 K 处理为变数的方法



有:将 K 拟合为 X 的一元多次函数、将 K 拟合为 a_X 的一元多次函数、将 K 拟合为 a_X 和 V 的二元多次函数等。

3.5.2 节制杆式制退机结构设计

确定节制杆式制退机主要结构尺寸,应在设计节制杆理论外径 $d_X - X$ 以前进行。在确定制退机结构尺寸时,应从各零件的工作条件、强度、刚度、结构合理性及火炮总体设计的要求出发,全面地加以考虑。

一、节制杆式制退机主要结构尺寸的确定

制退机的几个主要尺寸包括:制退机工作长度 L 、制退筒内径 D_T 、制退杆外径 d_T 、制退杆内腔直径 d_1 、节制环直径 d_p 及节制杆外形尺寸等,如图 3.29 所示。

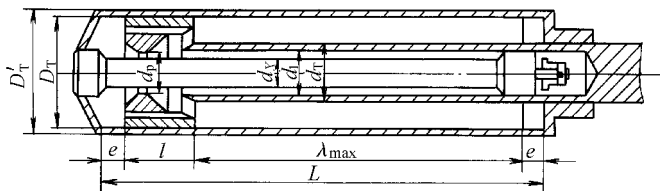


图 3.29 制退机主要结构尺寸

1. 制退机工作长度 L

从图 3.29 可见

$$L = \lambda_{\max} + l + 2e$$

其中, λ_{\max} 为最大后坐长度; l 为制退活塞长度,一般 l 取为 $(0.5 \sim 0.7)D_T$ 。当 D_T 未知时,可取 $l = (0.5 \sim 0.7)d$, d 为火炮口径; e 为考虑装配误差及极限射击条件而保留的余量,一般 e 不小于 $20 \sim 30$ mm。

2. 活塞工作面积 A_0

A_0 是影响制退机径向尺寸的主要参数。确定 A_0 的主要依据是制退机工作腔最大压力 $p_{1\max}$ 和制退机液体温升。活塞工作面积 A_0 可近似表示为

$$A_0 = \frac{F_{\Phi\max}}{p_{1\max}} \quad (3.124)$$

其中, $F_{\Phi\max}$ 为后坐时最大的液压阻力,可由下式估算 $F_{\Phi\max}$

$$F_{\Phi h} = F_R - F_f - (F + F_T - m_h g \sin \varphi)$$

找出最大值。



选取 $p_{1\max}$ 时应考虑制退机密封装置工作的可靠性。现有火炮常用石棉织物填料、皮质和橡胶填料、唇形填料等密封,一般在工作压力为 35 MPa 下正常工作。而挤压型填料(如“O”型橡胶圈)的工作压力在 100 MPa 以上。

制退机是以制退液为工作介质的。制退机在后坐和复进过程中所吸收的能量,最终都转化为液体热量,使液温升高。通常,地面炮每发射一次,制退液温度升高限制在 $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下;发射速度高的火炮则不宜超过 $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。目前常用的制退液沸点约为 $90\text{ }^{\circ}\text{C}\sim 110\text{ }^{\circ}\text{C}$,若超过沸点制退机就不能正常工作。可见制退机液体温升是影响火炮射击速度与持续射击能力的重要因素。制退机液量 W_y 对每发温升的影响很大, W_y 越多,热容量就越大,每发温升越小。

在确定 A_0 时既要考虑 $p_{1\max}$ 的大小,又要考虑液体温升。可以从两方面分别估算 A_0 ,然后取其中较大者为最后确定的 A_0 。如果受空间限制, A_0 难以满足要求,可以另设储液筒。

3. 制退筒内径 D_T 及制退杆外径 d_T

A_0 确定后,根据公式 $A_0 = \frac{\pi}{4}(D_T^2 - d_T^2)$ 同时确定出 D_T 和 d_T 。为此先引进一个经验系数 y

$$y = \frac{D_T}{d_T}$$

统计现有火炮, y 值约在 1.7~2.3 之间。当 A_0 一定时,取较大的 y 值可得到较小的 D_T 和 d_T ,制退机结构紧凑,但内腔工作面积 A_{fj} 较小,可能引起节制杆刚度不足;若取较小的 y 值则相反。

选择若干个 y 值,计算出相应的 d_T 和 D_T ,选择结构紧凑又不使节制杆产生压杆失稳的一组,并调整为标准直径及与标准密封元件一致的尺寸。确定 d_T 和 D_T 后,应重新计算实际工作面积 A_0 。

4. 制退杆内腔直径 d_1

制退杆内腔直径 d_1 根据制退杆拉伸强度确定。当制退机为杆后坐时,有

$$d_1 = \sqrt{d_T^2 - \frac{4}{\pi} \cdot \frac{(F_{\phi h} + F_1)_{\max} + F_{mz}}{[\sigma]}} \quad (3.125)$$

其中, F_1 为制退机的惯性力, $F_1 = m_g \frac{d^2 X}{dt^2} \approx \frac{m_g}{m_h} F_{pt}$,其中 m_g 为制退杆与活塞的质量; F_{mz} 为制退杆密封装置的摩擦力; $[\sigma]$ 为制退杆材料的许用拉伸应力,安全系数可取 2.5~3.5。制退杆材料一般用 40 Cr 或 35 CrMoA, $\sigma_s = 550\sim 600\text{ MPa}$ 。当制退筒后坐时,式(3.125)中 $F_1 = 0$ 。在进行强度校核时, $(F_{\phi h} + F_1)_{\max}$ 可能出现在 $F_{pt\max}$ 或 $F_{\phi h\max}$ 处,应取其中最大者。

对于制退杆壁较薄、复进时制退杆内腔压力 $p_{3f\max}$ 较高的火炮,应当进行受内压的强度校核。按厚壁圆筒受内压的公式,有

$$\frac{2}{3} \cdot \frac{2d_T^2 + (d_1 + 2h_m)^2}{d_T^2 - (d_1 + 2h_m)^2} p_{3f\max} \leq [\sigma]$$



其中, $p_{3\text{fmax}}$ 为复进时内腔最大压力, $p_{3\text{fmax}} = \frac{F_{\Phi\text{fmax}}}{A_{\text{fj}}}$; $p_{3\text{fmax}}$ 为复进节制器最大液压阻力, 在初步估算时可取 $p_{3\text{fmax}} \approx 0.9(F_{\text{f}\lambda} - m_{\text{h}}gf)$, 式中 $F_{\text{f}\lambda}$ 为后坐终了时的复进机力, $m_{\text{h}}gf$ 为后坐部分导轨摩擦力; h_{m} 为复进节制器沟槽最大深度; $[\sigma]$ 为许用拉伸应力, 可取 $[\sigma] = \frac{1}{3}\sigma_s$ 。

5. 节制环直径 d_p

d_p 的选择主要决定于制退机内腔结构, 特别是制退杆与节制杆调速筒的装配关系。

对于 $d_1 > d_p$ 的结构, 支流最小截面积 A_1 可能出现在制退杆内腔与节制杆最大直径的环形间隙处。为了确保 A_1 , d_1 与 d_p 之间的间隙应足够大, 一般取

$$d_p = d_1 - (4 \sim 6) \text{ (mm)}$$

对于 $d_1 \leq d_p$ 的结构, 一般取 $d_p = d_1$ (名义尺寸)。

6. 节制杆外形尺寸

节制杆直径 d_x 的设计按照前述方法, 由式(3.120)和式(3.121)确定。

由于节制杆长度与直径之比很大, 必须校核其纵向稳定性。计算压杆稳定性的欧拉公式为

$$F_{\text{lj}} = K \frac{EI_{\text{min}}}{l^2}$$

式中 F_{lj} ——杆件纵向弯曲的临界载荷;

l ——杆件长度, 节制杆长度可取 $l = \lambda_{\text{jx}}$, 其中 λ_{jx} 为制退杆结构决定的极限后坐长度;

E ——材料的弹性模量, 钢的 $E = 2.06 \times 10^5 \text{ MPa}$; I_{min} 为节制杆最小截面的惯性矩, $I_{\text{min}} = \frac{\pi}{64} d_{\text{xmin}}^4$;

K ——与压杆两端约束情况有关的系数, 通常将节制杆的约束视为一端固定, 一端铰接, 其 $K = 2\pi^2 = 19.72$ 。

节制杆承受最大载荷为复进节制器的最大液压阻力 $F_{\Phi\text{ffmax}}$ 。为了保证压杆稳定, 校核时安全系数 n 不低于 5。一般取

$$n = \frac{F_{\text{lj}}}{F_{\Phi\text{ffmax}}} = 5 \sim 10$$

如果节制杆稳定性不足, 应修改 d_T 及 d_1 , 并重新校核。

7. 制退筒外径 D'_T

D'_T 由强度确定, 根据厚壁圆筒受压 $p_{1\text{max}}$ 的公式

$$D'_T \approx D_T \sqrt{\frac{[\sigma] + \frac{2}{3} p_{1\text{max}}}{[\sigma] - \frac{4}{3} p_{1\text{max}}}}$$



制退筒材料一般用 40 Cr 或 35 Cr, $\sigma = 500 \sim 550$ MPa, 计算时可取为 $[\sigma] = \frac{1}{3} \sigma_s$ 。为了保证必要的刚度, 制退筒最薄处壁厚应不小于 5 mm, 计算结果也应调整为标准系列。

此外, 制退机与摇架、后坐部分的连接件强度也应校核, 安全系数一般取 2 以上。

根据上面确定的结构尺寸绘制结构图时, 还可根据具体情况有所调整。调整结构尺寸时也应辅以相应的计算。

二、结构设计中应注意的问题

主要结构尺寸确定后, 需要细致而具体地完善结构图, 此时应注意如下几个问题:

1. 关于液流通通道

为了使理论计算与实际设计有较好的符合, 液流通通道表面应光滑, 相关零件表面粗糙度 R_a 取 $0.4 \sim 0.8 \mu\text{m}$, 甚至更光滑。凡通道变化(如扩大、缩小或转弯等)的地方, 轮廓应尽量接近流线型。

对于主流通道, 应使除流液孔外的所有通道截面均大于 a_X ; 支流通道所有除 A_1 处之外的截面积应大大超过 A_1 。节制环应有一定宽度, 一般取 $5 \sim 10$ mm, 以保证 a_X 的准确性。但节制环也不宜过宽, 否则会影响 a_X 的变化规律。

为了减少经制退活塞间隙漏过的液体, 一般将活塞套车出数条环形槽, 以增大漏液的局部损失, 阻滞液体漏过。

2. 关于加工工艺

(1) 轴向装配误差的控制: a_X 的起始位置是影响流液孔变化规律的一个因素, 它是靠节制环和节制杆的装配位置确定的, 是通过一系列相关零件的长度尺寸公差保证的。如果定位基准选择不当, 尺寸链过长, 势必增大轴向装配误差。一般这一误差不应超过 $5 \sim 10$ mm。为了减小轴向装配误差的影响, 有些火炮的制退杆与炮尾或摇架的连接采用可调整的方式, 使得制退杆轴向位置可以调整。在制退机装配时按流液孔正确的起始位置在制退杆上划好刻线, 并用专用的检查板对准。这可大大减少装配尺寸链的环数, 使 a_X 的准确位置容易保证, 而轴向加工公差也要求不高。

(2) 特殊的工艺要求: 由于制退筒内表面及制退杆的外表面与密封元件往复摩擦, 要求有良好的防腐性和耐磨性, 为此需作表面乳白镀铬处理。

(3) 装配试验: 制退机工作时液体压力很高, 因此制退筒及密封装置应按高压容器的要求进行密封试验和强度试验。对制退筒进行强度试验时, 用比其最大工作压力大 $20\% \sim 50\%$ 的压力, 保持 $8 \sim 15$ min。制退机装配好以后, 用略大于最大工作压力的压力, 保持 $8 \sim 15$ min 进行密封性试验。有时还要进行“平滑性试验”, 既可以排除不应有的液体和气体, 又可以通过检测紧塞具的摩擦力来判断装配的正确性。



3. 关于勤务使用

制退机的设计应考虑使部队操作、检查与维修简单方便。例如,为了射前检查液量及换液方便,注液孔的位置应暴露和便于排气及放液;为便于分解、结合和调换密封元件,制退机应易于装拆。

3.5.3 节制杆外形的调整和后坐反面问题计算

由正面问题计算得到的液流孔面积 $a_X - X$ 和节制杆外形 $d_X - X$ 曲线只是理论规律,它不能直接用在制退机上,需要对其进行必要的调整,这时的调整称为初调整。在所设计的制退机加工装配好之后,还应进行射击试验,并根据试验结果对节制杆进行再调整。节制杆调整后均需进行反面问题计算,以检验节制杆调整的效果。

一、节制杆外形的初调整

正面设计的节制杆理论外形在实际应用时存在以下问题。

(1) 对火炮实际射击条件的适应性差。如前所述, $d_X - X$ 的理论外形是在正常射击条件(常温、正装药、 $\varphi=0^\circ$)下设计出来的,当 $X \leq 0$ 及 $X \geq \lambda$ 时,由于 $V=0$,故 $a_X=0$ 。然而在实际射击时,射击条件不可能完全与设计的条件相同。如果以高温和 $\varphi=\varphi_{\max}$ 的条件射击,则后坐长将比正常情况增加 10% 左右。如仍用理论外形的节制杆,必然出现后坐接近终了时 $V>0$,而 $a_X=0$, p_1 将急剧增高。这种现象称为“液力闭锁”。在这种情况下,制退机和炮架受力陡增,使稳定性破坏,甚至使零部件损坏。另外,由于零件轴向加工误差的存在,节制杆与节制环的相对位置在装配后可能出现一定的位置偏差。这就是说,对于理论外形的节制杆,即使射击条件不变,仍会出现 $V>0$,而 $a_X=0$ 的“液力闭锁”现象。因此必须对节制杆理论外形的起始段和终了段进行调整,使节制杆直径适当减小,工作段长度适当延长。这样才能适应各种射击条件和轴向装配误差。

(2) 理论外形加工工艺性差。理论设计的 $d_X - X$ 曲线在弹丸出炮口点附近变化很大,不便于加工。通常在不影响制退机性能的情况下,将节制杆的理论外形调整为几段锥度。

节制杆理论外形的初调整通常按以下方法进行。

(1) 起始段的调整原则是将 a_X 增大,并向外延伸,以避免起始段的液力闭锁。

理论计算和试验都说明,起始段的 a_X 增大一些对整个后坐运动影响不大。原因是在弹丸膛内运动时期, $F_{pt} \gg F_R$, 后坐阻力 F_R 在此时期内不是主要的,改变 F_R 对整个后坐运动的影响很小。另外,一些加农炮制退机内留有保留空间,后坐时,在保留空间消失前制退机不提供液压阻力。因此,起始段的 a_X 向增大方向调整,对后坐运动基本上无影响。

节制杆起始段的调整应使外形尽量简单。一般从节制杆最细处按 $d_{X\min}$ 向回延伸,将起始段调整为圆柱形或圆锥形,如图 3.30 所示。 Δl 考虑轴向装配误差,一般取 $\Delta l=10 \text{ mm}$ 。



确定节制杆根部直径 d_{xc} , 应避免节制杆根部与节制环卡滞, 一般 $d_{xc} \leq d_p - 2$ (mm)。对于起始段为圆柱形者, 应注意圆柱段与根部联结圆角应大些。对于起始段为圆锥形者, 只要连接 $d_{x\min}$ 点和 d_{xc} 即可, 这种情况的节制杆根部强度要比圆柱形的好些。

(2) 终了段的调整原则是增大 a_x , 并延伸到极限后坐长 λ_{jx} 。在调整终了段时, 应综合考虑各种射击条件的变化。确定极限后坐长 λ_{jx} , 并保证在 $X = \lambda_{jx}$ 时, $a_x > 0$ 。一般

$$\lambda_{jx} = (1.08 \sim 1.20)\lambda$$

具体方法是从正常后坐长 λ 的最后 5% 左右处作节制杆理论外形的切线, 延长到 λ_{jx} 处, 使 $d_{x\max}$ 的名义尺寸与 d_p 相同, 上下偏差均为负公差, 或者在名义尺寸上使 $d_{x\max} < d_p$, 以保证 $a_x > 0$ 。

(3) 中间段的调整原则是使外形工艺性良好, 并尽量接近理论外形。一般将此段调整为若干个锥度。为加工和测量方便, 折点与定位基准的距离应取整数 mm, 折点处节制杆直径的尾数应按 0.1 mm 选取。

节制杆外形初调整是件细致的工作。仔细对节制杆外形初调整之后, 需要进行反面问题计算, 以检验节制杆外形初调整的效果。

二、节制杆外形的再调整

在后坐正面问题设计中, 许多参数的选取 (包括液压阻力系数 K 在内) 都有一定的经验性, 从这个意义上讲, 正面问题设计得到的节制杆理论外形只是一个有待改进的半成品。节制杆的初调整只考虑了克服液力闭锁和改善加工工艺问题, 并没有考虑对正面问题计算的近似性修正。因此初调整后试验所得的后坐阻力变化规律和后坐运动规律与我们的计算情况存在较大的差别, 如图 3.31 所示。这个差别随设计者经验的多少、设计参数选择的好坏而不同, 初学者往往难以掌握。惯用的方法是反复地进行经验性的调整、试验, 直到满足要求为止。

根据试验曲线对节制杆再调整的方法如下:

(1) 从火炮试验中测出后坐速度、位移、工作腔压力和内腔压力, 根据以下公式处理出液压阻力系数 $K_1 - X$ 和 $K_2 - X$ 曲线

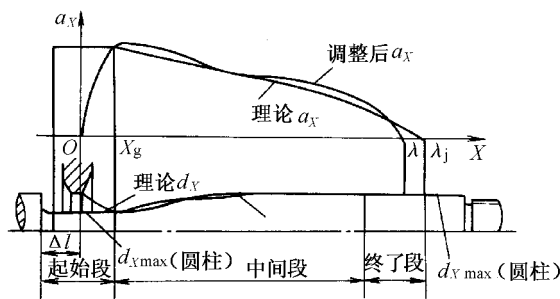


图 3.30 节制杆外形的初调整

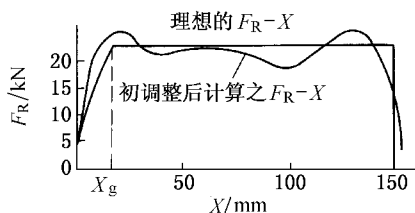


图 3.31 某火炮节制杆初调整后的试验曲线



$$\left. \begin{aligned} K_1 &= \frac{2}{\rho} \cdot \frac{a_X^2}{(A_0 - A_p)^2} \cdot \frac{p_1}{V^2} \\ K_2 &= \frac{2}{\rho} \cdot \frac{A_i^2}{A_{ij}^2} \cdot \frac{p_1 - p_3}{V^2} \end{aligned} \right\} \quad (3.126)$$

(2) 根据实际制退机的密封结构,计算出摩擦力 F 。根据实际后坐部分质量 m_h 计算出导轨摩擦力 F_T 和 $m_h g \sin \varphi$ 等;

(3) 由实测的 K_1-X 、 K_2-X 、 $V-X$ 和 F_f-X 以及理想的 F_R-X 变化规律(后坐制动图),按正面问题重新计算节制杆直径 d_X-X ,再经过初调整得到适当的外形。

由于计算点数较少, $V-X$ 又取自试验值,故计算工作量较小。用这种调整方法可以使 F_R-X 曲线得到明显的改善,使曲线趋于平缓。

三、后坐反面问题计算的特点和时机

判断节制杆外形调整是否合理的最终标准是射击实践,即火炮试验得到的后坐长 λ 、后坐速度和后坐阻力变化规律是否满足设计要求。但是为了减少实践的盲目性,应当对调整后的制退机后坐阻力和后坐运动诸元先进行计算。由于此时的已知和求解条件与正面问题相反,所以称为“后坐反面问题”计算。

在正面问题计算时,由于制退机结构还是未知的,故其中的许多参数,如密封装置摩擦力 F 、后坐部分质量 m_h 等都是估算的。又由于尚未进行试验,故液压阻力系数 K 只能参考同类型结构制退机初步选取。

而在反面问题计算时,制退机结构已经设计出来了,故密封装置摩擦力 F 、后坐部分质量 m_h 等都可以准确计算。各种密封装置的设计方法及其摩擦力 F 的计算方法参见有关设计手册和教科书。若已经进行过反后坐装置试验,则液压阻力系数 K 可以采用试验得到的值。

正面问题与反面问题计算的特点比较见表 3.1。

表 3.1 正面与反面问题计算特点比较

		制退机后坐正面问题	节制杆外形初调整后的反面问题
计算情况		正常射击条件($\varphi = \varphi_i$ 或 $\varphi = 0^\circ$ 、常温、正装药)	正常射击条件($\varphi = \varphi_i$ 或 $\varphi = 0^\circ$ 、常温、正装药)
已知条件		后坐制动图,正面问题计算的后坐运动诸元	制退机实际尺寸及初调整后的流液孔
求解		制退机流液孔	实际的后坐阻力及后坐运动参数
计算时采用的数据	m_h 、 F	估算	按结构计算
	K	参考同类型结构选取	参考同类型结构选取



除了在节制杆初调整之后需要进行后坐反面问题计算之外,还有其他一些时机需要进行反面问题计算。其中包括检验各种极限工作条件下的火炮的受力和运动规律,为火炮的大型试验做准备,同时也为炮架的强度、刚度校核提供受力的依据。另外,对火炮系统中涉及装药质量 m_w (包括装药结构、新火药的采用等)、弹丸质量 m_q (包括采用新弹种等) 以及由于改善火炮性能而引起后坐部分质量 m_h 、制退液的密度 ρ 、射角 φ 等参量改变时,都要先进行反面问题计算。总之,反面问题计算作为对火炮受力和运动规律的预测手段被广泛应用着。对于不同的时机,计算反面问题的已知条件和所要计算的参数也不同。

3.6 复进节制器设计与复进问题计算

在火炮后坐结束后,后坐部分在复进机力 F_f 的作用下,回复到待发位置。在整个复进过程中,要求后坐部分平稳、无冲击地复进到位,保证复进时的全炮稳定性和静止性,并且切实保证利用复进能量的自动机或半自动机的可靠工作。为此需要合理地设计复进节制器。

3.6.1 复进的运动和受力分析

火炮复进时,也存在着火炮后坐部分的受力和运动问题以及全炮的受力问题,必须研究全炮和后坐部分在复进时的受力和运动规律,为设计复进节制器提供依据。

一、复进运动微分方程

取复进时的后坐部分为研究对象,如图 3.32 所示,其中: m_h 为后坐部分质量, F_f 为复进机力, F_{N1} 和 F_{N2} 为摇架滑板的支反力, F_{T1} 和 F_{T2} 为摇架滑板作用于后坐部分的摩擦力, F 为反后坐装置密封装置摩擦力, $F_{\Phi f}$ 为反后坐装置复进液压阻力, $F_{\Phi of}$ 为复进时制退机提供的液压阻力(制退机非工作腔真空消失以前, $F_{\Phi of} = 0$), $F_{\Phi ff}$ 为复进节制器液压阻力, $F_{\Phi kf}$ 为复进节制活瓣提供的液压阻力, φ 为射角。

在如图 3.32 所示的诸力作用下,后坐部分沿炮膛轴线方向复进的运动微分方程为

$$m_h \frac{dU}{dt} = m_h \frac{d^2 \zeta}{dt^2} = F_f - F_{\Phi f} - (F + F_T + m_h g \sin \varphi) \quad (3.127)$$

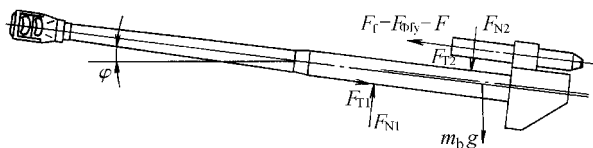


图 3.32 复进时后坐部分受力分析



式中 U ——复进速度,以复进的炮口方向为正;

ζ ——复进行程,以复进的炮口方向为正,且有 $\zeta = \lambda - X$ 。

定义复进静阻力为

$$F_{Rf} = F + F_T + m_h g \sin \varphi \quad (3.128)$$

在复进正面问题计算中,将复进静阻力 F_{Rf} 取为常数,则有

$$F_{Rf} = m_h g (v + f \cos \varphi + \sin \varphi) \quad (3.129)$$

复进机力 F_f 减去复进静阻力 F_{Rf} 称为复进剩余力 F_{sh} ,即

$$F_{sh} = F_f - F_{Rf} = F_f - (F + F_T + m_h g \sin \varphi) \quad (3.130)$$

这样,后坐部分的复进运动就是在复进剩余力 F_{sh} 和复进液压阻力 $F_{\Phi f}$ 共同作用下的运动。复进运动微分方程可写为

$$m_h \frac{dU}{dt} = m_h \frac{d^2 \zeta}{dt^2} = F_{sh} - F_{\Phi f} \quad (3.131)$$

或写为

$$m_h \frac{dU}{dt} = m_h \frac{d^2 \zeta}{dt^2} = F_r \quad (3.132)$$

其中, $F_r = F_{sh} - F_{\Phi f}$ 称为复进合力。复进合力是一个重要的参量,它的大小和正负表示复进运动的加速度的大小和方向,反映火炮复进时受力的大小和方向。用曲线表示复进剩余力 F_{sh} 和复进液压阻力 $F_{\Phi f}$ 在复进过程中的变化规律就构成了复进制动图,如图 3.33 所示。复进制动图也反映了复进合力 F_r 的变化情况。

由复进制动图可以看出,复进过程分为复进加速和复进减速两个阶段:当 $F_r > 0$ 、 $F_{sh} > F_{\Phi f}$ 时,为复进加速时期(第一时期);当 $F_r = 0$ 、 $F_{sh} = F_{\Phi f}$ 时,复进达到最大速度, $U = U_{\max}$;当 $F_r < 0$ 、 $F_{sh} < F_{\Phi f}$ 时,为复进减速时期(第二时期)。

复进剩余力 F_{sh} 在整个复进过程上作的功为复进剩余能量 ΔE ,即

$$\Delta E = \int_0^{\lambda} F_{sh} d\zeta \quad (3.133)$$

复进剩余力 F_{sh} 是射角的函数,小射角时后坐部分的重力分量小,复进剩余力大;大射角时则相反。因而,不同射角的复进剩余能量也有很大的不同,射角越小,复进剩余能量 ΔE 就越大;射角越大,则 ΔE 就越小。射角变化越大和压缩比越小,复进剩余能量的相对变化越大。因此,在设计复进机时,应充分考虑复进剩余能量随射角变化的影响。

从复进到位无冲击的要求出发,复进到位的速度应该等于零,即 $U_{\lambda} = 0$ 。即在任何射角条件下,复进时液压阻力在复进全程上所做的功应抵消全部的复进剩余能量,表现在复进制动图 3.33 中,就是面积 $\Omega_1 = \Omega_2$ 。也就是说,反后坐装置在任何射角条件下全部吸收复进剩余能

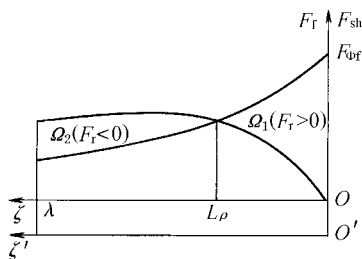


图 3.33 复进制动图(示意图)



量。实际上反后坐装置全部吸收复进剩余能量是不可能的,因为必须要有一定复进剩余能量才能确保后坐部分始终复进到位,因而应设置缓冲垫甚至设置缓冲装置。

当 $\varphi=0^\circ$ 时复进剩余能量最多,是复进节制最不利的工作条件。因此,通常在 $\varphi=0^\circ$ 的条件下研究和设计复进节制机构。为了保证可靠的复进到位和各机构(自动机或半自动机)的动作确实可靠,必须在最大射角(特别是变后坐)、最小号装药、低温等条件下校验复进运动中的各机构动作是否确实可靠和复进到位是否顺利和确实,复进的时间是否符合总体要求。如果有任何一项不满足要求,就必须重新设计复进节制机构或采取其他相应有效的措施。

二、复进时全炮的受力和静止性稳定性条件

复进时对全炮的受力分析需要建立如下基本假设:

- (1) 火炮放置在水平地面上,所有的作用力均处于火炮对称射面内,方向射角 $\varphi=0^\circ$;
- (2) 地面和火炮所有零部件为绝对刚体;
- (3) 复进时全炮处于平衡状态。

将复进时的全炮受力分为加速和减速两个时期进行研究。

(1) 复进加速时期(第一时期)。

取全炮为分析对象。后坐部分的惯性力 I_f 作用在质心上,其方向是沿炮膛轴线指向后坐方向,大小等于复进合力

$$I_f = m_h \frac{d^2 \zeta}{dt^2} = F_r \quad (3.134)$$

根据达朗贝尔原理,包括惯性力在内的所有作用力在射面内平衡,如图 3.34 所示。图中 m_p 为全炮质量, I_f 为后坐部分的惯性力, F_{NB} 和 F_{TB} 分别为地面对驻锄的垂直和水平支反力, F_{NA} 为地面对车轮(或前座板)的垂直支反力。

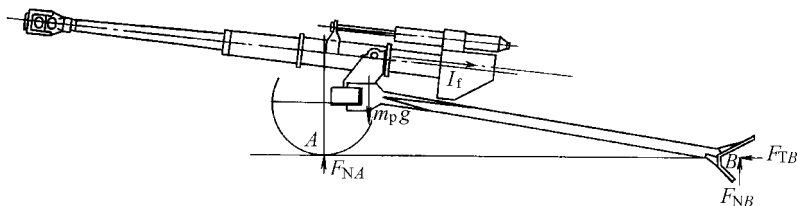


图 3.34 复进加速时期全炮的受力

从受力图上可以看出,全炮在复进加速时期的受力状态与后坐时期完全相同,只是主动力由后坐阻力 F_{Rh} 变为复进合力 F_r 。比较后坐阻力 F_{Rh} 和复进合力 F_r

$$F_{Rh} = F_f + F_{\phi h} + F + F_T - m_h g \sin \varphi$$

$$F_r = F_f - F_{\phi f} - F - F_T - m_h g \sin \varphi$$



显然 $F_{Rh} \gg F_r$ 。在计算火炮后坐问题时,已经保证了火炮的稳定性和静止性,而复进加速时期火炮所受的主动动力 F_r 远比后坐时所受的主动动力 F_{Rh} 小,因而复进加速时期火炮的稳定性和静止性是完全有保证的。

(2) 复进减速时期(第二时期)。

仍以全炮为分析对象,后坐部分的惯性力 I_i 变为通过后坐部分质心、大小等于复进合力 F_r ,而方向沿炮膛轴线指向炮口方向的力,如图 3.35 所示。这时火炮的受力状态完全不同于后坐时的受力状态。在惯性力 I_i 的作用下,有使驻锄向上抬起,全炮绕车轮向前翻转以及全炮向前平移的趋势。为了保证火炮良好的战斗性能,提高火炮的瞄准速度和射击精度,提高发射速度,要求火炮复进时不前移、不绕车轮(前座板)翻转,亦即保证火炮复进的静止性和稳定性。

如图 3.35 所示,在复进减速时期,作用在全炮的力有:主动动力(惯性力 I_i 和全炮重力 $m_p g$)、约束反力(地面对车轮的垂直支反力 F_{NA} 和水平支反力 F_{TA} ,以及地面对驻锄的垂直支反力 F_{NB} 和水平支反力 F_{TB})。应当注意,驻锄的水平支反力 F_{TB} 并不是土壤对驻锄的正压力提供的。因为后坐时驻锄板对土壤的压缩会造成下驻锄前方的空隙和疏松,土壤不可能提供水平反力,所以认为水平支反力只是上驻锄与地面的摩擦力所提供的。

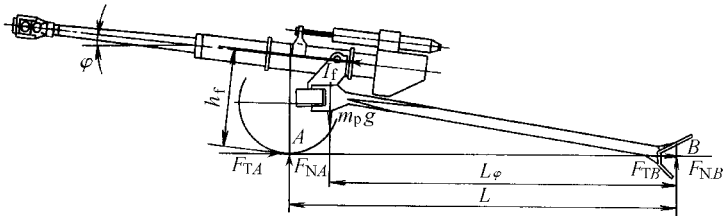


图 3.35 复进减速时期全炮的受力

对图 3.35 中的力分析出如下平衡方程

$$\sum X = 0 \quad F_{TA} + F_{TB} - I_i \cos \varphi = 0 \quad (3.135)$$

$$\sum Y = 0 \quad F_{NA} + F_{NB} - m_p g + I_i \sin \varphi = 0 \quad (3.136)$$

$$\sum M_A = 0 \quad F_{NB} L_0 - m_p g (L - L_\varphi) + I_i h_f = 0 \quad (3.137)$$

引入驻锄与土壤之间的摩擦系数 f 及车轮(或前座板)与土壤之间的摩擦系数 μ ,即

$$F_{TA} = \mu F_{NA} \quad (3.138)$$

$$F_{TB} = f F_{NB} \quad (3.139)$$

惯性力 I_i 在数值上等于复进合力 F_r ,即 $I_i = |F_r|$ 。将支反力 F_{TA} 、 F_{TB} 和 $|F_r|$ 代入,则有

$$|F_r| = \frac{\mu}{\cos \varphi} F_{NA} + \frac{f}{\cos \varphi} F_{NB} \quad (3.140)$$



$$F_{NA} = \frac{1}{1 + \mu \tan \varphi} m_p g - \frac{1 + f \tan \varphi}{1 + \mu \tan \varphi} F_{NB} \quad (3.141)$$

$$F_{NB} = \frac{m_p g (L - L_\varphi) - |F_r| h_f}{L} \quad (3.142)$$

要保证火炮水平方向的静止,要求车轮与驻锄提供足够的反力。从式(3.140)可以看出,射角 φ 最小时,所提供的反作用力亦最小,因此火炮复进的静止条件是

$$|F_r| \leq |F_{r\mu}| = \mu F_{NA} + f F_{NB} \quad (3.143)$$

$|F_{r\mu}|$ 称为保证复进静止性的极限复进合力。将式(3.141)和式(3.142)代入式(3.143),并在 $\varphi=0^\circ$ 的条件下化简后得到

$$|F_{r\mu}| = \frac{\mu m_p g - \frac{\mu - f}{L} m_p g \left[L - L_{00} + \frac{m_h}{m_p} (\lambda - \zeta) \right]}{1 - \frac{\mu - f}{L} h_{f0}} \quad (3.144)$$

车轮与地面的摩擦系数在有刹车时认为 $\mu=1$,无刹车时认为 $\mu=0$ 。驻锄板与地面的摩擦系数为 $f=0.3 \sim 0.4$ 。

车轮不刹车时的静止极限复进合力为

$$|F_{r,\mu=0}| = \frac{f m_p g \left[L - L_{00} + \frac{m_h}{m_p} (\lambda - \zeta) \right]}{L + f h_{f0}} \quad (3.145)$$

由式(3.142)可以看出,为使火炮复进时不绕车轮转动,应有 $F_{NB} \geq 0$,即

$$m_p g (L - L_\varphi) \geq |F_r| h_f \quad (3.146)$$

式中的 $m_p g (L - l_\varphi)$ 称为复进稳定力矩, $|F_r| h_f$ 称为复进颠覆力矩。复进的稳定条件为

$$|F_r| \leq |F_{rp}| \leq \frac{1}{h_f} m_p g (L - L_\varphi) \quad (3.147)$$

由

$$m_p g L_\varphi = m_p g L_{0\varphi} - m_h g X \cos \varphi, \quad X = \lambda - \zeta$$

有

$$m_p g (L - L_\varphi) = m_p g (L - L_{0\varphi}) + m_h g (\lambda - \zeta) \cos \varphi$$

由图 3.35,惯性力 I_f 对 A 点的力臂 h_f 为

$$h_f = H_z \cos \varphi + d + (L - L_{dz}) \sin \varphi$$

于是有

$$|F_{rp}| = \frac{m_p g (L - L_{0\varphi}) + m_h g (\lambda - \zeta) \cos \varphi}{H_z \cos \varphi + d + (L - L_{dz}) \sin \varphi} \quad (3.148)$$

从式中可以看出,当射角 φ 一定时, $|F_{rp}|$ 值随复进行程 ζ 的增大而线性地减小,即复进稳定性随 ζ 的增加而变差。当 $\zeta=\lambda$ 时, $|F_{rp}|$ 具有最小值



$$|F_{r\lambda}| = \frac{m_p g (L - L_{0\varphi})}{H_z \cos\varphi + d + (L - L_{dz}) \sin\varphi} \quad (3.149)$$

$|F_{r\lambda}|$ 还与射角 φ 有关, 对于不同的射角 φ , 复进到位时的复进稳定性也不相同, 在某一个射角必然存在一个极值。式(3.149)对 φ 求极值点, 可以求得复进稳定极限角

$$\varphi_f = \tan^{-1} \frac{L - L_{dx}}{H_z}$$

或

$$\varphi_f = \sin^{-1} \frac{L - L_{dz}}{\sqrt{(L - L_{dz})^2 + H_z^2}} \quad (3.150)$$

复进极限稳定角 φ_f 与后坐稳定极限角 φ_j 是两个截然不同概念的射角。复进极限稳定角 φ_f 是火炮复进稳定性最差的射角, 当 φ 大于或小于 φ_f 时, 火炮复进稳定性都比在该射角时的好。火炮要求在整个射角范围内均能很好地完成战斗任务, 因此即使在射角 φ_f 时, 也应保证火炮的复进稳定性。在复进极限稳定角 φ_f 时所允许的复进合力的极限值称为极限稳定复进合力 F_{rj}

$$F_{rj} = \frac{m_p g (L - L_{0\varphi_f}) + m_h g (\lambda - \zeta) \cos\varphi_f}{H_z \cos\varphi_f + d + (L - L_{dz}) \sin\varphi_f} \quad (3.151)$$

F_{rj} 是随复进行程递减的直线, 该直线称为复进极限稳定线。当 $\varphi \neq \varphi_f$ 时, 稳定性所允许的复进合力值均比该值大。为了保证火炮在所有射角时都能保证复进稳定性, 应从最不利的情况出发, 即有

$$|F_r| < |F_{rj}| \quad (3.152)$$

在具体设计复进节制器时, 应留有一定的稳定余量

$$|F_r| = \eta |F_{rj}| \quad (3.153)$$

一般取 $\eta = 0.85 \sim 0.95$ 。

从上面的讨论可知, 为了保证复进静止性和稳定性, 必须对复进合力进行限制。上面的分析给出了三个限制量 $|F_{r\mu}|$ 、 $|F_{r,\mu=0}|$ 和 $|F_{rj}|$ 。在一般情况下, 这三个量有如下关系

$$|F_{r\mu}| > |F_{rj}| > |F_{r,\mu=0}| \quad (3.154)$$

为了有效地保证复进静止性和稳定性, 射击时必须将车轮刹住。如果不刹住车轮, $|F_{r,\mu=0}|$ 很小, 复进的静止性很难保证。对于无刹车装置的火炮, 为了保证复进静止性, 必须施加其他技术措施。在将车轮刹住的情况, 由于 $|F_{rj}| < |F_{r\mu}|$, 因此只要保证了复进合力 $|F_r| > |F_{rj}|$, 即保证了火炮的复进稳定性, 也就保证了火炮的复进静止性。

对复进减速时期复进合力 F_r 的限制, 实际上是对复进液压阻力 $F_{\Phi f}$ 的限制。复进减速时期的 F_r 为负值, 因此有

$$F_{\Phi f} = F_{sh} - F_r = F_{sh} + |F_r| \leq F_{sh} + |F_{rj}| \quad (3.155)$$

可见, 复进减速时期为了使后坐部分减速, $F_{\Phi f}$ 应大于 F_{sh} , 但是其超过部分不能大于 $|F_{rj}|$ 。式(3.155)是拟定复进制动图的重要依据。



三、复进制动图

为了保证复进平稳无冲击,并且使复进时间尽可能的短,保证使其他机构的作用确实可靠,需要对复进合力的变化规律提出要求,即拟定合理的复进制动图。与拟定后坐制动图不同的是,在拟定复进制动图时必须紧密联系复进节制器的结构。

1. 拟定复进制动图的一般原则

复进制动图是表征复进运动和制动变化规律特点的曲线图形,是复进剩余力 F_{sh} 和复进液压阻力 $F_{\phi f}$ 随复进行程变化的曲线图形。由于复进合力 $F_r = F_{sh} - F_{\phi f}$, 所以复进制动图也反映了复进合力 F_r 随复进行程的变化规律。在复进制动图中,直接表示出复进液压阻力和复进剩余力的变化规律,既可以看出复进剩余力在复进过程中所做的功如何被液压阻力所做的功所抵消,又能够直接根据液压阻力的规律进行复进节制流液孔的设计计算。图 3.36 是一种全长复进节制的制动图。由反后坐装置的结构和工作特性所决定,野炮的复进制动图具有类似图 3.36 所示的样式。其中 L_p 为制退机非工作腔 II 的真空消失点。从图中可以看出,复进开始时, $F_{sh} > F_{\phi f}$, 复进合力 $F_r > 0$; 在复进后期, $F_{sh} < F_{\phi f}$, 则 $F_r < 0$ 。为了保证复进到位无冲击,应使复进到位时后坐部分速度为零。即

$$\int_0^{\lambda} F_{sh} d\zeta = \int_0^{\lambda} F_{\phi f} d\zeta$$

或

$$\int_0^{L_p} F_r d\zeta = \int_{L_p}^{\lambda} |F_r| d\zeta \quad (3.156)$$

即

$$\Omega_1 = \Omega'_2 + \Omega''_2 \quad (3.157)$$

也就是说,保证复进到位无冲击的条件就是复进剩余能量全部被液压阻力在复进全程上所做的功所抵消。

通常为了确保后坐部分能可靠地复进到位,需要复进到位时后坐部分还具有一定的动能,野炮一般取 $U_{\lambda} = 0.10 \sim 0.15$ m/s。因为复进剩余能量随射角而改变,小射角时复进剩余能量多,而对所有的射角都应可靠地复进制动,因此,复进制动图应是在最小射角或 $\varphi = 0^\circ$ 时的图形,并根据此制动图设计复进节制器。复进节制器设计完成后,以最大射击角 φ_{\max} 进行复进校核,以确保后坐部分能平稳地复进到位。

复进合力的变化不应太剧烈,以保证复进的平稳性,尤其不要反复多次出现加速和减速的交替。对于野炮,应保证复进减速时期的复进稳定性,应使 $|F_r| < |F_{ij}|$ 。

在复进制动图上,以虚线 $F_{sh} + |\eta F_{ij}|$ 画于制退机真空消失点 L_p 以后,以作为对复进液压

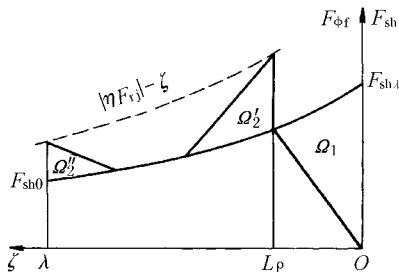


图 3.36 复进制动图



阻力 $F_{\Phi f}$ 的限制。应当注意,复进制动图虽然表示 $\varphi=0^\circ$ 时的图形,但 $|F_{\eta}|$ 却是对应复进极限稳定角 φ_f 时所允许的复进合力的值。这样的设计可以更可靠地保证各种射角条件下的火炮复进稳定性。为了缩短复进时间,制动图应尽可能快地达到最大速度,并使其保持较长的距离,在保证复进稳定性的条件下,让液压阻力 $F_{\Phi f}$ 的面积尽可能地集中于复进的末期。

固定式火炮不存在复进稳定性问题,液压阻力 $F_{\Phi f}$ 的数值不受限制。通常为了减少复进时间,采用在复进末期的局部制动的复进节制器。它的特点是在开始很长的一段复进行程内将复进剩余能量全部或大部分转化为复进动能,使后坐部分获得较高的复进速度;在接近复进到位时,为了避免复进到位的冲击,在较短的行程上急剧复进制动。中小口径的高炮为了提高火炮射速,缩短复进时间,都采用局部长度复进节制的制动图。

按复进制动图中液压阻力变化规律设计计算的复进节制沟槽尺寸,应便于加工制造。例如应尽量避免或尽可能少出现突跃和尖角。这些突跃和尖角最容易出现在真空消失点 L_p 处。

2. 制退机真空消失点

在复进制动图上有一个重要的转折点,即复进合力的突跃点。该点通常是制退机非工作腔真空消失的复进行程点,记作 L_p 。后坐时,由于制退杆从制退机内抽出而增加了制退机内的空间体积,形成制退机非工作腔内的真空。复进时,在制退机非工作腔真空消失以前,假设没有液体从制退机流液孔内流过,总的复进液压阻力 $F_{\Phi f}$ 中不包含制退机液压阻力 $F_{\Phi of}$,而只含有复进节制器液压阻力 $F_{\Phi ff}$ (如果复进节制器为全长制动的活)和复进节制活瓣液压阻力 $F_{\Phi kf}$ (如果复进机中有复进节制活瓣),在 L_p 点以前, $F_{\Phi f}$ 一般比 F_{sh} 小,所以是复进加速时期。一旦制退机非工作腔真空消失,其中的液体在制退活塞的挤压下以很高的速度流经制退机流液孔,复进液压阻力 $F_{\Phi f}$ 中突然增加了一项制退机复进液压阻力 $F_{\Phi of}$,于是 $F_{\Phi f}$ 变得比 F_{sh} 大,从而使复进运动进入减速时期。制定复进制动图时,应根据反后坐装置的结构特点,准确地求出 L_p 点。

后坐时,制退杆从制退筒内抽出,在后坐终了时,制退杆抽出的体积为

$$V_B = \frac{\pi}{4} d_T^2 \lambda \quad (3.158)$$

由于后坐时 p_1 和 p_3 均不为零,故真空体积只能出现在非工作腔 II 内。复进时,由于制退活塞的移动使非工作腔的体积减小,非工作腔的真空逐渐消失,而工作腔 I 的体积逐渐增大,工作腔中逐渐出现真空。假设这一期间非工作腔的液体不流过制退机流液孔,复进到 L_p 点时这一过程结束。对于节制杆式制退机,复进时活塞的工作面积为 $\frac{\pi}{4} (D_T^2 - d_p^2)$,故

$$V_B = \frac{\pi}{4} (D_T^2 - d_p^2) L_p = \frac{\pi}{4} d_T^2 \lambda \quad (3.159)$$

$$L_p = \frac{d_T^2}{D_T^2 - d_p^2} \lambda$$



一般 $\frac{d_T}{D_T} = \frac{1}{1.7} \sim \frac{1}{2.2}$, $L_\rho = \left(\frac{1}{3} \sim \frac{1}{5}\right)\lambda$ 。必须指出的是, 实际上复进到 L_ρ 点以前, 制退机流液孔中难免有液体流过, 因此制退机流液孔开始提供液压阻力的实际复进行程 L_ρ 应大于理论计算值, 即

$$L_\rho > \frac{d_T^2}{D_T^2 - d_p^2} \lambda \quad (3.160)$$

在整个复进过程中, 制退机中的真空并没有消失。复进到 L_ρ 点时, 仍有 $(\lambda - L_\rho)$ 一段制退杆位于制退筒的外面, 不过此时的真空存在于制退机工作腔中。只有当火炮后坐部分复进到位时, 由于制退杆全部插入制退筒而使制退机中的真空最后消失。

3. 典型复进制动图介绍

图 3.37 所示是一种典型的固定式火炮复进制动图。在 L_ρ 点以前, 复进没有任何制动, $F_r = F_{sh}$, 复进剩余力所作的功全部转化为后坐部分的复进动能。在 L_ρ 点以后的一段行程上, 制退机非工作腔液体经过制退机流液孔而流入工作腔, 产生了制退机流液孔液压阻力 $F_{\Phi of}$, 复进节制器仍然不参与工作, $F_r = F_{sh} - F_{\Phi of}$ 。最后当复进到 ζ_1 以后, 针式复进节制器开始作用, 形成了较大的复进制动液压阻力 $F_{\Phi ff}$, 此时 $F_r = F_{sh} - F_{\Phi of} - F_{\Phi ff}$ 。在 $\zeta_1 \sim \lambda$ 的行程中, 由于有复进节制器参加工作, 才得以保证复进到位的速度很小, 无冲击。后坐部分在 $0 \sim \zeta_1$ 行程中始终加速, 复进速度不断增加, 这样使复进时间大大减少, 使射速增加, 并使自动机有足够的能量完成动作。

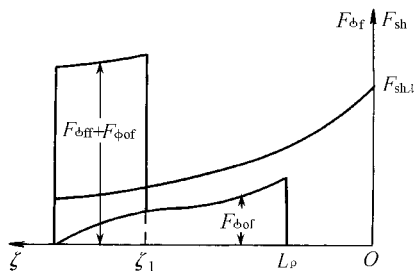


图 3.37 固定式火炮复进制动图

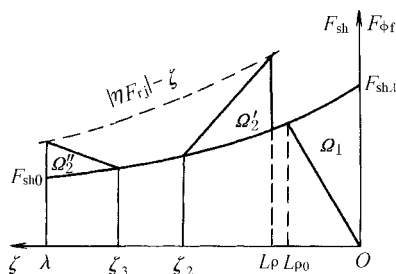


图 3.38 野战火炮复进制动图

图 3.38 所示是一种较典型的野炮复进制动图, 它是在复进全长节制复进运动的制动图。它可以分为五个阶段: $0 \sim L_{\rho 0}$ 、 $L_\rho \sim \zeta_2$ 、 $\zeta_3 \sim \lambda$ 三段的复进合力 F_r 为行程的线性函数; 而 $L_{\rho 0} \sim L_\rho$ 和 $\zeta_2 \sim \zeta_3$ 二段的 $F_r = 0$, 即 $F_{sh} = F_{\Phi of}$ 。在第二时期, 两个最大复进合力都不超过复进稳定极限。这种制动图第二段 $F_r = 0$ 的原因主要是要控制适当的 U_ρ 值, 以保证 L_ρ 点的复进稳定条件, 同时又保证复进节制沟槽不产生跳跃。第四段的 $F_r = 0$, 是为了在保证复进稳定的条件下, 尽可能提高复进速度, 以减少复进时间。



四、复进运动计算

复进问题的设计计算也可以分为两类问题：

(1) 正面设计问题——在后坐问题设计计算的基础上, 根据火炮总体设计的要求, 拟定复进制动图, 据此计算复进运动诸元, 然后设计复进节制器的结构尺寸和流液孔尺寸。

(2) 反面计算问题——在各种射击条件下, 已知复进节制器的结构尺寸和流液孔尺寸, 求解实际的复进合力和复进运动诸元, 以检验复进运动的性能是否满足要求。

在这两类问题中, 计算的目的不同, 所依据的数学模型和数据也有所不同。

1. 复进正面设计问题的数学模型

在解决了后坐设计计算问题并拟定了复进制动图之后, 即可构造复进运动计算的数学模型如下：

$$m_h \frac{d^2 \zeta}{dt^2} = m_h \frac{dU}{dt} = F_{sh} - F_{\Phi f} = F_r \quad (3.161)$$

$$F_{sh} = F_t - m_h g(v + f \cos \varphi + \sin \varphi) \quad (3.162)$$

$$F_r = F_r(\zeta) \quad (\text{拟定的复进合力}) \quad (3.163)$$

通过求解此数学模型, 可以解出在拟定的理想复进合力条件下的复进速度 $U-t$ 、 $U-\zeta$ 和复进行程 $\zeta-t$ 。这些数据可用于设计复进节制器的流液孔。

2. 复进反面计算问题的数学模型

反面计算依据的是已知的反后坐装置结构尺寸和流液孔尺寸, 针对在各种射击条件下进行计算。数学模型如下

$$m_h \frac{d^2 \zeta}{dt^2} = m_h \frac{dU}{dt} = F_{sh} - F_{\Phi f} = F_r \quad (3.164)$$

$$F_{sh} = F_t - (F + F_T + m_h g \sin \varphi) \quad (3.165)$$

$$F_{\Phi f} = F_{\Phi of} + F_{\Phi ff} + F_{\Phi kf} \quad (3.166)$$

$$F_{\Phi of} = f_t(a_X)U^2 \quad (\text{当 } \zeta > L_p \text{ 时}) \quad (3.167)$$

$$F_{\Phi ff} = f_t(a_f)U^2 \quad (3.168)$$

$$F_{\Phi kf} = f_t(a_k)U^2 \quad (3.169)$$

通过求解此数学模型, 可以解出在要求的射击条件和已知的反后坐装置结构尺寸和流液孔尺寸条件下的复进合力 F_r-t 、 $F_r-\zeta$, 复进速度 $U-t$ 、 $V-\zeta$ 和复进行程 $\zeta-t$ 。

3. 后坐与复进反面计算问题的联合计算数学模型

火炮的后坐和复进共同构成了一个射击循环周期, 在计算反面问题时, 常纳入一个统一的数学模型解算。通常以后坐方向为运动的正方向, 位移为 X , 速度为 V 。

按此数学模型统一编程求解, 可以算出在所要求的射击条件和已知的反后坐装置结构尺寸和流液孔尺寸条件下的炮架受力 $F_{\Phi h}$ 、 F_r 和后坐复进运动诸元 X 、 V 。



3.6.2 复进节制器设计

在拟定了复进制动图,计算了复进运动诸元之后,就可以设计复进节制器了。对于野炮复进制动图,要保证复进稳定性,一般采用全长复进制动的复进节制器,最常用的结构形式就是装配在制退机的制退杆内表面上开沟槽的复进节制器;对于固定炮,不存在复进稳定性问题,而要求复进时间短,一般采用局部长度复进制动的复进节制器,例如针式复进节制器。全长复进制动的复进节制器与针式复进节制器的复进液压阻力公式的推导方法及公式形式都是类似的,本书只讨论全长复进制动的复进节制器的设计。

一、全长复进制动的复进节制器设计

全长复进制动的复进节制器如图 3.39 所示。后坐时,保证复进节制器腔的液体充满。当复进一开始,节制杆端部的活瓣立即关闭,节制腔中的液体在节制杆头部的活塞作用下,只能从两条沟槽流入制退机工作腔。这样,复进一开始就产生复进节制器的液压阻力 $F_{\Phi f}$ 。在制退机的非工作腔真空消失以后,制退机流液孔提供液压阻力 $F_{\Phi of}$,这两部分液压阻力构成了复进总的液压阻力 $F_{\Phi f}$ (暂不考虑复进机中的复进节制活瓣)。

研究复进时的液压阻力的方法与后坐时完全一样,假设也完全相同。以图 3.39 所示的沟槽式复进节制器为例,仍假设为杆后坐。图中: A_{of} 为复进时制退活塞工作面积, $A_{of} = \frac{\pi}{4}(D_T^2 - d_p^2)$; A_f 为复

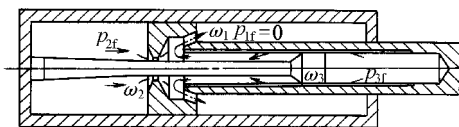


图 3.39 沟槽式复进节制器

进节制器活塞工作面积, $A_f = \frac{\pi}{4}d_f^2$; D_T 为制退筒内

径; d_p 为节制环内径; d_T 为制退杆外径; p_{2f} 为制退机非工作腔压力; p_{3f} 为复进节制器工作腔复进时的压力; w_2 为液体从制退机非工作腔经 a_X 流入工作腔的绝对速度; w'_2 为液体由制退机非工作腔经 a_X 流入工作腔的相对速度; w_3 为液体由节制器工作腔经变深度沟槽流入制退机工作腔的绝对速度; a_f 为复进节制器流液孔面积。

液体从制退机非工作腔经 a_X 流入工作腔的速度由液体的连续方程得出

$$\begin{aligned} (A_{of} + a_X) d\zeta &= a_X w'_2 dt \\ w'_2 &= \frac{A_{of} + a_X}{a_X} U \\ w_2 &= w'_2 - U = \frac{A_{of}}{a_X} U \end{aligned} \quad (3.170)$$

将 w_2 代入伯努利方程,并考虑液体流动的能量损失,制退机非工作腔液体压力为



$$p_{2f} = \frac{K_{1f}}{2} \rho \left(\frac{A_{0f}}{a_x} \right)^2 U^2 \quad (3.171)$$

式中 K_{1f} ——复进液压阻力系数,取值 1.4~1.6。

复进时制退机提供的液压阻力为

$$F_{\Phi of} = A_{0f} p_{2f} = \frac{K_{1f}}{2} \rho \frac{A_{0f}^3}{a_x^2} U^2 = f_f(a_x) U^2 \quad (3.172)$$

其中

$$f_f(a_x) = \frac{K_{1f}}{2} \rho \frac{A_{0f}^3}{a_x^2} \quad (3.173)$$

流过复进节制器流液孔 a_f 的液流速度由流体的连续方程得出

$$(A_{fj} + a_f) d\zeta = w_3 a_f dt$$

$$w_3 = \frac{A_{fj} + a_f}{a_f} U \quad (3.174)$$

将 w_3 代入伯努利方程,并考虑流体流动的能量损失,则复进节制腔液体压力为

$$p_{3f} = \frac{K_{2f} \rho}{2} \left(\frac{A_{fj} + a_f}{a_f} \right)^2 U^2 \quad (3.175)$$

式中 K_{2f} ——复进节制器液压阻力系数, $K_{2f} = (3 \sim 4) K_{1f}$ 。

复进节制器的液压阻力为

$$F_{\Phi ff} = \frac{K_{2f}}{2} \rho A_{fj} \left(\frac{A_{fj} + a_f}{a_f} \right)^2 U^2 = f_f(a_f) U^2 \quad (3.176)$$

其中

$$f_f(a_f) = \frac{K_{2f}}{2} \rho A_{fj} \left(\frac{A_{fj} + a_f}{a_f} \right)^2 \quad (3.177)$$

在复进制动图上,已经选定复进合力的变化规律,则有

$$F_r = F_{sh} - F_{\Phi f} = F_{sh} - F_{\Phi of} - F_{\Phi ff}$$

即

$$F_{\Phi ff} = F_{sh} - F_{\Phi of} - F_r \quad (3.178)$$

此式说明,制退机流液孔的复进液压阻力 $F_{\Phi of}$ 是已经确定的,复进合力 F_r 的变化规律只能依靠控制复进节制器流液孔面积 a_f 的变化来实现。根据上述的关系,就可获得各段的 $F_{\Phi ff}$,并且由 F_r 计算出各段复进速度 U ,这样就可以计算出任意点的 a_f 值。由式(3.175)得到

$$a_f = \frac{A_{fj}}{\sqrt{\frac{2}{K_{2f} \rho A_{fj}} \cdot \frac{F_{\Phi ff}}{U^2} - 1}} \quad (3.179)$$

由此式求出复进行程上任意一点的 a_f ,因而获得 $a_f - \zeta$ 的变化关系。考虑到装配误差的影响和工艺制造的可能性,对流液孔面积进行调整。沟槽式复进节制器的沟槽宽度一般为 1 mm 的整数倍,深度为 0.1 mm 的整数倍。流液孔调整后再进行复进反面问题计算,以检验流液孔



调整是否合理以及各种不同射击条件下工作的可靠性。

二、部分长度上流液孔为常数的复进节制器设计

通常复进节制沟槽的深度很浅,沟槽的制造公差对复进制动的影响十分敏感。如果按图 3.38 的复进制动图设计加工复进节制沟槽,则工艺性较差,尤其在 L_ρ 和 ζ_2 点处有尖角。目前大部分制式野战火炮均采用部分长度上流液孔面积为常数的复进节制器。这种结构可以在相当长的一段行程上使沟槽深度保持不变,只是在接近复进终了的那段沟槽深度改变。这样既可改善沟槽加工工艺性,又能保证野炮具有较理想的复进运动规律。如图 3.40 所示就是这种结构的复进制动图。

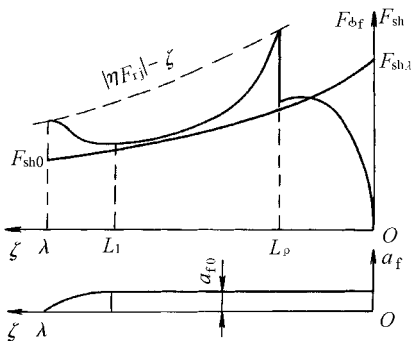


图 3.40 部分长度上常流液孔的复进制动图

这种复进制动图将整个复进过程分为三个阶段:

$0 \sim L_\rho$: 非工作腔真空消失以前,只有常数的复进节制器流液孔 a_{f0} 提供液压阻力 $F_{\Phi f}$,起复进节制作用。

$L_\rho \sim L_1$: 非工作腔真空消失以后,不但有常数的复进节制器流液孔 a_{f0} 的制动,而且有制退机流液孔 a_x 参与作用。它们共同提供复进液压阻力 $F_{\Phi f} = F_{\Phi of} + F_{\Phi ff}$ 。

$L_1 \sim \lambda$: 复进末期,为了制动复进运动,以满足复进稳定性和无冲击的要求,复进节制器流液孔面积必须逐渐减小,该段的复进节制器流液孔面积 a_f 是变化的。

1. 常数流液孔 a_{f0} 的确定

复进节制器常数流液孔 a_{f0} 的大小会影响 L_ρ 点的复进速度 U_ρ ,进而影响该处的复进液压阻力 $F_{\Phi f}$,从而影响该处的复进稳定性。若 a_{f0} 偏大,则 L_ρ 点的复进速度 U_ρ 也偏大,造成突然加入进来的制退机复进液压阻力 $F_{\Phi of}$ 偏大,使得复进合力突破稳定极限的限制,破坏复进稳定性;若 a_{f0} 偏小,则复进加速段加速较慢,复进时间长。因此,应当根据 L_ρ 点的复进稳定性限制来确定 a_{f0} 。

确定 a_{f0} 时可先适当选取一个 a_{f0} 值,注意沟槽宽度一般为 1 mm 的整数倍,深度为 0.1 mm 的整数倍。然后计算 $0 \sim L_\rho$ 段的复进反面问题,验算 L_ρ 点的复进稳定性,要求

$$|F_r|_\rho = |F_{sh} - F_{\Phi of} - F_{\Phi ff}|_\rho \leq |\eta F_{rj}|_\rho \quad (3.180)$$

且 $|F_r|_\rho$ 不能过小。若不满足式(3.180),说明 a_{f0} 值取得大了,适当减小 a_{f0} 值,重新计算 $0 \sim L_\rho$ 段的复进反面问题,再验算 L_ρ 点的复进稳定性;若 $|F_r|_\rho$ 过小,则说明 a_{f0} 值取得小了,适当增大 a_{f0} 值,重新计算并验算 L_ρ 点的复进稳定性。反复试算,直至符合要求。

当复进节制器常数流液孔 a_{f0} 确定之后,计算 $0 \sim L_1$ 段的复进反面问题。



2. $L_1 \sim \lambda$ 段的设计

在 $L_1 \sim \lambda$ 段中,复进节制器流液孔面积 a_f 是变化的,需要进行正面问题设计和反面问题计算。通常这一段的复进合力可取为复进行程 ζ 的余弦函数的变化规律。

$$|F_r| = |F_{rl}| + \frac{|\eta F_{rj\lambda}| - |F_{rl}|}{2} \left(1 - \cos \frac{\zeta - L_1}{\lambda - L_1} \pi\right) \quad (3.181)$$

在对 $L_1 \sim \lambda$ 进行设计时,需要确定 L_1 点的位置,这需要将 $0 \sim L_1$ 段后期的复进反面问题计算与 $L_1 \sim \lambda$ 段的设计计算结合起来进行。可在 $0 \sim L_1$ 段后期先试定一个 L_1 点位置,一般可取 $L_1 = 0.8\lambda$ 。由式(3.181)计算 $L_1 \sim \lambda$ 段的复进合力规律,然后计算 $L_1 \sim \lambda$ 段的复进运动诸元,检验能否复进到位,且复进到位速度 U_λ 在允许的范围内。通常要求 $U_\lambda = 0.10 \sim 0.15$ m/s。如果复进不到位,说明 L_1 值偏小,适当增大 L_1 值,再计算验证;如果 U_λ 过大,说明 L_1 值偏大,适当减小 L_1 值,再计算验证。反复调整验证,直至符合要求。

L_1 点的位置确定之后,由式(3.181)计算 $L_1 \sim \lambda$ 段的复进合力规律,并计算 $L_1 \sim \lambda$ 段的复进运动诸元,然后由式(3.179)计算复进节制器流液孔面积 a_f 。 $L_1 \sim \lambda$ 段的流液孔面积 a_f 设计好后,将沟槽调整为若干段直线,节点位置尺寸为 1 mm 的整数倍,深度为 0.1 mm 的整数倍。

$L_1 \sim \lambda$ 段的复进合力也可以选取其他变化规律,例如直线变化规律

$$|F_r| = |F_{rl}| + \frac{|\eta F_{rj\lambda}| - |F_{rl}|}{\lambda - L_1} (\zeta - L_1) \quad (3.182)$$

L_1 点的位置的确定和 $L_1 \sim \lambda$ 段的设计计算方法与上述相同。初选 L_1 值时,可取 $L_1 = (0.6 \sim 0.7)\lambda$ 。

三、复进节制活瓣的设计

复进节制活瓣设置在复进机中。在一些威力大或者复进剩余能量较大的火炮中,广泛采用此结构。虽然其结构简单,但是在复进制动过程中起十分重要的作用。目前,一些大威力火炮设计都普遍采用了复进节制活瓣。

复进节制活瓣的主要作用是在复进的全程上提供一个复进制动的外加液压阻力,分担了复进节制器的负荷,给设计带来了许多好处,其主要优点如下:

(1) 由于复进速度远远小于后坐速度,且复进节制器的结构尺寸较小,为了满足复进的性能要求,复进节制器沟槽很浅,沟槽的加工误差对复进合力 F_r 变化影响较大,以致使理想的阻力规律难以实现。当增设了复进节制活瓣以后,在复进剩余能量相同、复进制动规律不变的条件下,提供了一个附加的复进节制活瓣的液压阻力 $F_{\Phi kf}$,这就减小了复进节制器所需提供的液压阻力 $F_{\Phi ff}$ 。因为复进节制器的结构尺寸不变,因此可以增加复进节制器流液孔面积 a_f ,降低了复进制动规律对沟槽加工误差的敏感程度。

(2) 复进剩余能量的一部分由于复进节制活瓣液压阻力的作用转化为热能,使复进机液体的温度升高,相对地降低了制退机液体的温升,并有利于使后坐部分复进到位。



(3) 后坐部分质量 m_h 较大的火炮, 由于射角 φ 的变化对复进剩余能量的影响较大, 为在整个射角范围内使后坐部分复进平稳到位, 可使复进节制活瓣流液孔面积随射角的变化而自动或人工地变化, 改变了液压阻力 $F_{\Phi kf}$ 的大小, 使不同射角上能获得较为一致的复进制动规律。

图 3.41 是带有复进节制活瓣的部分长度流液孔面积为常数的复进节制器的复进制动图。

图 3.42 所示为带有复进节制活瓣的复进机原理图。后坐时, 复进机活塞的运动使得液体

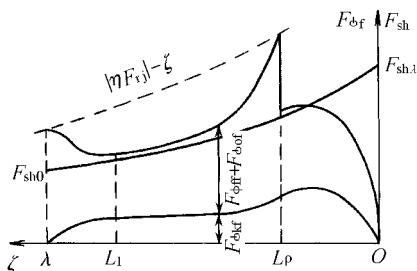


图 3.41 有复进节制活瓣的复进制动图

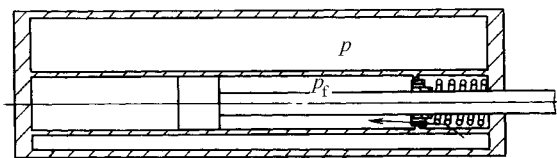


图 3.42 复进节制活瓣的工作原理

推开活瓣, 液体绕过活瓣经内筒上的通孔进入复进机外筒内腔, 因此节制活瓣不提供液压阻力。复进时, 复进机外筒内液体在气体压力 p_f 的作用下, 使活瓣关闭, 液体只能从活瓣上的小孔 a_k 流过, 产生液压损失 Δp , 流过小孔 a_k 的液体以压力 p_{fk} 作用于复进机活塞上, 此时的复进机力 F_{fk} 为

$$F_{fk} = p_{fk} A_f = (p_f - \Delta p) A_f = F_f - F_{\Phi kf} \quad (3.183)$$

其中, $F_{\Phi kf} = \Delta p A_f$ 为复进节制活瓣液压阻力。复进过程中总的液压阻力 $F_{\Phi f}$ 为

$$F_{\Phi f} = F_{\Phi of} + F_{\Phi ff} + F_{\Phi kf} \quad (3.184)$$

由流体的连续方程

$$\begin{aligned} A_f d\zeta &= a_k w_k dt \\ w_k &= \frac{A_f}{a_k} U \end{aligned} \quad (3.185)$$

式中 w_k ——流经节制活瓣上小孔的液流速度。

由伯努利方程得到

$$\Delta p = p_f - p_{fk} = \frac{K_k \rho}{2} \left(\frac{A_f}{a_k} \right)^2 U^2 \quad (3.186)$$

复进节制活瓣液压阻力为

$$F_{\Phi kf} = \frac{K_k \rho}{2} \cdot \frac{A_f^3}{a_k^2} U^2 = f_f(a_k) U^2 \quad (3.187)$$

其中



$$f_i(a_k) = \frac{K_k \rho}{2} \cdot \frac{A_i^3}{a_k^2}$$

K_k 为复进节制活瓣流液孔的液压阻力系数,可由实验测得 Δp 和 U 后,代入式(3.186),采用积分平均的方法求得,也可参考现有相似结构火炮的数据选取。

复进节制活瓣流液孔面积 a_k 的确定原则,是在保证 L_ρ 点复进稳定性的条件下,使复进节制器常数流液孔面积 a_{f0} 尽可能的大,并有一个合理的 a_k 值。

复进节制活瓣流液孔面积 a_k 的确定应与复进节制器常数流液孔面积 a_{f0} 的确定协调进行。可以先确定若干个 a_k 的方案。复进节制活瓣流液孔通常由多个小孔构成,孔的数量应是 2 或 3 的整数倍,直径应取孔直径系列标准值。针对每个 a_k 的方案,按照前述的方法,通过试算和检验 L_ρ 点的复进稳定性,确定相应的 a_{f0} 。比较这些方案,选择其中较好的作为最终方案。

全长复进制动的火炮,必须保证复进节制腔液体充满,这在制退机设计中应予以充分的注意。后坐时,要求制退机节制上的复进节制器的活瓣应及时打开,由于火炮多次重复的后坐和复进,该活瓣也作相应的多次打开和关闭,并且与调速筒发生撞击。所以在结构设计时应充分考虑其动作的确实可靠,以免活瓣产生变形而被导向杆卡死。为此,应尽量减小活瓣的开度,以减小活瓣开启后的冲击;也应尽量减小活瓣质量,并在活瓣后方设置一个弹簧,减小活瓣打开时的冲击,这也保证了后坐结束时活瓣的迅速关闭,以实现全长复进制动;还要注意保证复进节制器充满条件,在支流液面上的最小面积得到满足。在结构中应注意尽量避免液流通路上的突然转折,尽量减小尖棱或断面的突变,以减少无法考虑的复杂因素。

3.7 炮口气流现象与炮口制退器设计

3.7.1 炮口气流现象

在火炮射击的后效期,高温高压的火药燃气从炮口高速流出,炮口周围出现各种复杂的物理现象,由此产生一系列效应,诸如:① 气体作用在炮口装置上产生作用力;② 气体作用于弹丸继续加速;③ 在炮口附近形成复杂的激波结构,并在远场也产生冲击波和噪声;④ 在炮口产生炮口焰等等。其中有些现象是十分有害的,必须对它们产生的机理及行为做深入的研究,并研究对这些危害现象进行控制的手段。

一、炮口气流流出的一般概念

在火炮发射过程中,在炮口周围会形成随时间变化的两个流场,即初始流场和火药燃气流场。弹丸在膛内受到后面火药燃气的压力而加速运动的同时,本身也推动前方的空气及少量



火药燃气的漏气,从而在弹丸前方形成激波。此激波出炮口后膨胀为一个球形冲击波,此球形冲击波称为初始冲击波。初始冲击波的强度主要取决于弹丸初速 v_0 的大小, v_0 越高,弹前激波及初始冲击波就越强。跟在初始冲击波后面的是由压缩空气及火药燃气漏气组成的超音速射流,称为初始射流。弹丸出炮口时,由于高压火药燃气的猛烈喷射,初始射流被吞没。初始冲击波的存在对后面的火药燃气流场性质产生较大的影响。弹丸出炮口后,由于高压火药燃气高速喷出,在炮口周围会产生一个不断向外传播的炮口冲击波和一个相对来说稳定在炮口的超音速射流结构。当炮口安装有各类炮口装置时,炮口流场也将随之发生变化。炮口冲击波是一个对炮手和装备有害的效应。

二、炮口噪声及炮口焰

炮口噪声是火炮发射过程中,炮口附近各扰动源产生的噪声的总称,这些扰动源包括弹丸激波、超音速射流及冲击波等。炮口冲击波是最强的炮口噪声源,它远离炮口向外传播,在逐渐衰减为声波后仍然保持较高的声压级。通过土壤以地震波形式传播的炮口噪声足以引起附近建筑物的震动。在炮手操作区域内,炮口冲击波仍较强,是对人员及设备、器材的主要危害因素;而在远场以外,则全部变为噪声。为了控制和减小炮口噪声的危害,采取的主要途径和方法有:降低冲击波和噪声源的强度、隔离冲击波及噪声(即在冲击波和噪声源与炮手之间设置障碍物)、采用高效能的个人防护器材等。

炮口焰是后效期火药燃气产生的可见光。炮口焰容易暴露己方阵地,大大增加了被对方空中及地面观察发现的概率;对于直接瞄准火炮,炮口焰影响射手视觉,妨碍下一发瞄准。目前,削弱甚至消除炮口焰的方法主要有:装药中加入消焰剂、炮口安装消焰器等。

3.7.2 后效期理论计算方法

火炮气体在后效期对炮身作用的冲量约占火炮后坐总冲量的 20%。因此,准确地计算后效期膛内气流参数的变化规律(称为炮膛流空规律)和炮膛合力的变化规律,对于火炮的受力和运动计算,对于炮口外环境及中间弹道计算,都有十分重要的意义。

后效期火药燃气从炮膛内流出的过程可以模型化为一个等截面圆管形半封闭容器的流空过程;当带炮口装置时,可以模型化为口部装有某种形状扩张喷管的这种容器的流空过程。

流空过程的初始参数如下:后效期开始(弹底到达炮口截面)时,令 $t=0$,炮膛内火药燃气质量为 ω ,内弹道平均参数为 p_g 、 T_g 、 ρ_g 。

一、基本假设、推论及重要关系式

1. 基本假设

为了研究炮膛流空规律,作如下假设:



- (1) 流动是一维的；
- (2) 流动是等熵的；
- (3) 火药燃气为完全气体，并忽略质量力；
- (4) 炮口为临界截面，即 $A = A^*$ ， $v = a^*$ ；
- (5) 后效期各瞬时，膛内火药燃气密度均匀分布，即 $\frac{\partial \rho}{\partial x} = 0$ 。

2. 重要推论

推论 1 后效期各瞬时，膛内气体速度呈直线分布

$$v = a^*(t) \frac{x}{L} \quad (3.188)$$

推论 2 后效期各瞬时，膛内压力沿轴线呈抛物线分布

$$p_x = p_t - (p_t - p^*) \frac{x^2}{L^2} \quad (3.189)$$

3. 重要的关系式

(1) 由炮口临界压力 p^* 表示的炮膛压力分布公式

$$p_x = \left[1 + \frac{3-k}{4} k \left(1 - \frac{x^2}{L^2} \right) \right] p^* \quad (3.190)$$

膛内平均压力的表达式

$$p = \frac{1}{L} \int_0^L p_x dx = \left(1 + \frac{3-k}{6} k \right) p^*$$

(2) 炮口截面秒流量 G^* 公式

$$G^* = A \sqrt{\frac{k}{1 + \frac{3-k}{6} k}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_g}{p_g^{1/k}}} p_g^{\frac{k+1}{2k}} \quad (3.191)$$

(3) 气流总反力 F^* 公式

$$F^* = \frac{k+1}{1 + \frac{3-k}{6} k} A p \quad (3.192)$$

二、无炮口装置时的炮膛合力理论计算公式

后效期膛内平均压力 p 随时间的变化规律

$$p = p_g (1 + Bt)^{-\frac{2k}{k-1}} \quad (3.193)$$

其中

$$B = A \frac{k-1}{2\omega} \sqrt{\frac{k}{1 + \frac{3-k}{6} k}} \sqrt{\rho_g p_g}$$



根据等熵关系, 还有

$$\rho = \rho_g (1 + Bt)^{-\frac{2}{k-1}} \quad (3.194)$$

$$T = T_g (1 + Bt)^{-2} \quad (3.195)$$

无炮口装置时后效期炮膛合力 F_{pt} 的理论公式

$$F_{pt} = A\Psi p \quad (3.196)$$

其中

$$\Psi = \frac{4-k}{4} \cdot \frac{k+1}{1 + \frac{3-k}{6}k}$$

三、后效作用系数 β 的计算

β 的理论公式

$$\beta = 0.5 + \frac{4-k}{2k} \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{3-k}{6}k}} \cdot \sqrt{k \frac{p_g}{\rho_g}} \cdot \frac{1}{v_0}$$

或表示为

$$\beta = 0.5 + \frac{4-k}{2k} \cdot \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{3-k}{6}k}} \cdot \frac{a_g}{v_0} \quad (3.197)$$

式中 a_g ——弹丸出炮口时膛内火药燃气之平均音速。

需要说明的是, 在火炮的初步设计阶段, 如无法求得 β 的准确值, 则不妨取较大的 β 值, 这样做可使火炮的设计偏于安全。在有条件时, 可通过实验求得 β 的实际值。

四、带炮口装置时的炮膛合力及后效作用系数

当炮口装有炮口制退器或炮口助退器(消焰器)时, 炮膛合力将由 F_{pt} 变为 $F_{pt,T}$ 。

$$F_{pt,T} = A\Psi_T p \quad (3.198)$$

其中

$$\Psi_T = \frac{4\alpha - k}{4} \cdot \frac{k+1}{1 + \frac{3-k}{6}k}$$

带炮口装置时的后效作用系数 β_T 由下式定义

$$W_T = \frac{m + \beta_T \omega}{m_b} v_0$$

式中 W_T ——带炮口装置时后效期结束点的自由后坐速度。

按照与前面推导 β 理论公式相仿的思路, 可以推导出



$$\beta_T = 0.5 + \frac{4\alpha - k}{2k} \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{3-k}{6}k}} \cdot \frac{a_g}{v_0} \quad (3.199)$$

比较式(3.199)与式(3.197),可得

$$\beta_T = 0.5 + \frac{4\alpha - k}{4 - k} (\beta - 0.5) \quad (3.200)$$

3.7.3 炮口制退器设计

炮口制退器是反后坐装置的一个重要组成部分。炮口制退器的作用主要有两点:第一,减小后坐动能。当后坐部分质量及后坐长度一定时,可以减小射击时对炮架的作用力,从而减小炮架纵向尺寸,减小火炮质量;在后坐阻力一定时,则缩短后坐长度。第二,便于采用统一炮架。要在同一种炮架上安装威力不同的炮身,从力学角度来看,只须保证自由后坐动能相等即可。因此,对两种炮身设计不同效率的炮口制退器,就可保证炮架负荷相近,从而采用同一炮架,这样可以简化生产,方便维护使用。然而,炮口制退器的应用也带来了一些不利的影响,主要是炮口冲击波和噪声等对炮手会产生危害作用。总之,炮口制退器的性能指标将影响到火炮的总体设计。

一、炮口制退器的结构分析

炮口制退器的结构形式可分为:冲击式或开腔式炮口制退器、反作用式炮口制退器和冲击-反作用式炮口制退器。

冲击式(或开腔式)炮口制退器的结构特点是腔室直径较大(一般不小于2倍口径),两侧具有大面积侧孔,前方带有一定角度的反射挡板,如图3.43所示。当火药燃气进入这种结构的炮口制退器的腔室后,首先沿轴向膨胀加速,然后,除中心附近的气流经中央弹孔流出外,大部分火药燃气冲击反射挡板后流动方向偏转,经侧孔排出。这种结构依靠大面积反射板和大侧孔获得较大的侧孔流量及较大的气流速度,气流方向取决于挡板导流面的角度和长度。为了进一步利用从中央弹孔向前流出的这部分气体,许多冲击式炮口制退器都采用了双腔室结构。由于进入第二腔室的气体流量已较小,压力也较低,故第二腔室的尺寸可小于第一腔室。在相同质量的条件下,冲击式炮口制退器的效率一般高于其他结构形式的效率。

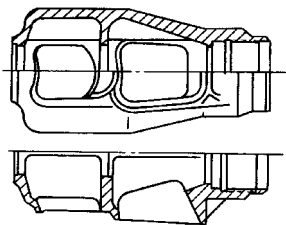


图 3.43 冲击式炮口制退器

反作用式炮口制退器的结构特点是腔室直径很小(一般不超过1.3倍口径),没有或只有



很小的前反射挡板,侧孔多排布置,为保证较好地膨胀,有时将侧孔加工成扩张喷管状,如图 3.44 所示。当火药燃气进入这种结构的炮口制退器的腔室后,膨胀不大,仍保持较高的压力。其中一部分气体继续向前,从中央弹孔流出;另一部分气体则经侧孔二次膨胀后排出,其速度方向由侧孔控制。为了获得必要的侧孔流量,要求炮口制退器足够大,以保证足够的侧孔入口面积。因此,在效率相同的条件下,反作用式炮口制退器的纵向尺寸较长,加工也较复杂。

冲击-反作用式炮口制退器的结构特点是具有较大直径的腔室(大于 1.3 倍口径)和分散的圆形或条形侧孔,如图 3.45 所示。火药燃气进入这种结构的炮口制退器的腔室后进行第一次膨胀加速,但由于不存在大面积腔室,气流不能直接膨胀至极低的压力,因而侧孔仍起到第二次膨胀加速和分配流量的作用。可见,这种炮口制退器兼有冲击式与反作用式两类炮口制退器的结构特点。

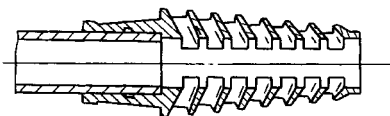


图 3.44 反作用式炮口制退器

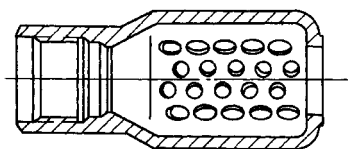


图 3.45 冲击-反作用式炮口制退器

二、炮口制退器的性能计算

1. 锥型斜切喷管的计算

图 3.46 所示为一锥型斜切喷管,炮口装置上的喷口多可近似看做这种喷管。由于气流在斜切段的不对称补充膨胀,出口气流由原来的轴线方向向侧方偏斜了 $\Delta\psi$ 角度,气流总反力也由 F_1 增大到 F_2 。锥型斜切喷管计算的目的是求出气流偏角 $\Delta\psi$ 及出口气流总反力 F_2 。图中: ψ 为出口截面与喷管轴线之夹角(斜切角); $\Delta\psi$ 为由于斜切引起的出口气流方向偏转角; A^* 为最小截面积; A_k 为出口截面积; A_0 为 A_k 在轴线方向的投影面积; A_1 为斜切前点 1-1 截面面积; A_2 为 A_k 在出口气流方向($\Delta\psi$)

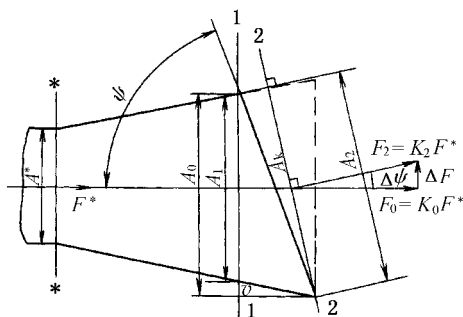


图 3.46 锥型斜切喷管的气流总反力

的投影面积; $\lambda_0, \lambda_1, \lambda_2$ 分别为与 A_0, A_1, A_2 相对应之 λ 数; K_0, K_1, K_2 分别为与 A_0, A_1, A_2 相对应之反作用系数; F_0, F_1, F_2 分别为与 A_0, A_1, A_2 相对应之气流总反力。且有关系: $F_0 = K_0 F^*, F_1 = K_1 F^*, F_2 = K_2 F^*, F_2 = \frac{F_0}{\cos \Delta\psi}$ 或 $K_2 = \frac{K_0}{\cos \Delta\psi}$, 其中 $F^* = \frac{k+1}{k} Ga^* = \text{常数}$ 。由



定义

$$K = \frac{1}{2} \left(\lambda + \frac{1}{\lambda} \right)$$

故

$$\lambda = K + \sqrt{K^2 - 1}$$

将此式代入面积比公式

$$\gamma = \frac{A}{A^*} = \frac{[k - (k-1)(K + \sqrt{K^2 - 1})K]^{-\frac{1}{k-1}}}{K + \sqrt{K^2 - 1}}$$

由此可得

$$\gamma_0^* = \frac{A_0}{A^*} = \frac{[k - (k-1)(K_0 + \sqrt{K_0^2 - 1})K_0]^{-\frac{1}{k-1}}}{K_0 + \sqrt{K_0^2 - 1}} \quad (3.201)$$

$$\gamma_{20} = \frac{A_2}{A_0} = \frac{K_0 + \sqrt{K_0^2 - 1}}{K_2 + \sqrt{K_2^2 - 1}} \cdot \left[\frac{k - (k-1)(K_0 + \sqrt{K_0^2 - 1})K_0}{k - (k-1)(K_2 + \sqrt{K_2^2 - 1})K_2} \right]^{\frac{1}{k-1}} \quad (3.202)$$

其中,面积比 γ_0^* 及 γ_{20} 由图 3.47 所示的几何关系确定。经过推导可得

$$\gamma_0^* = \frac{A_0}{A^*} = \frac{A_k}{A^*} \sin \Psi \quad (3.203)$$

$$\gamma_{20} = \frac{A_2}{A_0} = \frac{\sin(\Psi + \Delta\Psi)}{\sin \Psi} \quad (3.204)$$

根据式(3.201)即可解出 K_0 。如果已知 $\Delta\Psi$ 即可求出 K_2 ,进而求出 F_2 。为了求出 $\Delta\Psi$,

将式(3.202)中的 K_2 用 $\frac{K_0}{\cos \Delta\Psi}$ 代入,与式(3.204)联立,即

$$\begin{cases} \gamma_{20} = \frac{K_0 + \sqrt{K_0^2 - 1}}{\frac{K_0}{\cos \Delta\Psi} + \sqrt{\frac{K_0^2}{\cos^2 \Delta\Psi} - 1}} \left[\frac{k - (k-1)K_0(K_0 + \sqrt{K_0^2 - 1})}{k - (k-1)\frac{K_0}{\cos \Delta\Psi} \left(\frac{K_0}{\cos \Delta\Psi} + \sqrt{\frac{K_0^2}{\cos^2 \Delta\Psi} - 1} \right)} \right]^{\frac{1}{k-1}} \\ \gamma_{20} = \frac{\sin(\Psi + \Delta\Psi)}{\sin \Psi} \end{cases} \quad (3.205)$$

这样,在解出 K_0 后,利用这两个联立方程就可解出 $\Delta\Psi$ 。具体求解时可利用计算机进行。

对于圆柱形斜切喷管, $K_0 = 1$,于是,方程(3.205)简化为

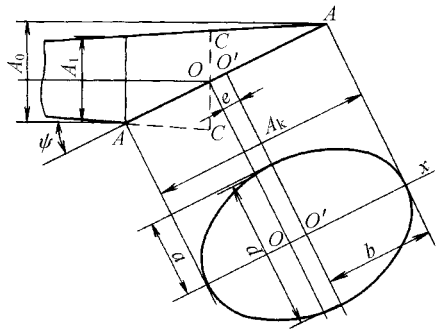


图 3.47 斜切面积计算图



$$\Psi = \arctan \frac{\tan \Delta \Psi}{\frac{1}{1 + \sin \Delta \Psi} \left(\frac{1 - \sin \Delta \Psi}{1 - k \sin \Delta \Psi} \right)^{\frac{1}{k-1}} - 1} \quad (3.206)$$

这样,在已知斜切角 Ψ 和斜切喷管出口面积 A_k 时,由式(3.204)可求出 γ_0^* ,由式(3.202)可解出 K_0 ,由式(3.206)可解出气流偏角 $\Delta \Psi$,进而可求出 K_2 和出口气流总反力 F_2 。

2. 炮口制退器性能的计算

计算炮口制退器性能的关键是计算炮口制退器的结构特征量 α ,只要求出了 α ,再根据计算或实验得到的后效期后效作用系数 β ,就不难求出炮口制退器的其他特征参量。

(1)炮口制退器结构特征量 α 的计算。以三个腔室的炮口制退器为例,如图 3.48 所示。取炮口制退器的 $A-A$ 与 $B-B$ 二截面之间的一段为研究对象,分析受力,可得:炮口制退器入口之气流总反力为 $F^* = \frac{k+1}{k} G a^*$;第一腔室侧孔出口之气流总反力为 $F_1 = \frac{k+1}{k} G_1 a^* K_1$;第二腔室侧孔出口之气流总反力为 $F_2 = \frac{k+1}{k} G_2 a^* K_2$;第三腔室侧孔出口之

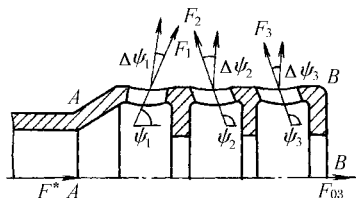


图 3.48 炮口制退器的气流反力

流总反力为 $F_3 = \frac{k+1}{k} G_3 a^* K_3$;第三腔室中央弹孔出口之气流总反力为 $F_{cp3} = \frac{k+1}{k} G_{cp3} a^* K_{cp3}$ 。其中, G, G_1, G_2, G_3 及 G_{cp3} 分别为各气流截面秒流量; K_1, K_2, K_3, K_{cp3} 分别为各气流截面的反作用系数。将各出口气流总反力向炮口制退器腔室轴线上投影,可得到

$$F_T = \frac{F_1}{\cos \Delta \Psi_1} \cos(\Psi_1 + \Delta \Psi_1) + \frac{F_2}{\cos \Delta \Psi_2} (\Psi_2 + \Delta \Psi_2) + \frac{F_3}{\cos \Delta \Psi_3} \cos(\Psi_3 + \Delta \Psi_3) + F_{cp3} \quad (3.207)$$

其中, Ψ_1, Ψ_2 及 Ψ_3 分别为各腔室侧孔出口气流平均轴线与腔室轴线间的夹角; $\Delta \Psi_1, \Delta \Psi_2$ 及 $\Delta \Psi_3$ 分别为各腔室侧孔出口截面的斜切引起的气流偏角。

为了计算各气流截面的秒流量,定义流量分配比 σ ,如图 3.49 所示,令

$$\sigma_i = \frac{G_{cpi}}{G_{cpi-1}} = \frac{G_{cpi}}{G_{cpi} + G_i} = \frac{G_{cpi-1} - G_i}{G_{cpi-1}} \quad i = 1, 2, \dots, m \quad (3.208)$$

式中 σ_i ——第 i 腔室流量分配比;

G_{cpi} ——第 i 腔中央弹孔气流秒流量;

G_i ——第 i 腔室侧孔气流秒流量。

当 $i=1$ 时, $G_{cpi-1} = G_{cp0} = G$ 。根据质量守恒方程,有

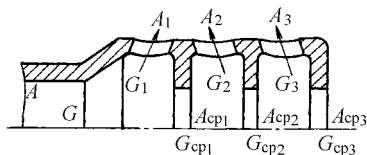


图 3.49 炮口制退器流量分配比



$$G = G_1 + G_2 + G_3 + G_{\text{ep}3}$$

且可推出 $G_1 = (1 - \sigma_1)G$

$$G_2 = \sigma_1(1 - \sigma_2)G$$

$$G_3 = \sigma_1\sigma_2(1 - \sigma_3)G$$

$$G_{\text{ep}3} = \sigma_1\sigma_2\sigma_3G$$

将以上关系式均代入式(3.207),并根据

$$F_T = \alpha F^*$$

即可得到 α 公式

$$\begin{aligned} \alpha = & K_{\text{ep}3}\sigma_1\sigma_2\sigma_3 + K_1(1 - \sigma_1) \frac{\cos(\Psi_1 + \Delta\Psi_1)}{\cos\Delta\Psi_1} + K_2\sigma_1(1 - \sigma_2) \frac{\cos(\Psi_2 + \Delta\Psi_2)}{\cos\Delta\Psi_2} + \\ & K_3\sigma_1\sigma_2(1 - \sigma_3) \frac{\cos(\Psi_3 + \Delta\Psi_3)}{\cos\Delta\Psi_3} \end{aligned} \quad (3.209)$$

对于 m 个腔室的炮口制退器, α 的公式则为

$$\alpha = K_{\text{cp}m}\sigma_1\sigma_2\cdots\sigma_m + \sum_{i=1}^m \sigma_1\sigma_2\cdots\sigma_{i-1}(1 - \sigma_i)K_i \frac{\cos(\Psi_i + \Delta\Psi_i)}{\cos\Delta\Psi_i} \quad (3.210)$$

从 α 的公式可以看出,在已知炮口制退器各结构尺寸的情况下,为了计算其结构特征量 α ,需要计算 Ψ_i 、 $K_{\text{ep}i}$ 、 σ_i 、 K_i 及 $\Delta\Psi_i$ 。下面分别讨论。

(2) Ψ_i 的计算。 Ψ_i 是各腔室侧孔出口气流在侧孔出口无斜切情况下的平均轴线与腔室轴线之间的夹角。 Ψ_i 角不同于侧孔几何轴线与腔室轴线的夹角 Ψ_{gi} ,实验表明,只有在侧孔导向性很好,即侧孔导向部长度与侧孔宽度之比 $\frac{l}{c}$ 较大时才有 $\Psi_i = \Psi_{gi}$ 。尺寸 l 和 c 如图 3.50 所示。引入侧孔导向系数 φ_g ,使得

$$\Psi_i = \varphi_g \Psi_{gi} \quad (3.211)$$

φ_g 的值取决于比值 $\frac{l}{c}$ 。根据实验得到关系曲线如图 3.51 所示。图中, l 为侧孔导向部长度或导向挡板长度; c 为侧孔宽度(方孔),对于直径为 d 的圆孔则用相当长度 $\frac{\pi d}{4}$ 代替。

根据图 3.51 的曲线求出 φ_g ,再由式(3.211)即可求出 Ψ_i 。从曲线可以看出,一般情况下 φ_g 均小于 1,仅当 $\frac{l}{c}$ 接近于 1 时,才有 $\varphi_g = 1$ 。

(3) λ_{ci} 、 K_{ci} 、 $\lambda_{\text{ep}i}$ 及 $K_{\text{ep}i}$ 的计算。

① 各腔室面积比 γ_{ci} 的计算。

由于第 i 腔室气流的速度系数 λ_{ci} 相当于是气流从前一腔室的中央弹孔(或炮口截面)膨胀到腔室前端面时的速度系数,故定义腔室面积比为

$$\gamma_{ci} = \frac{A_{ki}}{A_{\text{ep}i-1}} \quad (3.212)$$

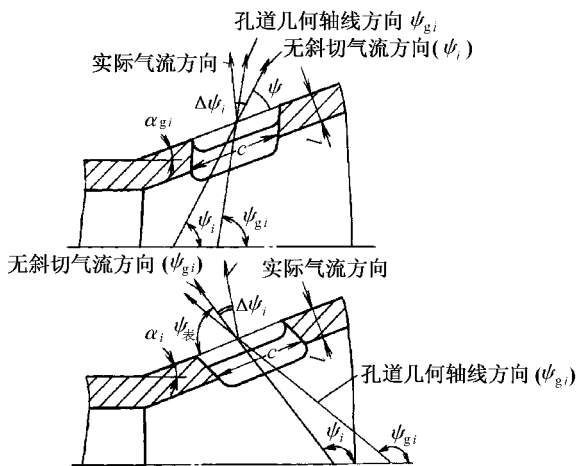


图 3.50 侧孔气流导向与斜切

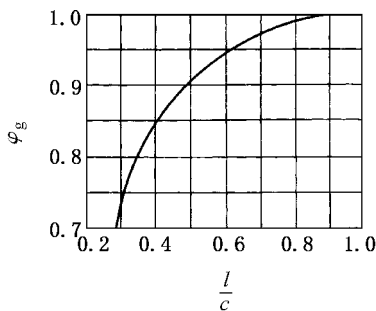


图 3.51 侧孔导向系数

其中, A_{ki} 为第 i 腔室的横截面积; A_{cpi} 为第 i 腔室中央弹孔面积, A_{cp0} 为炮口截面面积。

② 理想速度系数 λ'_{ci} 的计算。

火炮气体从炮口进入炮口制退器第一腔室后经过膨胀加速, 将达到超音速。此后在各腔室逐级加速。

火药燃气从前一腔室的中央弹孔(或炮口截面)进入第 i 腔室, 由于气流截面变化, 其速度系数由 λ_{cpi-1} 变化为 λ_{ci} (λ_{cpi-1} 为前一腔室中央弹孔中气流的速度系数), 由面积比公式可以得到

$$\gamma_{ci} = \frac{\lambda_{cpi} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{cpi-1}^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}}{\lambda'_{ci} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda'^2_{ci} \right)^{\frac{1}{k-1}}} \quad (3.213)$$

根据此公式, 在已知 γ_{ci} 及 λ_{cpi-1} 的前提下可以反解出 λ'_{ci} 。 λ'_{ci} 为不考虑本腔室耗散损失及气流径向膨胀损失的理想的速度系数。另外 $\lambda_{cp0} = 1$ 。

③ 理想反作用系数 K'_{ci} 的计算。

$$K'_{ci} = \frac{1}{2} \left(\lambda'_{ci} + \frac{1}{\lambda'_{ci}} \right) \quad (3.214)$$

④ 按实际喷管修正反作用系数。

为了修正实际流动的各种损失, 对 K'_{ci} 进行修正, 从而得到实际的反作用系数 K_{ci} 。修正公式为

$$K_{ci} = \chi_u [1 + \chi_{\theta ci} (K'_{ci} - 1)] \quad (3.215)$$



其中, $\chi_u \approx 0.98$;

$$\chi_{\theta_{ci}} = \begin{cases} \cos 2\theta_{ci} & \theta_{ci} < 35^\circ \\ 0.34202 & \theta_{ci} \geq 35^\circ \text{ 或突然膨胀} \end{cases}$$

θ_{ci} 为第 i 腔室扩张半锥角。

⑤ 实际喷管的速度系数 λ_{ci} 的计算。

$$\lambda_{ci} = K_{ci} + \sqrt{K_{ci}^2 - 1} \quad (3.216)$$

⑥ 中央弹孔的速度系数 λ_{cpi} 及反作用系数 K_{cpi} 的计算。

$$\lambda_{cpi} = \lambda_{ci} \quad (3.217)$$

$$K_{cpi} = \frac{1}{2} \left(\lambda_{cpi} + \frac{1}{\lambda_{cpi}} \right) \quad (3.218)$$

(4) σ_i 的计算。根据 σ_i 的定义, 有

$$\sigma_i = \frac{G_{cpi}}{G_{cpi-1}} = \frac{G_{cpi}}{G_{cpi} + G_i} = \frac{1}{1 + \frac{G_i}{G_{cpi}}}$$

由秒流量的定义, 可得

$$G_{cpi} = A_{cpi} (\rho v)_{cpi}$$

$$G_i = A_i \cos(90^\circ - \Psi_i + \alpha_i) (\rho v)_i$$

其中, A_i 、 A_{cpi} 分别为第 i 腔室侧孔入口总面积和中央弹孔面积;
 α_i 为侧孔入口面倾角, 如图 3.52 所示; $(\rho v)_i$ 、 $(\rho v)_{cpi}$ 分别为侧孔入口及中央弹孔气流的单位面积秒流量。

定义侧孔与中央弹孔单位面积流量之比 δ 为

$$\delta_i = \frac{(\rho v)_i}{(\rho v)_{cpi}}$$

于是有

$$\sigma_i = \frac{1}{1 + \delta_i \frac{A_i}{A_{cpi}} \cos(90^\circ - \Psi_i + \alpha_i)} \quad (3.219)$$

由此可见, 流量分配比 σ 不仅与面积比有关, 还与单位面积流量比 δ 有关, 须先求出 δ_i 。

图 3.53 表示两种不同侧孔入口角 Ψ_i 时的流动。当 $\Psi_i < 90^\circ$ 时, 进入侧孔的气流具有初始速度 $v_i = v_{ci} \cos \Psi_i$, 其中, v_{ci} 及 v_i 分别为第 i 腔室前端面处及侧孔入口处的气流速度, 相应的速度系数即是 λ_{ci} 和 λ_i ; 当 $\Psi_i \geq 90^\circ$ 时, 认为进入侧孔的气流所具有的初始速度为 $v_i = 0$, 依靠气体自身的膨胀能力加速通过侧孔, 因此, 通过侧孔的单位面积的秒流量

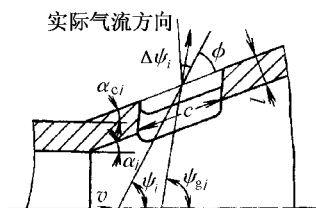


图 3.52 侧孔结构与流量

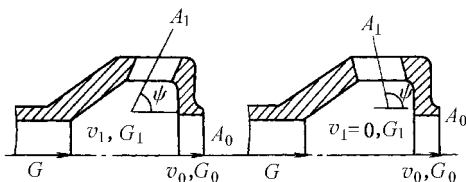


图 3.53 侧孔入口速度



仅取决于腔室气体静压。给出两种情况下的 δ_i 为

$$\delta_i = \begin{cases} \varphi_1 \left(\frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{\text{cpi}}^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{\text{ci}}^2 \cos^2 \Psi_i} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} & \Psi_i < 90^\circ \\ \varphi_1 \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{\text{cpi}}^2 \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} & \Psi_i \geq 90^\circ \end{cases} \quad (3.220)$$

对于冲击式炮口制退器,可取 $\varphi_1 = 0.85$; 对于其他结构型式的炮口制退器可取 $\varphi_1 = 1$ 。

根据具体情况求出 δ_i 后代入式(3.219)中,即可求出流量分配比 σ_i 。

(5) K_i 的计算。为了计算侧孔出口气流的反作用系数 K_i ,需要先计算相应的速度系数 λ_i ,而速度系数 λ_i 又是根据相应的气流膨胀面积比计算的。

① 各腔室侧孔出口面积比 γ_{ei} 的计算。

由于第 i 腔室侧孔出口气流的速度系数 λ_i 相当于是来自前一腔室中央弹孔(或炮口截面)的部分气流经折转膨胀到侧孔出口时的速度系数,故定义侧孔出口面积比为

$$\gamma_{ei} = \frac{A_{ei} \cos(\alpha_{ei} + 90^\circ - \Psi_i)}{(1 - \sigma_i) A_{\text{cpi}-1}} \quad (3.221)$$

其中, A_{ei} 为第 i 腔室侧孔出口面积; α_{ei} 为侧孔出口面倾角(见图 3.52)。

② 理想的侧孔出口速度系数 λ'_i 的计算。

火药燃气从前一腔室的中央弹孔流到侧孔出口,速度系数由 $\lambda_{\text{cpi}-1}$ 变化为 λ_i ,面积比为 γ_{ei} 。故

$$\gamma_{ei} = \frac{\lambda_{\text{cpi}-1} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{\text{cpi}-1}^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}}{\lambda'_i \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda'^2_i \right)^{\frac{1}{k-1}}} \quad (3.222)$$

根据此式,在已知 γ_{ei} 及 $\gamma_{\text{cpi}-1}$ 的前提下可解出 λ'_i 。 λ'_i 为不考虑本腔室耗散损失及气流径向膨胀损失的理想的速度系数。

③ 侧孔出口理想反作用系数 K'_i 的计算。

$$K'_i = \frac{1}{2} \left(\lambda'_i + \frac{1}{\lambda'_i} \right) \quad (3.223)$$

④ 按实际喷管修正反作用系数。

$$K_i = \chi_u [1 + \chi_{\theta_{ci}} \chi_{\theta} (K'_i - 1)] \quad (3.224)$$

其中, $\chi_u \approx 0.98$;

$$\chi_{\theta} = \begin{cases} \cos 2\theta_i & \theta_i < 35^\circ \\ 0.34202 & \theta_i \geq 35^\circ \text{ 或突然膨胀} \end{cases}$$



θ_i 为第 i 腔室侧孔扩张半锥角。

(6) $\Delta\Psi_i$ 的计算。

气流从炮口制退器侧孔流出时,若其流动方向与侧孔出口面不垂直,则必然会出现斜切喷管的效应,使得侧孔出口气流偏转一个角度 $\Delta\Psi_i$ 。根据锥型斜切喷管的计算方法,在已知 K_0 和 Ψ 时,通过联立求解式(3.205)即可求出相应的 $\Delta\Psi_i$ 。为了将这种方法用于炮口制退器求 $\Delta\Psi_i$,可以分两种情况分别处理,如图 3.50 所示。

① $\Psi_i - \alpha_{ei} < 90^\circ$ 。

$$\left. \begin{aligned} \Psi &= \Psi_i - \alpha_{ei} = \varphi_g \Psi_{gi} - \alpha_{ei} \\ \Delta\Psi_i &> 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.225)$$

② $\Psi_i - \alpha_{ei} > 90^\circ$ 。

$$\left. \begin{aligned} \Psi &= 180^\circ - \Psi_i + \alpha_{ei} = 180^\circ - \varphi_g \Psi_{gi} + \alpha_{ei} \\ \Delta\Psi_i &< 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.226)$$

用侧孔出口气流反作用系数 K_i 作为 K_0 ,用求得的 Ψ 代入式(3.205)中联立求解,即可求得 $\Delta\Psi_i$,同时根据以上两种情况决定 $\Delta\Psi_i$ 的正负号。

到此为止, Ψ_i 、 K_{epi} 、 σ_i 、 K_i 及 $\Delta\Psi_i$ 均已求得,将其分别代入式(3.209)中,即可求得 α 值。将 α 值代入(3.199)等式,即可求得 β_T 、 η_T 和 χ 等炮口制退器的特征量。

三、炮口制退器结构设计的原则

炮口制退器的作用是在后效期提供一个制退力,以减小火炮射击所产生的后坐动能。因此,所设计的火炮口制退器的效率 η_T 必须满足火炮总体设计的要求。为了保证所要求的结构特征量 α 和效率 η_T ,炮口制退器的结构型式和几何尺寸可以有很多种组合。例如,同样的结构特征量 α 可以用较大直径的腔室和较小的侧孔角度实现,也可以用较小直径的腔室和较大的侧孔角度实现;既可以用多腔室冲击式结构实现,也可以用单腔室多排侧孔的冲击-反作用式结构实现。似乎炮口制退器设计的自由度比较大。然而实际上,炮口制退器的设计还要受到其他诸多因素的限制和制约。特别是随着火炮威力的提高,炮口气流对环境的危害加剧,这一因素是炮口制退器设计时必须予以充分重视的限制性因素。总的来说,炮口制退器的设计应根据以下几个原则进行:

- (1) 根据火炮及弹药等情况选择合适的炮口制退器结构类型;
- (2) 保证火炮总体设计对炮口制退器效率 η_T 的要求;
- (3) 在保证效率 η_T 的前提下,应使炮口气流对环境的危害最小;
- (4) 炮口制退器的尺寸和质量应尽可能小,以减轻平衡机负荷,减小身管振动;对有随动系统的火炮,尤为重要。
- (5) 炮口制退器应满足强度要求。

在炮口制退器的所有需要确定的几何尺寸中,腔室直径 D_k 、制退器长度 L_k 及侧孔角度 Ψ



取决于效率 η_T ，需要通过优化设计确定。其他参数诸如中央弹孔直径 d_{cp} 、侧孔总面积 A_i 、侧孔导向性 $\frac{l}{c}$ 及腔室半锥角 θ_c 等则应预先确定。具体确定原则为：

(1) 中央弹孔直径 d_{cp} 的确定应保证弹丸能顺利通过，但 d_{cp} 过大又会使效率降低；

(2) 侧孔总体面积 A_i 应与腔室的前反射面积相近，或稍大于前反射面积；

(3) 为了保证气流在侧孔中的良好导向，一般应使侧孔导向性 $\frac{l}{c} > 0.8$ ；

(4) 从减小气流损失出发，腔室半锥角 θ_c 应取较小值，但这会使炮口制退器变长，一般取 $2\theta_c = 15^\circ \sim 30^\circ$ 较适宜。

第四章 火炮自动机设计

4.1 概述

4.1.1 火炮自动机

火炮自动机是自动火炮射击时,利用火药燃气或外部能源自动连续射击的各机构的总称。一般,这些机构应能自动完成击发、收回击针、开锁、开闩、抽筒、抛筒、供弹、输弹、关门和闭锁等动作。只要条件具备,这一循环可继续下去。这一循环又称为射击循环。

通常,火炮自动机从工作原理讲,应包括炮身、供弹和输弹机构、反后坐装置及缓冲装置、发射机构、保险机构等各机构(装置或构件)。

炮身包括身管、炮闩和炮尾等。身管的作用是赋予弹丸一定的飞行方向和炮口速度(包括自旋转角速度)。炮闩包括闭锁、开闩、抽筒、关门和击发机构等。它完成开锁和闭锁、开闩和关门、抽筒、击发等动作。

供弹和输弹机构用来依次向自动机内供炮弹,并把最前面一发炮弹输入炮膛。

反后坐装置及缓冲装置用来控制火炮的后坐与复进运动,并减少射击时作用于炮架的力,吸收未被自动机工作所消耗的后坐动能。

发射机构用以控制火炮的射击。

保险机构用于保证各机构可靠工作和正确地相互作用,以及保障勤务操作的安全。

除上述主要机构(装置或构件)外,根据不同的作用和结构要求,有些火炮自动机中还设有一些具有特殊性能的机构,如首发装填机构、自动停射器、射速控制装置、单-连发转换器,以及更换身管和分解结合自动机专用机构等。

自动机的这些机构,依靠炮箱(或摇架)组成一个整体,安装在炮架上。

在火炮自动机工作循环过程中,各机构并不是同时参与工作的,各机构参与工作的时间仅占整个工作循环时间的一部分,即,自动机各机构的工作是间歇性和周期性的。各机构在参与工作和退出工作时,往往伴随着撞击,各机构的运动具有显著的不均匀性。火炮自动机的循环时间很短(自动炮的理论射速可高达 6 000 发/分),各机构及构件的运动速度极高,具有较强的动态特性。因此,火炮自动机设计中工作可靠性(包括运动协调性和寿命等)是一项非常重要的工作。



4.1.2 火炮自动机的工作原理

火炮自动机所要完成的自动动作,可以通过不同的方法和结构来实现,这就使得火炮自动机具有多种多样的结构形式。由于功能、方法及应用条件不同,对某种功用的自动炮最有效的自动机,对另一种自动炮或另一种场合也许就不适用或效果不佳。

现代火炮自动机,从利用能源上分主要有内能源自动机(利用发射弹丸的火药燃气作为自动机工作动力的自动机)、外能源自动机(利用发射弹丸的火药燃气之外的能源,如电能等,作为自动机工作动力的自动机)及混合能源自动机(部分利用内能源,而另一部分利用外能源作为自动机工作动力的自动机)。

从工作原理上,火炮自动机又可分为后坐式自动机、导气式自动机、转膛自动机、转管自动机、链式自动机、双管联动自动机等。

后坐式自动机,是指利用射击时火炮的后坐部件的后坐能量带动自动机工作而完成射击循环的自动机。根据后坐部件的不同又分为炮门后坐式和炮身后坐式。炮门后坐式现在很少采用。炮身后坐式自动机又称管退式自动机,它是利用炮身后坐能量带动自动机完成射击循环的自动机。按炮身后坐行程的不同,炮身后坐式自动机又分为炮身長后坐自动机和炮身短后坐自动机。

炮身長后坐自动机,是指炮身与炮门在闭锁状态一同后坐,其后坐行程略大于一个炮弹全长的自动机。在后坐结束后,炮门被发射卡锁卡在后方位置,炮身在炮身复进机作用下复进,并完成开锁、开门、抽筒动作。炮身复进终了前,解开发射卡锁,炮门在炮门复进机作用下推弹入膛,完成闭锁和击发,如图 4.1 所示。这种自动机的优点是后坐力小,结构简单,但是循环时间长,射速低,现在已很少采用。

炮身短后坐自动机,是指炮身与炮门在闭锁状态下一同后坐一个较短行程后(少于一个炮弹全长),利用专门加速机构(开门机构),完成开锁、开门和抽筒动作的自动机。炮身后坐到位后(行程小于一个炮弹全长),炮身在炮身复进机作用下复进;在加速机构作用下,炮门完成开锁、开门、抽筒后被发射卡锁卡住。待供弹后,在炮门复进机作用下,完成输弹、关门、闭锁、击发动作,如图 4.2 所示。这种自动机的优点是可以控制开门时机,后坐力较小,射速较高,但是结构较复杂,在中、小口自动炮中得到较广泛应用。

导气式自动机,是指利用从身管炮膛导入气室的部分火药燃气能量带动自动机工作而完成射击循环的自动机,又称气退式自动机。击发后,当弹丸越过身管壁上的导气孔后,高压的火药燃气就通过导气孔进入导气装置的气室,推动气室中的活塞运动,通过活塞杆使自动机活动部分向后运动,进行开锁、开门、抽筒等,并压缩复进机贮存复进能量。后坐终了后,在复进机作用下,活塞杆及自动机的活动部分复进,并完成输弹、关门、闭锁、击发等。导气式自动机结构比较简单,活动部分质量较小,射速较高,并且可以通过调节导气孔的位置或(和)大小来



大幅度调节射速;但是活动部分质量较小,速度和加速度较大,易产生剧烈撞击,并且导气孔处易燃蚀。根据炮身与炮箱的运动关系不同,导气式自动机又分为炮身不动的导气式自动机和炮身运动的导气式自动机。

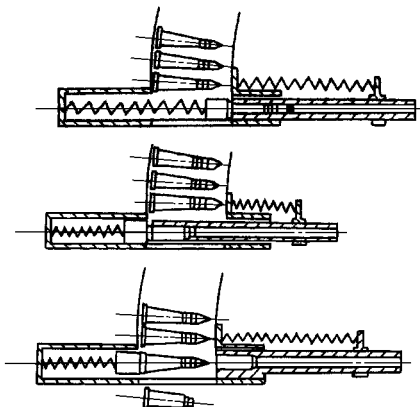


图 4.1 炮身長后坐自动机

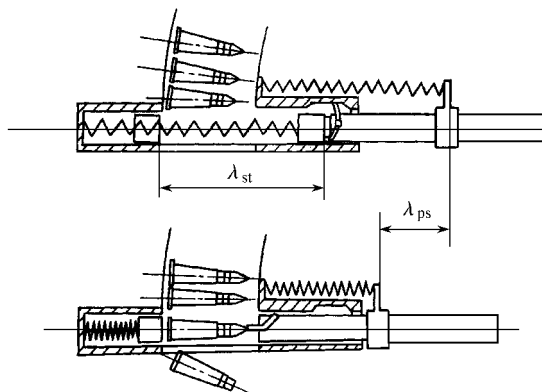


图 4.2 炮身短后坐自动机

炮身不动的导气式自动机,指的是自动机的炮身与炮箱为刚性连接,不能产生相对运动,但是为了减小后坐力,通常在炮箱与炮架之间设有缓冲装置,使整个自动机产生缓冲运动,如图 4.3 所示。

炮身运动的导气式自动机,指的是炮身可沿炮箱后坐与复进,而炮箱与炮架之间为刚性连接,如图 4.4 所示。

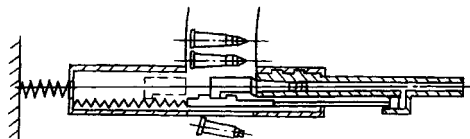


图 4.3 炮身不动的导气式自动机

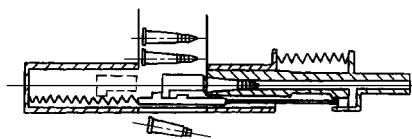


图 4.4 炮身运动的导气式自动机

转膛自动机,是指以多个弹膛(药室)回转完成自动工作循环的自动机。在射击循环过程中,弹膛旋转,每一个弹膛处在一个工作位置,在一个循环周期内,弹膛旋转一个位置。弹膛的转动和供弹机构的工作可以利用炮身后坐能量(后坐式转膛自动机),也可利用火药燃气的能量(导气式转膛自动机),如图 4.5 所示。转膛自动机的循环动作部分重合,射速高,但横向尺寸较大,弹膛与身管连接处容易漏气与烧蚀。

转管自动机,是指以多个身管回转完成自动工作循环的自动机。多根身管固连在一个回转的炮尾上,每根身管对应本身的炮门,在射击循环过程中,每根身管处在一个工作位置,在一



个循环周期内,身管旋转一个位置,如图 4.6 所示。转管自动机多用电机或液压马达等外能源驱动,也有用内能源驱动的。转管自动机射速高且可以调节,故障率低,使用寿命较长,但是迟发火时有一定危险,需要一定的起动时间。转管自动机现在广泛应用于高射速小口径自动炮。

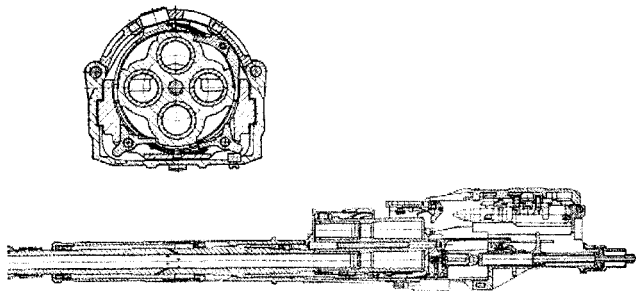


图 4.5 转膛自动机

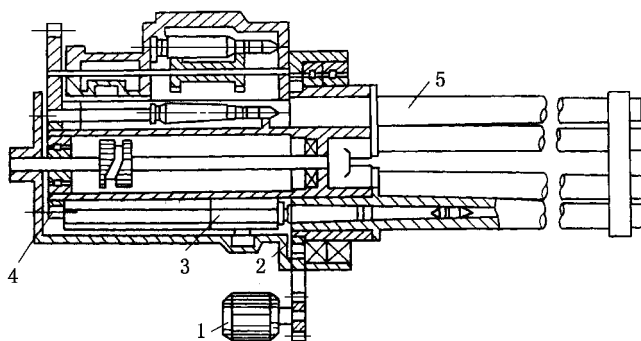


图 4.6 转管自动机

1—液压马达;2—前齿轮;3—炮门;4—后齿轮;5—身管

链式自动机,是指利用外能源通过闭合链条带动闭锁机构工作,完成自动工作循环的自动机。链式自动机的核心是一根双排滚柱闭合链条与四个链轮组成的矩形传动转道,链条上固定一个 T 形炮门滑块,与炮门支架下部滑槽相配合。当链条转动带动炮门滑块前后移动时,炮门支架也同时被带动在纵向滑轨上作往复运动。炮门支架到达前方时,迫使门体沿炮门支架上的曲线槽作旋转运动而闭锁炮膛。炮门支架向前运动时,完成输弹、关门、闭锁、击发动作;炮门支架向后运动时,完成开锁、开门、抽筒动作。炮门驱动滑块横向左向右移动时,将在炮门支架 T 形槽内滑动,炮门支架保持不动;炮门支架在前面时的停留过程为击发短暂停留时间,炮门支架在后面停留过程为供弹停留时间。如图 4.7 所示。链式自动机简化了自动机本身结构尺寸,紧凑,质量小;运动平稳,无撞击,射击密集度好;易于实现射频控制,可靠性好,寿



命长。但是要解决好迟发火引起的安全问题,要有供弹系统的动力机构和控制协调机构,射速不很高。

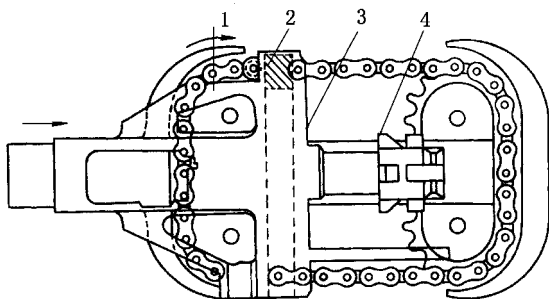


图 4.7 链式自动机

1—驱动轮;2—驱动滑块;3—炮闩座;4—炮闩

双管联动自动机,是指两个身管互相利用膛内火药燃气的能量完成射击循环,实现轮番射击的自动机,又称盖斯特式自动机。两个活塞与各自滑板相连并安装在同一炮箱内,两个滑板又由联动臂及连杆连接在一起,协调运动。当一个身管射击时,从膛内导出两路火药燃气,一路作用在本身自动机的活塞前腔,推动滑板向后运动,另一路同时作用于另一自动机的活塞后腔,推动滑板向前运动,这样,在连发射击时,就可以保证两个滑板交替作前后运动,完成各自的开锁、开门、抽筒、输弹、关门、闭锁、击发等循环动作,如图 4.8 所示。双管联动自动机的滑板复进也是利用火药燃气能量,射速大大提高,结构很紧凑,但是结构较复杂,对缓冲装置要求较高。

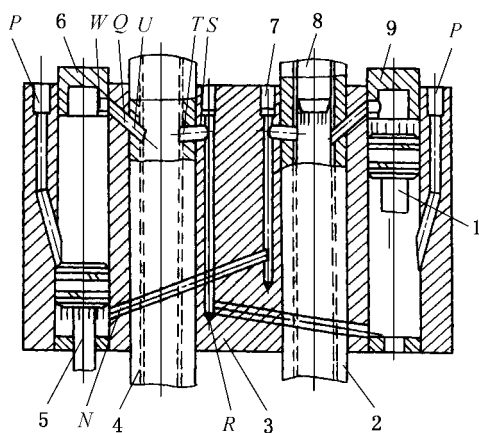


图 4.8 双管联动自动机

1—右活塞杆;2—右炮管;3—导气筒体;4—左炮管;
5—左活塞杆;6—左前盖;7—柱塞;8—弹丸;
9—右前盖;P—排气孔;W—前盖上的导气孔;
T,U—炮管上的导气孔;R,N,Q,S—导气筒上的导气孔

火炮自动机的发展,主要围绕提高初速、提高射速、提高机动性(包括减小质量、减小后坐力等)、提高可靠性进行。主要发展方向有:同一口径的火炮自动机具有多用途(可海、陆、空通用),火炮自动机以及弹药通用化和系列化;火炮自动机工作原理的多样化,现有工作原理的综合运用以及新原理、新结构的发明;新概念火炮自动机的技术突破等。



4.1.3 火炮自动机设计

实际上,火炮自动机相当于一种在某些特殊力作用下作特殊运动的自动化机器,它具有一定的运动规律,并可以用某些方法近似地反映出来。火炮自动机运动的主要特点是高速动作、断续运动、具有明显动态特性、工作条件恶劣。火炮自动机设计,就是利用理论力学、机械原理、机械设计等一般原理和方法,结合火炮自动机的受力和运动特点,寻求与掌握火炮自动机的基本运动规律,设计新型火炮自动机。

火炮自动机设计的任务主要有两方面,一方面是分析现有各种火炮自动机的结构特点、受力和运动规律,并在此基础上进行改进;另一方面是根据战争需要设计新型火炮自动机。如同机械原理中的机构分析与机构综合,火炮自动机分析就是根据现有具体结构的火炮自动机,分析其结构和工作特点,确定受力规律和运动规律。火炮自动机综合(狭义上也称为设计)就是根据总体要求合理选择火炮自动机及其各部件的结构形式,确定各部分的尺寸,使其满足设计要求。火炮自动机分析与设计又分几何学分析与综合(设计)、运动学分析与综合(设计)、动力学分析与综合(设计)。几何学分析是研究给定火炮自动机各构件在运动中的相互位置和确定构件上给定点的运动轨迹。几何学综合是确定火炮自动机各构件的结构形状和尺寸,以满足对给定的运动动作或给定点的运动轨迹的要求。运动学分析是确定给定火炮自动机及其构件上各点间的传速比,或根据其上某点的速度、加速度,确定其他点的速度和加速度。运动学综合是确定能满足给定运动条件的机构或构件的结构和尺寸。动力学分析是已知作用于火炮自动机及其构件上的力,确定该机构及构件上任一点运动的速度和加速度;或者已知火炮自动机及其构件上给定点的运动速度和加速度变化规律,求解作用于该火炮自动机及其构件上的力。动力学综合是确定能满足全部运动条件(给定点的轨迹、速度和加速度)和动力条件(作用于给定构件及给定点上的力和构件的质量等)的火炮自动机及其构件的结构和尺寸。火炮自动机设计的这两方面任务是相辅相成的,又是互相结合的。在分析现有火炮自动机时,必须分析其设计者的指导思想;在设计新型火炮自动机时,又必须以研究现有火炮自动机为基础。

由于火炮自动机各机构及构件有不同的作用,对其要求也不尽相同,因而对不同机构或构件研究的深度和广度也有所不同。本章重点介绍火炮自动机动力学分析的基本理论和方法、主要机构综合(设计)基本方法,以及两种典型火炮自动机的设计思想。

4.2 火炮自动机动力学

在研究火炮自动机运动规律时,由于各构件的弹性很小,可以把自动机看做由刚性构件组成。因此,一般应用多刚体动力学来研究火炮自动机动力学问题。为了简便起见,有时用集中于若干点的质点代替原有构件,而不考虑构件本身的尺寸大小。称替换点的质量为构件的替



换质量。进行构件质量替换时,应注意保证替换点的运动特性尽可能接近原有构件的运动特性。

火炮自动机工作循环过程中,各构件是按一定规律运动的,构件的参与退出的时机是不同的。如果不考虑炮箱的运动,自动机中存在一个起主导作用,带动整个机构各构件运动,完成自动动作的构件,该构件就称为机构的基础构件,如炮身后坐式自动机的炮身等。由基础构件带动的其他构件称为工作构件。基础构件的运动状态一经确定,则工作构件的运动状态也就随之确定,即机构为单自由度机构。描述火炮自动机在一个完整的自动循环或某一运动阶段内,基础构件及主要从动件的运动规律及其相互运动联系的图表或曲线称为自动机循环图。通常自动机循环图有两种形式,一种是以基础构件位移为自变量的循环图,另一种是以时间为自变量的循环图。

以基础构件位移为自变量的循环图,标出了工作构件工作时基础构件的位移,表明自动机各机构的相互作用和工作顺序以及基础构件位移的从属关系,如图 4.9 所示。由于以基础构件位移为自变量的循环图表明了对应基础构件的位移各机构及其工作构件工作状态,因此,这类循环图常用于建立自动机运动微分方程。但是,这类循环图没有包含时间信息,无法用于分析自动机及其主要构件的动态特性和工作特点。并且,在基础构件运动停止后,某些工作构件可能仍在继续运动,这些工作构件的运动便不能再用基础构件的位移来表示,为了表示这些工作构件的运动,只能将某工作构件再看做基础构件而另外建立补充的循环图。

运动特征段		0	基础构件: 炮身	140
后坐运动	拨回击针	24	•————•	61
	强制开门		61	•————• 95.5
	活动梭子上升	26	•————•	121
复进后坐	输弹器被卡住	25	•————•	121.5
	活动梭子下降	26	•————•	121
	压弹	42	•————•	105
	开始输弹	25	•	

图 4.9 自动机位移循环图

以时间为自变量的循环图,表明自动机主要构件的位移和运动时间的关系,如图 4.10 所示,横坐标为时间,纵坐标为各主要构件位移,曲线的斜率代表构件的运动速度。这类循环图



包含有时间信息,可用于分析自动机及其主要构件的动态特性。

根据自动机循环图以及结构几何尺寸及装配关系,我们可以建立第 i 个工作构件位移 x_i 与基础构件位移 x 之间的函数关系。

$$x_i = f_i(x)$$

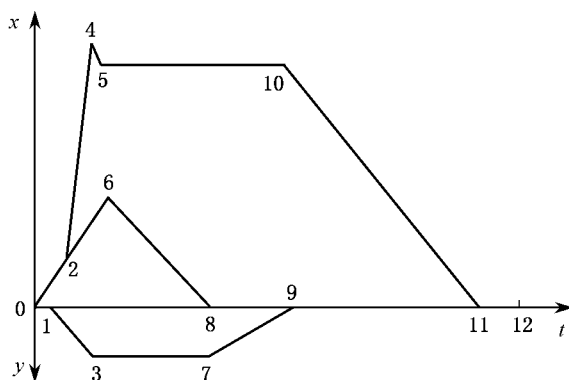


图 4.10 自动机时间循环图

0—炮身开始后坐运动; 1—拨弹板开始空回; 2—炮门开始加速运动; 3—拨弹板空回到位; 4—炮门后坐运动到位并开始复进; 5—炮门反跳后被自动发射卡锁卡住; 6—炮身后坐到位; 7—拨弹板开始拨弹; 8—炮身复进到位; 9—拨弹板拨弹到位; 10—炮门开始复进运动并输弹; 11—炮门复进运动到位、输弹到位并击发底火; 12—点火延迟后开始下一发自动循环

4.2.1 传速比

对于由 n 个工作构件和基础构件组成的单自由度自动机,只要基础构件的位形一经确定,其他构件的位形均可相应确定,因此,在研究自动机运动规律时,没有必要去研究 $n+1$ 个构件的 $6(n+1)$ 个自由度的运动规律,而只要研究基础构件运动规律,然后再根据各工作构件对基础构件的关系求出工作构件的运动规律。

设基础构件的速度为 \dot{x} ,第 i 个工作构件的速度为 $\dot{x}_i (i=1, \dots, n)$ 。我们定义两构件间运动速度之比为传速比,则基础构件传动到工作构件 $i (i=1, \dots, n)$ 的传速比(简称构件 0 到构件 i 的传速比)可表示为

$$K_i = \frac{\dot{x}_i}{\dot{x}} \quad (i=1, \dots, n) \quad (4.1)$$

亦



$$K_i = \frac{\frac{dx_i}{dt}}{\frac{dx}{dt}} = \frac{dx_i}{dx} \quad (i = 1, \dots, n) \quad (4.2)$$

即基础构件对第 i 个工作构件的传速比也可视为第 i 个工作构件位移对基础构件位移的导数。

当第 i 个构件为转动构件时, \dot{x}_i 可理解为角速度。

这里的传速比是瞬时传速比, 是随着基础构件运动而变化的。对于给定的机构和结构, 传速比仅取决于基础构件及机构的位形, 与时间没有直接关系, 即传速比是机构的结构参数, 在基础构件运动规律确定之前就可以确定。

确定传速比的方法有微分法(根据工作构件位移与基础构件位移的函数关系直接进行微分运算)、速度多边形法(极速度图法)和力法(通过力的关系求解)等。

如 $x_1 = f(x)$ 已知, K_1 就是曲线 $x_1 = f(x)$ 的斜率, 基础构件行程 $x = a$ 时的传速比 $K_1 = \tan \alpha(a)$, 如图 4.11 所示。

以简单凸轮机构为例, 说明速度多边形法(极速度图法)求传速比的方法。图 4.12 所示简单凸轮机构中, 构件 0 为基础构件, 构件 1 为工作构件, 其位移和速度分别为 x, x_1 及 \dot{x}, \dot{x}_1 , 构件 0 上的凸轮曲线为凸轮理论轮廓曲线。

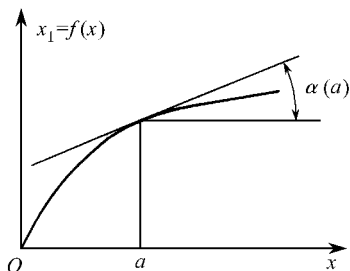


图 4.11 构件的相对位移曲线

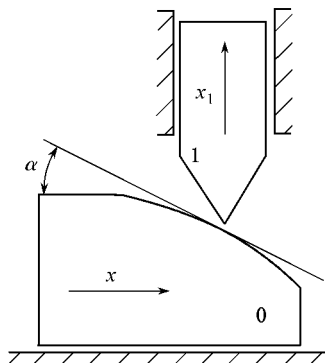


图 4.12 简单凸轮机构的原理图

从基础构件 0 传动到工作构件 1 的传速比

$$K_1 = \frac{dx_1}{dx} = \frac{\dot{x}_1}{\dot{x}}$$

由理论力学知

$$\dot{x}_1 = \dot{x} + \dot{x}_{01}$$

其中, \dot{x} 和 \dot{x}_1 的方向均已知, 相对速度 \dot{x}_{01} 的方向沿构件 0 和 1 接触点的切线方向。任取一点



p 作为速度多边形的极点(速度零点),过 p 点沿 \dot{x} 方向取一方便长度 pa 代表 \dot{x} ,过 a 点作构件 0 和 1 接触点的切线方向 ab (\dot{x}_{01} 的方向),过 p 点作 \dot{x}_1 方向,两方向直线交于 b 点,如图 4.13 所示,则 pb 代表 \dot{x}_1 , ab 代表 \dot{x}_{01} , $\triangle pab$ 即为速度多边形,传速比

$$K_1 = \frac{\dot{x}_1}{\dot{x}} = \frac{pb}{pa} = \tan \alpha$$

这就是传速比 K_1 的解析式,若已知 α 随 x 的变化规律,则可求得 K_1 随 x 的变化规律。

仍以简单凸轮机构为例,说明力法求传速比的方法。图 4.12 所示简单凸轮机构中,构件 0 为基础构件,构件 1 为工作构件,其位移和速度分别为 x, \dot{x}_1 及 \dot{x}, \dot{x}_1 , 构件 0 上的凸轮曲线为凸轮理论轮廓曲线,作用于基础构件运动方向上的力为 F , 作用于工作构件运动反方向上的力为 F_1 。根据虚功原理,不考虑摩擦,在平衡状态下,系统任何虚位移上,作用在系统的主动力的元功之和等于零,即作用于由构件 0 和 1 构成的系统上的推力和阻力的元功之和等于零。即

$$F\delta x - F_1\delta x_1 = 0$$

在定常约束下,实位移是虚位移之一,因此有

$$Fdx - F_1dx_1 = 0$$

即

$$\frac{F}{F_1} = \frac{dx_1}{dx} = K_1$$

分别以基础构件和工作构件为对象,如图 4.14 所示,建立力平衡多边形,并且可以导出推力和阻力的关系式,即速比表达式

$$K_1 = \frac{F}{F_1} = \tan \alpha$$

对于多个构件串联传动情况,如图 4.15 所示,若求基础构件对 i 构件的传速比,则

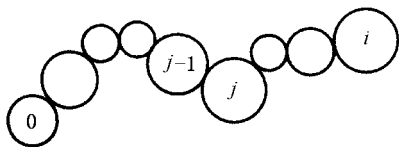


图 4.15 多个构件串联传动

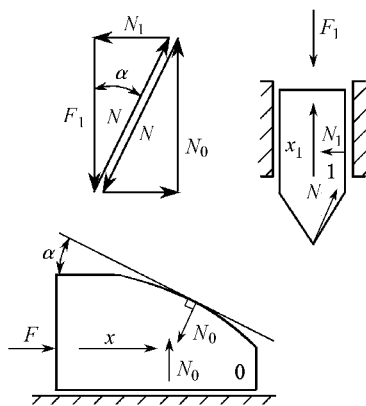


图 4.14 力平衡多边形

$$\begin{aligned} K_i &= \frac{dx_i}{dx} \\ &= \frac{dx_1}{dx} \cdot \frac{dx_2}{dx_1} \cdot \frac{dx_3}{dx_2} \cdots \frac{dx_{i-1}}{dx_{i-2}} \cdot \frac{dx_i}{dx_{i-1}} \\ &= K_1 K_{1,2} K_{2,3} \cdots K_{i-2,i-1} K_{i-1,i} \\ &= \prod_{j=1}^i K_{j-1,j} \end{aligned}$$



式中, $K_{j-1,j} = \frac{dx_j}{dx_{j-1}}$ ($j=1, \dots, i$) 为相邻构件 $j-1$ 与 j 之间的传递比, 即串联传动机构的传递比等于相邻两构件间传递比的连乘积。

4.2.2 火炮自动机运动微分方程

火炮自动机的运动, 就是基础构件在后坐时依靠火药燃气赋予的能量, 复进时依靠后坐时储存的能量克服工作阻力, 完成后坐和复进中的各个自动循环动作的运动。基础构件通过机械约束带动工作构件运动, 而工作构件也通过机械约束反过来影响基础构件的运动。确定了基础构件的运动之后, 工作构件的运动也就随之确定了。要确定基础构件的运动规律, 首先是描述它。对动力系统, 描述其运动规律的一般是运动微分方程, 即首先是建立基础构件的运动微分方程, 并且是考虑了工作构件影响的基础构件的运动微分方程, 有时亦称为自动机运动微分方程。

对于图 4.16 所示的简单凸轮机构, 假设作用于基础构件 0 上的给定力的合力在其速度方向的分量为 F , 作用于工作构件 1 上的给定力的合力在其速度反方向的分量为 F_1 , 基础构件的质量、位移、速度及加速度分别为 m 、 x 、 \dot{x} 、 \ddot{x} , 工作构件的质量、位移、速度及加速度分别为 m_1 、 x_1 、 \dot{x}_1 、 \ddot{x}_1 。根据动静法, 分别假想地加上构件的惯性力, 则机构处于平衡状态, 如图 4.17 所示。

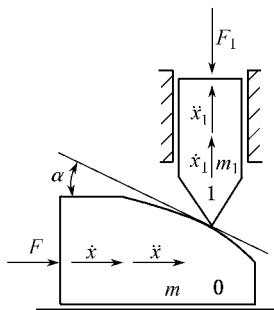


图 4.16 简单凸轮机构

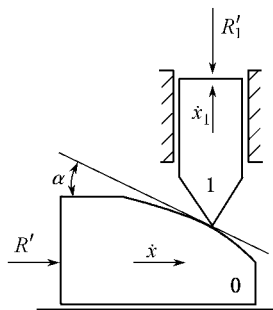


图 4.17 力系简化图

将作用在构件上的给定力分量与惯性力的合力称为有效力。通常作用在基础构件上的有效力的作用相当于推力, 故称为有效推力

$$R' = F - m\ddot{x} \quad (4.3)$$

作用在工作构件上的有效力的作用相当于阻力, 故称为有效阻力

$$R'_1 = F_1 + m_1\ddot{x}_1 \quad (4.4)$$

根据虚功原理, 在理想约束下, 在系统任何虚位移上, 作用在系统的主动力的元功之和等



于零,即作用于由构件 0 和 1 构成的系统上的有效推力和有效阻力的元功之和等于零。

$$R'\delta x - R'_1\delta x_1 = 0$$

在定常约束下,实位移是虚位移之一,因此有

$$R'dx - R'_1dx_1 = 0$$

即

$$R' = R'_1 \frac{dx_1}{dx}$$

根据式(4.2)有

$$R' = R'_1 K_1$$

考虑到传动中约束之间有摩擦,存在能量损耗,我们将构件 1 所获得的元功与 0 构件所消耗的元功之比用传递效率(简称效率)或能量传递系数 η_1 表示,则有

$$\eta_1 = \frac{R'_1 dx_1}{R' dx} \quad (4.5)$$

η_1 通常称为由基础构件 0 传动到工作构件 1 的效率,简称为构件 0 到 1 的效率。传动效率 η_1 ($\eta_1 < 1$) 是考虑到约束处的摩擦力(约束反力的切向分量)做功后引入的,而这些摩擦力是由有效力引起的,而已知外力的摩擦力则已包含在给定力中。

由式(4.5),得

$$\eta_1 R' dx - R'_1 dx_1 = 0$$

即得推广了的虚位移原理

$$R' = \frac{1}{\eta_1} R'_1 \frac{dx_1}{dx} = \frac{K_1}{\eta_1} R'_1 \quad (4.6)$$

将式(4.3)和式(4.4)代入式(4.6),得

$$m\ddot{x} + \frac{K_1}{\eta_1} m_1 \ddot{x}_1 = F - \frac{K_1}{\eta_1} F_1$$

由于

$$\dot{x}_1 = K_1 \dot{x}$$

因此

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 &= K_1 \ddot{x} + \frac{dK_1}{dt} \dot{x} \\ &= K_1 \ddot{x} + \frac{dK_1}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} \dot{x} \\ &= K_1 \ddot{x} + \frac{dK_1}{dx} \dot{x}^2 \end{aligned}$$

即工作构件加速度是由基础构件加速度和基础构件对工作构件的速度比的变化所起的。亦即

$$\left(m + \frac{K_1^2}{\eta_1} m_1\right) \ddot{x} + \frac{K_1}{\eta_1} m_1 \frac{dK_1}{dx} \dot{x}^2 = F - \frac{K_1}{\eta_1} F_1 \quad (4.7)$$



简写为

$$m'\ddot{x} = F' \quad (4.8)$$

这就是考虑了工作构件影响的基础构件的运动微分方程,即自动机运动微分方程。

式中 $\frac{K_1^2}{\eta_1} m_1$ —— 工作构件转换到基础构件上的相当质量;

$\frac{K_1^2}{\eta_1}$ —— 工作构件转换到基础构件上的质量换算系数;

$\frac{K_1}{\eta_1} F_1$ —— 工作构件转换到基础构件上的相当阻力;

$\frac{K_1}{\eta_1}$ —— 工作构件转换到基础构件上的力换算系数;

$\frac{K_1^2}{\eta_1} m_1 \frac{dK_1}{dx} \dot{x}^2$ —— 由于传速比变化引起的附加惯性阻力;

$m' = m + \frac{K_1^2}{\eta_1} m_1$ —— 基础构件的相当质量;

$F' = F - \frac{K_1}{\eta_1} F - \frac{K_1}{\eta_1} m_1 \frac{dK_1}{dx} \dot{x}^2$ —— 作用在基础构件上的相当力;

$T = \frac{K_1}{\eta_1} F + \frac{K_1^2}{\eta_1} m_1 \dot{x} + \frac{K_1}{\eta_1} m_1 \frac{dK_1}{dx} \dot{x}^2$ —— 由于自动机的基础构件要带动工作构件的工作,

工作构件作用在基础构件上的附加阻力,简称自动机的附加阻力。

由于传速比 K_1 和传动效率 η_1 是随基础构件的位移而变化的,尽管基础构件本身质量在运动过程中是不变的,但是考虑了工作构件影响之后的基础构件运动微分方程中的基础构件的相当质量是随基础构件的位移而变化的(相当于变质量微分方程),并且作用在基础构件上的相当力也是变化的,即考虑了工作构件影响的基础构件运动微分方程,也就是自动机运动微分方程(4.8)是一个变系数微分方程。

上面导出的自动机运动微分方程是最简单的工作构件的运动为绝对平动的情况,对于工作构件为定轴转动情况,如图 4.18 所示,假设作用于基础构件 0 上的给定力的合力在其速度方向的分量为 F ,作用于工作构件 1 上的给定力矩的合力矩在其角速度反方向的分量为 F_1 ,基础构件的质量、位移、速度及加速度分别为 m, x, \dot{x}, \ddot{x} ,工作构件对转轴的转动惯量、角位移、角速度及角加速度分别为 $J_1, x_1, \dot{x}_1, \ddot{x}_1$ 。根据动静法,分别假想地加上构件的惯性力(矩),则机构处于平衡状态,如图 4.19 所示。

作用在基础构件上的有效推力为

$$R' = F - m\ddot{x}$$

作用在工作构件上的有效阻力矩为

$$R'_1 = F_1 + J_1 \ddot{x}_1$$



根据推广了的虚位移原理(4.6),有

$$R' = \frac{K_1}{\eta_1} R'_1$$

得

$$\left(m + \frac{K_1^2}{\eta_1} J_1\right) \ddot{x} + \frac{K_1}{\eta_1} J_1 \frac{dK_1}{dx} \dot{x}^2 = F - \frac{K_1}{\eta_1} F_1 \quad (4.9)$$

简写为

$$m' \ddot{x} = F'$$

这就是考虑了工作构件影响的基础构件的运动微分方程,即自动机运动微分方程。

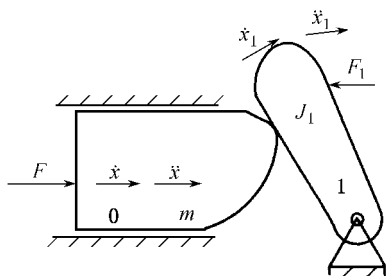


图 4.18 定轴转动机构

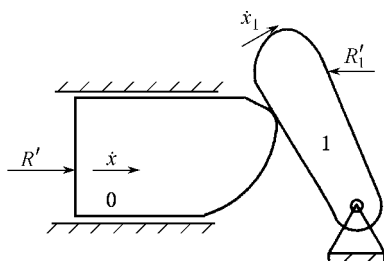


图 4.19 力系简化图

由此可以看出,对于工作构件为定轴转动情况,将传速比定义为工作构件的角速度与基础构件的速度之比(此时,速比是带量纲的),作用在工作构件上的给定力用力矩表示,工作构件的质量用转动惯量表示,则可得与式(4.7)相类似的方程。如果把 m_1 看做广义质量(包括转动惯量), x_1 、 \dot{x}_1 、 \ddot{x}_1 看做广义位移(包括角位移)、广义速度(包括角速度)及广义加速度(包括角加速度), F_1 看做广义力(包括力矩), K_1 看做是广义传速比,则方程(4.9)与方程(4.7)有相同的形式,即方程(4.7)也适用于工作构件为定轴转动情况。因此,可以认为方程(4.7)是一种普遍方程。

当基础构件同时带动多个工作构件(包括平动和定轴转动情况)工作时,有两种传动形式,其一是串联,如 23-1 自动机,炮身(基础构件)带动加速臂,加速臂又带动炮闩等;其二是并联,如炮身带动加速机构工作的同时,又带动供弹机构工作,无论何种传动形式,只要机构只有一个自由度,就可以按前面所述的方法导出基础构件带动多个工作构件的自动机运动微分方程。

设自动机由基础构件 0 及 n 个工作构件组成,根据动静法,对基础构件可写出有效推力

$$R' = F - m\ddot{x}$$

对工作构件可写出有效阻力(广义有效阻力)



$$R'_i = F_i - m_i \ddot{x}_i \quad (i = 1, 2, \dots, n)$$

式中 F ——作用于基础构件上的给定力的合力在其速度方向的分量；

F_i ——作用于工作构件 i 上的给定力(矩)的合力(矩)在其速度方向的分量,是广义力；

m ——基础构件质量；

m_i ——工作构件 i 的质量(转动惯量),是广义质量；

x, \dot{x}, \ddot{x} ——基础构件的位移、速度、加速度；

$x_i, \dot{x}_i, \ddot{x}_i$ ——工作构件 i 的(角)位移、(角)速度、(角)加速度,它们都是广义的。

引入传速比 $K_i (i=1, 2, \dots, n)$ 和传动效率 $\eta_i (i=1, 2, \dots, n)$, 根据虚功原理可以写出

$$R' = \sum_{i=1}^n R'_i \frac{K_i}{\eta_i} \quad (4.10)$$

可以认为方程(4.10)是一种单自由度自动机运动微分方程的普遍形式。

将有效力的表达式代入,整理后得

$$\left(m + \sum_{i=1}^n \frac{K_i^2}{\eta_i} m_i\right) \ddot{x} + \sum_{i=1}^n \frac{K_i}{\eta_i} m_i \frac{dK_i}{dx} \dot{x}^2 = F - \sum_{i=1}^n \frac{K_i}{\eta_i} F_i \quad (4.11)$$

或简写成

$$m' \ddot{x} = F'$$

这就是基础构件带动多个工作构件工作时,自动机运动微分方程。

式中 $\sum_{i=1}^n \frac{K_i^2}{\eta_i} m_i$ ——工作构件转换到基础构件上的相当质量；

$\sum_{i=1}^n \frac{K_i}{\eta_i} F_i$ ——工作构件转换到基础构件上的相当阻力；

$\sum_{i=1}^n \frac{K_i}{\eta_i} m_i \frac{dK_i}{dx} \dot{x}^2$ ——由于传速比变化引起的附加惯性阻力；

$m' = m + \sum_{i=1}^n \frac{K_i^2}{\eta_i} m_i$ ——基础构件的相当质量；

$F' = F - \sum_{i=1}^n \frac{K_i}{\eta_i} F_i - \sum_{i=1}^n \frac{K_i}{\eta_i} m_i \frac{dK_i}{dx} \dot{x}^2$ ——作用在基础构件上的相当力；

$T = \sum_{i=1}^n \frac{K_i^2}{\eta_i} m_i \ddot{x} + \sum_{i=1}^n \frac{K_i}{\eta_i} m_i \frac{dK_i}{dx} \dot{x}^2 + \sum_{i=1}^n \frac{K_i^2}{\eta_i} F_i$ ——自动机的附加阻力。

应该注意的是,当基础构件同时带动多个工作构件(包括平动和定轴转动情况)工作时,所引入的传速比 $K_i (i=1, 2, \dots, n)$ 和传动效率 $\eta_i (i=1, 2, \dots, n)$ 是从基础构件 0 传动到第 $i (i=1, 2, \dots, n)$ 个工作构件的传速比和传动效率,传动关系包括从基础构件 0 传动到第 i 个工作构件之间的实际包含的所有有传动关系的工作构件,而不包含其他没有传动关系的工作构件。

在火炮自动机中,还有一种较为典型的机构,即平面运动机构,在这种机构中,基础构件一



一般为平动,而工作构件在随基础构件一起平动的同时,还相对基础构件作定轴转动,如图 4.20 所示。

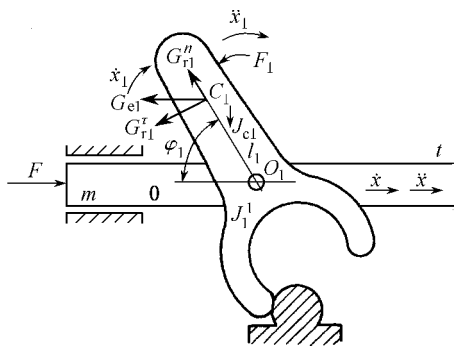


图 4.20 平面运动机构

基础构件 0 在给定力 F (给定力的合力矩在其速度方向的分量) 的推动下,沿 x 方向运动,并带动作用有给定力矩(阻力矩) F_1 (给定力的合力在其角速度反方向的分量) 的工作构件 1 作平面运动,工作构件 1 的转轴在基础构件 0 上。假设基础构件 0 的质量、位移、速度及加速度分别为 m, x, \dot{x}, \ddot{x} , 工作构件 1 的质量为 m_1 , 工作构件 1 的角位移、角速度及角加速度分别为 $x_1, \dot{x}_1, \ddot{x}_1$, 工作构件 1 的质心 C_1 至转轴 O_1 的距离为 l_1, l_1 与 x 方向的夹角为 φ_1 , 工作构件 1 对其质心 C_1 的转动惯量为 J_{c1} , 工作构件 1 对其转轴 O_1 的转

动惯量为 J_1 。根据动静法,分别假想地加上构件的惯性力,并将作用在构件 1 上惯性力向转轴 O_1 简化,得作用于转轴 O_1 的惯性力系主矢

$$\mathbf{G}_1 = \mathbf{G}_{el} + \mathbf{G}_{rl} + \mathbf{G}_{rn}$$

及惯性力系主矩

$$M_1 = G_{el} l_1 \sin \varphi_1 + J_1 \ddot{x}_1$$

式中 $G_{el} = m_1 \ddot{x}$ ——由基础构件 0 运动引起的工作构件 1 的牵连惯性力;

$G_{rl} = m_1 l_1 \ddot{x}_1$ ——由工作构件 1 的质心 C_1 偏离其转轴 O_1 引起的工作构件 1 相对基础构件 0 的切向惯性力;

$G_{rn} = m_1 l_1 \dot{x}_1^2$ ——由工作构件 1 的质心 C_1 偏离其转轴 O_1 引起的工作构件 1 相对基础构件 0 的法向惯性力。

将惯性力系主矢向 x 方向及其垂直方向投影,得

$$G_1^x = G_{el} + G_{rl}^n \cos \varphi_1 + G_{rl}^t \sin \varphi_1$$

$$G_1^y = G_{rl}^n \sin \varphi_1 - G_{rl}^t \cos \varphi_1$$

将作用在构件上的给定力分量与惯性力合并为有效力,则有效推力

$$\begin{aligned} R' &= F - m\ddot{x} - G_1^x - fG_1^y \\ &= F - (m + m_1)\ddot{x} - m_1(\alpha_1 \dot{x}_1 + \beta_1 \dot{x}_1^2) \end{aligned}$$

式中

$$\alpha_1 = l_1(\sin \varphi_1 - f \cos \varphi_1)$$

$$\beta_1 = l_1(\cos \varphi_1 + f \sin \varphi_1)$$

不计转轴 O_1 处的摩擦阻力矩,则有效阻力矩为

$$R' = F_1 + M_1$$



$$= F_1 + J_1 \ddot{x}_1 + \lambda_1 m_1 \ddot{x}$$

式中 $\lambda_1 = l_1 \sin \varphi_1$ 。

力系简化如图 4.21 所示。

根据推广了的虚位移原理(4.6),有

$$R' = \frac{K_1}{\eta_1} R'_1$$

将有效推力 R' 和有效阻力矩 R'_1 的表达式代入,整理后得

$$\begin{aligned} & \left(m + m_1 + \frac{K_1^2}{\eta_1} J_1 + \lambda_1 \frac{K_1}{\eta_1} m_1 + \alpha_1 K_1 m_1 \right) \ddot{x} + \\ & \left(\frac{K_1}{\eta_1} J_1 \frac{dK_1}{dx} + \alpha_1 m_1 \frac{dK_1}{dx} + \beta_1 K_1^2 m_1 \right) \dot{x}^2 = F - \frac{K_1}{\eta_1} F_1 \end{aligned} \quad (4.12)$$

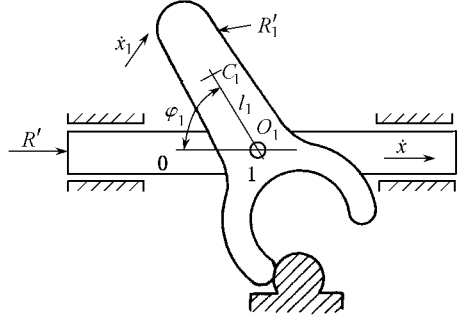


图 4.21 力系简化图

简写为

$$m' \ddot{x} = F'$$

式中 $m' = m + m_1 + \frac{K_1^2}{\eta_1} J_1 + \lambda_1 \frac{K_1}{\eta_1} m_1 + \alpha_1 K_1 m_1$ ——基础构件的相当质量;

$F' = F - \frac{K_1}{\eta_1} F - \left(\frac{K_1}{\eta_1} J_1 \frac{dK_1}{dx} + \alpha_1 m_1 \frac{dK_1}{dx} + \beta_1 K_1^2 m_1 \right) \dot{x}^2$ ——作用在基础构件上的相当力。

这就是考虑了工作构件影响的基础构件的运动微分方程,即自动机运动微分方程。

如果 $l_1 = 0$,即工作构件 1 的质心与转轴重合,则 $\alpha_1 = 0$ 、 $\beta_1 = 0$ 、 $\lambda_1 = 0$,式(4.12)简化为

$$\left(m + m_1 + \frac{K_1^2}{\eta_1} J_1 \right) \ddot{x} + \frac{K_1}{\eta_1} m_1 \frac{dK_1}{dx} \dot{x}^2 = F - \frac{K_1}{\eta_1} F_1 \quad (4.13)$$

式(4.13)与工作构件为定轴转动时的运动微分方程相比较,除基础构件的相当质量中增加了工作构件的质量 m_1 之外,其余各项内容都相同。一般实际问题中,工作构件 1 的质心与转轴近似重合,即 l_1 很小,为了简便起见,通常取 $l_1 = 0$,而将工作构件的质量 m_1 直接增加在基础构件的质量 m 中,这样一来,平面运动构件就可以作为定轴转动构件处理。

综合以上几个方面,可以导出含平面运动构件的单自由度多工作构件的自动机动力学普遍微分方程。

设自动机由基础构件 0 及 n 个工作构件组成,在 n 个工作构件中,工作构件 $1 \sim n_1$ 为平动构件,工作构件 $n_1 + 1 \sim n_2$ 为定轴转动构件,工作构件 $n_2 + 1 \sim n$ 为转轴在基础构件上的平面运动构件。

通过引入传速比 $K_i (i=1, 2, \dots, n)$ 和传动效率 $\eta_i (i=1, 2, \dots, n)$,根据单自由度自动机运动微分方程的普遍形式(4.10)

$$R' = \sum_{i=1}^n R'_i \frac{K_i}{\eta_i}$$



有

$$\left[m + \sum_{i=1}^{n_1} \frac{K_i^2}{\eta_i} m_i + \sum_{i=n_1+1}^n \frac{K_i^2}{\eta_i} J_i + \sum_{i=n_2+1}^n \left(1 + \alpha_i K_i + \lambda_i \frac{K_i}{\eta_i} \right) m_i \right] \ddot{x} + \left[\sum_{i=1}^{n_1} \frac{K_i}{\eta_i} m_i \frac{dK_i}{dx} + \sum_{i=n_1+1}^n \frac{K_i}{\eta_i} J_i \frac{dK_i}{dx} + \sum_{i=n_2+1}^n \left(\alpha_i \frac{dK_i}{dx} + \beta_i K_i^2 \right) m_i \right] \dot{x}^2 = F - \sum_{i=1}^n \frac{K_i}{\eta_i} F_i \quad (4.14)$$

式中

$$\alpha_i = l_i (\sin \varphi_i - f \cos \varphi_i) \quad (i = n_2 + 1, \dots, n)$$

$$\beta_i = l_i (\cos \varphi_i + f \sin \varphi_i) \quad (i = n_2 + 1, \dots, n)$$

$$\lambda_i = l_i \sin \varphi_i \quad (i = n_2 + 1, \dots, n)$$

或简写成

$$m' \ddot{x} = F'$$

式中 $m' = m + \sum_{i=1}^{n_1} \frac{K_i^2}{\eta_i} m_i + \sum_{i=n_1+1}^n \frac{K_i^2}{\eta_i} J_i + \sum_{i=n_2+1}^n \left(1 + \alpha_i K_i + \lambda_i \frac{K_i}{\eta_i} \right) m_i$ —— 基础构件的相当质量；

$$F' = F - \left[\sum_{i=1}^{n_1} \frac{K_i}{\eta_i} m_i \frac{dK_i}{dx} + \sum_{i=n_1+1}^n \frac{K_i}{\eta_i} J_i \frac{dK_i}{dx} + \sum_{i=n_2+1}^n \left(\alpha_i \frac{dK_i}{dx} + \beta_i K_i^2 \right) m_i \right] \dot{x}^2 - \sum_{i=1}^n \frac{K_i^2}{\eta_i} F_i$$

—— 作用在基础构件上的相当力。

这就是基础构件带动多个工作构件工作时,自动机运动微分方程。

如果 $l_i = 0 (i = n_2 + 1, \dots, n)$, 即工作构件 $i (i = n_2 + 1, \dots, n)$ 的质心都与转轴重合, 则 $\alpha_i = 0, \beta_i = 0, \lambda_i = 0 (i = n_2 + 1, \dots, n)$, 式(4.14)简化为

$$\left(m + \sum_{i=1}^{n_1} \frac{K_i^2}{\eta_i} m_i + \sum_{i=n_1+1}^n \frac{K_i^2}{\eta_i} J_i + \sum_{i=n_2+1}^n m_i \right) \ddot{x} + \left(\sum_{i=1}^{n_1} \frac{K_i}{\eta_i} m_i \frac{dK_i}{dx} + \sum_{i=n_1+1}^n \frac{K_i}{\eta_i} J_i \frac{dK_i}{dx} \right) \dot{x}^2 = F - \sum_{i=1}^n \frac{K_i}{\eta_i} F_i \quad (4.15)$$

如果将平面运动构件的质量 $m_i (i = n_2 + 1, \dots, n)$ 直接增加在基础构件的质量 m 中, 则平面运动构件就可以作为定轴转动构件处理; 把 $m_i (i = 1, \dots, n)$ 看做是广义质量(包括转动惯量), $x_i, \dot{x}_i, \ddot{x}_i (i = 1, \dots, n)$ 看做广义位移(包括角位移)、广义速度(包括角速度)及广义加速度(包括角加速度), $F_i (i = 1, \dots, n)$ 看做广义力(包括力矩), $K_i (i = 1, \dots, n)$ 看做是广义传速比, 则式(4.15)可以进一步简化成

$$\left(m_0 + \sum_{i=1}^n \frac{K_i^2}{\eta_i} m_i \right) \ddot{x} + \sum_{i=1}^n \frac{K_i}{\eta_i} m_i \frac{dK_i}{dx} \dot{x}^2 = F - \sum_{i=1}^n \frac{K_i}{\eta_i} F_i \quad (4.16)$$



为了减小作用于炮架上的力,通常为自动机设置缓冲装置,即自动机的炮箱将沿炮架上的导轨作平移缓冲运动,而自动机的基础构件带动工作构件相对于炮箱运动。炮箱的缓冲运动与自动机的运动既是相互独立的两个运动,又是相互影响的。因此,在建立自动机系统的运动微分方程时,建立的是运动微分方程组,既考虑炮箱的缓冲运动对自动机运动影响的基础构件带动工作构件运动微分方程,又考虑自动机运动影响的炮箱的缓冲运动微分方程(或者考虑各自动机运动的全自动机运动微分方程),或称二自由度自动机运动微分方程。

建立二自由度自动机运动微分方程的方法与单自由度自动机运动微分方程相似。在建立考虑炮箱的缓冲运动对自动机运动影响的基础构件带动工作构件运动微分方程时,主要是将炮箱的缓冲运动引起的各构件的牵连惯性力作为外力加以考虑。在建立考虑各自动机运动的全自动机运动微分方程时,主要是将所有惯性力都作为外力加以考虑。得到的运动微分方程组可以写成矩阵的形式

$$M\ddot{\mathbf{X}} = \mathbf{F} \quad (4.17)$$

式中
$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} \\ m_{21} & m_{22} \end{bmatrix}$$

$$\ddot{\mathbf{X}} = \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\xi} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_{\xi} \end{bmatrix}$$

m_{11} ——基础构件的相当质量;

m_{12} ——炮箱运动引起的动力耦合项的相当质量;

m_{21} ——基础构件及工作构件相对炮箱运动引起的动力耦合项的相当质量;

m_{22} ——整个自动机的质量;

\ddot{x} ——基础构件的运动加速度;

$\ddot{\xi}$ ——炮箱的运动加速度;

F_x ——作用于基础构件的相当力;

F_{ξ} ——作用于炮箱的相当力。

4.2.3 传动效率

火炮自动机是一种非理想约束的机构,在其工作过程中,各构件间进行运动及能量传递时,存在着能量损耗,这主要表现为摩擦损耗。考虑摩擦损耗成为火炮自动机动力学区别于其他刚体动力学的一个重要特征。在火炮自动机动力学中,通过引入传动效率来考虑摩擦的影响,使得火炮自动机动力学研究可以不必涉及具体结构就可以用规范的方法得出规范形式的火炮自动机运动微分方程,而将研究具体结构归结为结构参数(传动比 K 及传动效率 η 等)的



确定,由具体机构的结构参数来确定具体机构的运动规律,这样就可以把对具体的较复杂的自动机动力学问题,分解成几个较为简单的问题来解决。

建立火炮自动机运动微分方程的方法多种多样。理论上,理论力学、机械原理、刚体动力学、系统动力学等其他学科的基本理论和方法虽然都可用来建立火炮自动机运动微分方程,例如牛顿力学的矢量法、动静法、虚功原理、拉格朗日方程、多刚体动力学方法、系统动力学方法等等,但是,每种方法都有其本身的特点,应用何种方法应根据具体结构特点、方法的难易程度、前期处理及后续工作量的大小来确定,无论应用什么方法,所建立的火炮自动机运动微分方程都应客观反映火炮自动机本身的运动规律。

对于具体的自动机,建立了自动机运动微分方程(规范化的方法和规范化的自动机运动微分方程)之后,关键问题是确定机构的结构参数(传速比 K 和传动效率 η)。总的来说,传动效率是考虑构件间摩擦损耗对机构运动的影响。到底传动效率的实质是什么?我们仍以简单凸轮机构为例来进行分析。

由传动效率的定义知

$$\eta_1 = \frac{R'_1 dx_1}{R' dx}$$

得

$$R' dx = \frac{1}{\eta_1} R'_1 dx_1$$

即

$$(F - m\ddot{x}) dx = \frac{1}{\eta_1} (F_1 + m_1 \ddot{x}_1) dx_1$$

亦

$$m\ddot{x} dx + m_1 \ddot{x}_1 dx_1 + \left(\frac{1}{\eta_1} - 1\right) m_1 \ddot{x} dx_1 = F dx - F_1 dx_1 - \left(\frac{1}{\eta_1} - 1\right) F_1 dx_1$$

记

$$\begin{aligned} dT &= m\ddot{x} dx + m_1 \ddot{x}_1 dx_1 \\ &= d\left(\frac{1}{2} m \dot{x}^2\right) + d\left(\frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2\right) \\ &= dT_0 + dT_1 \end{aligned}$$

$$dA = F dx - F_1 dx_1 = dA_0 - dA_1$$

$$dW = \left(\frac{1}{\eta_1} - 1\right) m_1 \ddot{x}_1 dx_1 + \left(\frac{1}{\eta_1} - 1\right) F_1 dx_1 = \left(\frac{1}{\eta_1} - 1\right) dT_1 + \left(\frac{1}{\eta_1} - 1\right) dA_1$$

式中 $dA_0 = F dx$ ——系统输入元功;

$dA_1 = F_1 dx_1$ ——系统输出元功(有用功);

$dA = dA_0 - dA_1$ ——系统给定力(外力)元功;



$dT_0 = d\left(\frac{1}{2}m\dot{x}^2\right)$ ——基础构件的动能增量；

$dT_1 = d\left(\frac{1}{2}m_1\dot{x}_1^2\right)$ ——工作构件的动能增量；

$dT = dT_0 + dT_1$ ——系统动能增量；

$\left(\frac{1}{\eta_1} - 1\right)dT_1$ ——工作构件惯性力的作用所产生的摩擦损耗，即基础构件为增加工作构件动能消耗于约束之间摩擦所必需的附加功；

$\left(\frac{1}{\eta_1} - 1\right)dA_1$ ——工作构件给定阻力的作用所产生的摩擦损耗，即基础构件为使工作构件做有用功而消耗于约束之间摩擦所必需的附加功；

$dW = \left(\frac{1}{\eta_1} - 1\right)dT_1 + \left(\frac{1}{\eta_1} - 1\right)dA_1$ ——系统摩擦损耗功。

对于系统而言，则有

$$dA = dT + dW \quad (4.18)$$

该式表明：系统给定力系所做元功 dA 等于系统动能增量 dT 与系统损耗元功 dW 之和（能量守恒）。

由上述分析可知，传动效率的引入，实质上是考虑了在构件的传动过程中消耗于约束摩擦的摩擦损耗。在机械原理中，效率定义为有效阻力功与输入功之比，并且一般指的是稳态过程，可以理解为“平均效率”；而在火炮自动机动力学中所引入的效率，是“瞬态”过程中的传动效率，可理解为“瞬态效率”，它是包括构件运动的惯性力在内的输出功与输入功之比，具有更广泛的应用意义。

根据火炮自动机运动微分方程，我们还可以看出能量的传递关系。基础构件上的给定力（运动方向分量）所做的功（相当于输入功）在自动机传动过程中分配为四个部分，即：克服基础构件本身的惯性力做功 $m\ddot{x}dx$ ，而转化为基础构件本身的动能增量 $m\ddot{x}dx = d\left(\frac{1}{2}m\dot{x}^2\right) = dT_0$ ；通过基础构件与工作构件之间的机构约束传递到工作构件，克服工作构件的惯性力做功 $m_1\ddot{x}_1dx_1$ ，并转化为工作构件的动能增量 $m_1\ddot{x}_1dx_1 = d\left(\frac{1}{2}m_1\dot{x}_1^2\right) = dT_1$ ；传递到工作构件，克服工作构件上有效阻力（运动方向分量）做功（相当于有效输出功） F_1dx_1 ；损耗于约束之间摩擦的功为 $\left(\frac{1}{\eta} - 1\right)dT_1 + \left(\frac{1}{\eta} - 1\right)F_1dx_1$ 。

建立火炮自动机运动微分方程的目的是为了描述火炮自动机各构件的运动规律，这还需要通过求解运动微分方程来实现。上面我们所建立的火炮自动机运动微分方程，是考虑了工作构件影响的基础构件运动微分方程，工作构件对基础构件的影响在运动微分方程中表现为相关的结构参数，如传速比和传动效率等，这些结构参数只取决于火炮自动机在各时刻的位



形,而整个自动机系统的位形由基础构件的位形惟一确定,因此,结构参数仅为基础构件的位移的函数,在求解运动微方程之前就可以确定。在这些结构参数中,传动比和传动效率是两个重要的结构参数,传动比的确定方法前面已经介绍,下面介绍传动效率的确定方法。

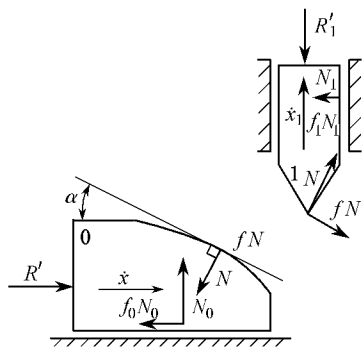


图 4.22 简单凸轮机构受力分析

以简单凸轮机构为例,应用动静法,加上惯性力之后,系统处于平衡状态。加上约束反力而去掉约束,应用隔离体法进行受力分析。作用在基础构件上有有效推力 R' 及约束反力,作用在工作构件上有效阻力 R'_1 及约束反力。基础构件 0 带动工作构件 1 是依靠它们之间的机构约束来实现的,其间的约束反力(法向约束反力)为 N ,由于约束非理想,从而产生摩擦力(切向约束反力),假定摩擦力为库仑摩擦力,与法向约束力成正比,比例系数(摩擦系数)为 f ,即切向约束反力为 fN ,由于 N 、 fN 的存在,将引起导轨处产生法向约束反力 N_0 和 N_1 ,又由于约束非理想,从而产生切向约束反力(摩擦力) $f_0 N_0$ 和 $f_1 N_1$,如图 4.22 所示。

传动效率是用来考虑传动过程中由于约束非理想由约束反力 N 所引起的摩擦损耗(即切向约束反力 fN 、 $f_0 N_0$ 和 $f_1 N_1$ 所引起的能量损耗),但不是全部的摩擦损耗,由外力引起的导轨的反力所产生的摩擦力属于外力,只在外合力中考虑,不在传动效率中考虑。

根据传动效率的概念,由基础构件 0 传动到工作构件 1 的传动效率为

$$\eta_1 = \frac{R'_1 dx_1}{R' dx} = \frac{R'_1}{R'} K_1$$

由简单凸轮机构的受力隔离体(如图 4.22 所示),以各构件为示力对象列出力平衡方程,对工作构件 1,有

$$\begin{aligned} N_1 &= N(\sin\alpha + f\cos\alpha) \\ R'_1 &= N(\cos\alpha - f\sin\alpha) - f_1 N_1 \\ &= N[\cos\alpha - (f + f_1)\sin\alpha - ff_1\cos\alpha] \end{aligned}$$

对基础构件 0,有

$$\begin{aligned} N_0 &= N(\cos\alpha - f\sin\alpha) \\ R' &= N(\sin\alpha + f\cos\alpha) + f_0 N_0 \\ &= N[\sin\alpha + (f + f_0)\cos\alpha - ff_0\sin\alpha] \\ \eta_1 &= \frac{R'_1}{R'} K_1 = \frac{\cos\alpha - (f + f_1)\sin\alpha - ff_1\cos\alpha}{\sin\alpha + (f + f_0)\cos\alpha - ff_0\sin\alpha} K_1 \end{aligned} \quad (4.19)$$

由前面推导知,简单凸轮机构传动比 $K_1 = \tan\alpha$,则

$$\eta_1 = \frac{1 - (f + f_1)\tan\alpha - ff_1}{1 + (f + f_0)\cot\alpha - ff_0} \quad (4.20)$$



实际上,当不考虑摩擦时,即可令所有摩擦系数等于 0,则 $\eta_1 = 1$,由式(4.6)知

$$K_1 = \left(\frac{R'}{R'_1} \right) \Big|_{f=0} \quad (4.21)$$

也就是说,通过力分析可以直接确定传速比,而不必专门进行分析计算(特殊情况除外)。

从自动机运动微分方程中我们还可以看出,传动效率并不单独存在,总是与传速比配对出现,因此,在实际计算中,往往不单独计算传动效率,而只是将传速比与传动效率之比(称之为力换算系数)作为一个复合结构参数计算,即

$$\frac{K_1}{\eta_1} = \frac{R'}{R'_1} \quad (4.22)$$

而质量换算系数为

$$\frac{K_1^2}{\eta_1} = \frac{R'}{R'_1} \left(\frac{R'}{R'_1} \right)_{f=0} \quad (4.23)$$

不管机构多么复杂,仿照上面的方法,从受力分析入手,在约束处用法向约束力及摩擦力代替约束,经过代换,最终导出有效推力与有效阻力之间的关系,即求出机构力换算系数的表达式,然后令其中所有摩擦系数为 0,可得到机构传速比的表达式,继而可求得构件质量换算系数的表达式。由此可见,力换算系数的求解方法是最基本又最重要的方法,必须牢牢掌握。

在利用式(4.22)求力换算系数时,根据前面的定义知, R' 和 R'_1 中含惯性力,是未知的,似乎这种方法是行不通的。其实,我们利用式(4.22)只是一种手段,并不要求计算 R' 和 R'_1 的实际值,而只是求得 R' 和 R'_1 的比例关系,这个比值(力换算系数)只是机构位置的函数,与运动无关,机构位置给定则该比值是惟一确定的。

对于基础构件带动多个工作构件运动的情况,可以采用同样方法,先在系统所有构件上加上有效力,然后进行受力分析,解出各有效力之间的关系,由

$$R' = \sum_{i=1}^n \frac{K_i}{\eta_i} R'_i$$

可以同时给出各构件对应的力换算系数 $\frac{K_i}{\eta_i}$ 的表达式。

也可以只在基础构件和所关心的某个构件上加上有效推力 R' 和有效阻力 R'_j ,而其他构件上没有有效阻力作用,其他构件只是起传递力的作用,对系统进行受力分析,同样可以得出相应构件对应的力换算系数。

自动机工作过程中,在一般情况下,都是基础构件通过与工作构件之间的约束将能量传递给工作构件,从而带动工作构件运动,所以基础构件也是主动构件,工作构件是从动构件,这种传动形式称为正传动,但是,在运动的某一特定阶段,在特定条件下,基础构件可能会变为从动构件,而工作构件变为主动构件,工作构件反过来带动基础构件,这种传动形式称为逆传动。在逆传动中,各构件的运动方向虽然与正传动时相同,但是工作构件却把原来从基础构件上获取的能量反传给基础构件。由正传动转为逆传动称为传动换向。



在正常传动过程中,由于基础构件与工作构件之间的约束存在,一方面工作构件阻碍着基础构件的运动,另一方面基础构件推动工作构件运动,两构件间的运动存在速度关系(传速比)

$$\dot{x}_1 = K_1 \dot{x}$$

当在运动过程中,由于某种原因,传速比 K_1 或基础构件速度 \dot{x} 突然减小时,在此时刻 t_0 的前后,工作构件的运动可能出现两种情况。其一,当两构件间的约束为单面约束时,工作构件将会因惯性而以 $\dot{x}_1(t_0)$ (突变前工作构件速度) 惯性脱离;其二,当两构件间约束为双面约束时,工作构件因惯性脱离的趋势受到基础构件的限制,约束面换向,形成逆传动。由此可知,双面约束是出现传动转向,形成逆传动的必要条件。当出现传动转向,形成逆传动时,传动约束的约束面换向,即约束反力换向,因此,传动构件间约束反力换向是出现传动换向,形成逆传动的充分条件。由于运动是连续的,约束反力的变化也是连续的,约束反力换向必然要经过零点,所以当 $N=0$ 时,传动构件互不作用,这就是传动换向的时间。

在 $N=0$ 的瞬时,基础构件与工作构件互不影响,它们有各自的运动微分方程

$$m\ddot{x} = F \quad (4.24)$$

$$m_1\ddot{x}_1 = -F_1 \quad (4.25)$$

或

$$m_1(K_1\ddot{x} + \frac{dK_1}{dx}\dot{x}^2) = -F_1 \quad (4.26)$$

上述称为机构传动换向时机判别式。

要精确地确定传动换向时机(在单面约束情况下,就是工作构件脱离基础构件,二者开始互不作用的时机),须知构件运动加速度和给定力的合力,但是,在运动分析之前,这些通常是未知的,因此,很难预先确定传动换向时机。确定传动换向时机,通常是在求解基础构件运动微分方程的过程中,用求得的构件加速度和给定力代入判别式中逐步探求。不过,在两种特殊情况下,在运动分析之前,可以预先确定传动换向时机。其一是当传速比 K_1 为常数时,因为此时

$$\ddot{x}_1 = K_1 \ddot{x}$$

由式(4.24)和式(4.25)得

$$-\frac{F_1}{F} = \frac{m_1}{m}K_1$$

因此,满足该式的瞬时,就是传动换向时机。由上式看出,此时作用在两构件上的给定力在运动方向上的合力必须同为推力或同为阻力。其二,当传速比 $K_1 = K_1(x)$ 出现最大值的情况,尤其是 $K_1(x)$ 在出现最大值之后突然减少,或 $\frac{dK_1}{dx} < 0$ 并且 $\left| \frac{dK_1}{dx} \right|$ 较大的时候,在 K_1 出现最大值处可能产生传动换向。在 $K_1(x)$ 达到其最大值之前,工作构件的速度继续增加,即动能连续增加;当 $K_1(x)$ 达到其最大值之后,则其速度和动能均骤然下降,亦即工作构件要输出能量,在双面约束时,将改变约束工作面,改变传动约束反力的方向,此时工作构件的能量将通过



约束反传给基础构件。因此,作为粗略估计,可以近似地取 $K_1(x)$ 达到其最大值时作为传动换向时机。

在单面约束时,判别出工作构件脱离时机之后,从该时刻起,该工作构件将脱离系统,不参与运动。在双面约束时,判别出传动换向时机之后,将如何在自动机运动微分方程中考虑逆传动带来的影响呢?

以简单凸轮机构为例,逆传动时,工作构件 1 带动基础构件 0。工作构件 1 到基础构件 0 的传速比 K'_1 为

$$K'_1 = \frac{\dot{x}}{\dot{x}_1} = \frac{1}{\frac{\dot{x}_1}{\dot{x}}} = \frac{1}{K_1}$$

即工作构件 1 到基础构件 0 的传速比等于基础构件 0 到工作构件 1 的传速比的倒数。此时,作用于主动构件(此时为工作构件 1)上的有效推力为 R''_1 ,而作用于从动构件(此时为基础构件 0)上的有效阻力为 R'' 。根据传动效率的定义,逆传动时的传动效率 η'_1 (由工作构件 1 传动到基础构件 0 的传动效率)为

$$\eta'_1 = \frac{R''_1 dx}{R''_1 dx_1} = \frac{R''_1}{R''} K'_1$$

逆传动力换算系数 $\frac{K'_1}{\eta'_1}$ 为

$$\frac{K'_1}{\eta'_1} = \frac{R''_1}{R''}$$

由于传动换向,有效力和法向约束反力也换向,但是运动速度和摩擦力未换向,而传动效率考虑的正是约束间摩擦力的损耗,因此,逆传动时的传动效率并不能简单地表示成正传动时的传动效率的倒数,而应由力系平衡方程,求出逆传动时的有效力之比以及传动效率及力换算系数。

在工作构件 1 的运动方向上加上有效力推力 R''_1 ,在基础构件 0 的运动反方向上加上有效阻力 R'' ,并去掉约束,用约束反力代替,得到工作构件及基础构件的受力隔离体,如图 4.23 所示。

对基础构件 0 有

$$N_0 = N(\cos\alpha + f\sin\alpha)$$

$$\begin{aligned} R'' &= N(\sin\alpha - f\cos\alpha) - f_0 N_0 \\ &= N[\sin\alpha - (f + f_0)\cos\alpha - ff_0\sin\alpha] \end{aligned}$$

对工作构件 1 有

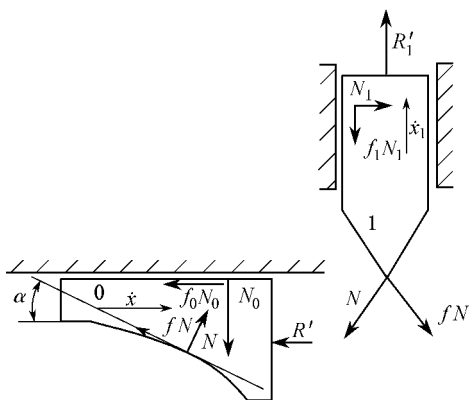


图 4.23 简单凸轮机构逆传动时受力分析



$$\begin{aligned}
 N_1 &= N(\sin\alpha - f\cos\alpha) \\
 R'' &= N(\cos\alpha + f\sin\alpha) + f_1 N_1 \\
 &= N[\cos\alpha + (f + f_1)\sin\alpha - ff_1\cos\alpha]
 \end{aligned}$$

逆传动时的力换算系数为

$$\frac{K'_1}{\eta'_1} = \frac{\cos\alpha + (f + f_1)\sin\alpha - ff_1\cos\alpha}{\sin\alpha - (f + f_0)\cos\alpha - ff_0\sin\alpha}$$

逆传速时的传递比为

$$K'_1 = \cot\alpha$$

逆传动时的传动效率为

$$\eta'_1 = \frac{1 - (f + f_0)\cot\alpha - ff_0}{1 + (f + f_1)\tan\alpha - ff_1}$$

以工作构件为主动构件,考虑到基础构件运动影响的自动机运动微分方程为

$$R''_1 = \frac{K'_1}{\eta'_1} R''$$

然而,为了运算方便和习惯,在出现逆传动之后,考虑到基础构件还可能仍带动其他构件工作,我们仍以基础构件运动诸元为依据,故应设法推导出出现逆传动后,基础构件的运动微分方程。由逆传动时工作构件的运动微分方程可得

$$\begin{aligned}
 R'' &= \frac{\eta'_1}{K'_1} R''_1 \\
 &= K_1 \eta'_1 R''_1
 \end{aligned}$$

记逆传动时的名义传动效率为

$$\eta''_1 = \frac{1}{\eta'_1}$$

则

$$R'' = \frac{K_1}{\eta''_1} R''_1$$

与正传动相比,逆传动时,基础构件运动微分方程有相同形式。在传动换向前后,构件运动方向不变,且其坐标方向也不改变,作用在构件上的给定力的合力也不改变,只是有效力的方向改变,因此,出现逆传动前后基础构件运动微分方程的差别仅为传动效率的含义有所不同。

逆传动时的名义传动效率为

$$\eta''_1 = \frac{1 + (f + f_1)\tan\alpha - ff_1}{1 - (f + f_0)\cot\alpha - ff_0} \quad (4.27)$$

由式(4.20)知,正传动时的传动效率为

$$\eta_1 = \frac{1 - (f + f_1)\tan\alpha - ff_1}{1 + (f + f_0)\cot\alpha - ff_0}$$



逆传动时的名义传动效率与正传动时传动效率相比,逆传动时的名义传动效率只是所有摩擦系数变为负值。这是由于在逆传动中,相对正传动而言,有效力及法向约束反力都换了向,而运动方向及相对运动方向不变,即摩擦力方向不变,这样,相对正传动而言,受力分析的对应平衡方程中,所有有效力及法向反力都冠以负号,而摩擦力不变,对平衡方程两侧同乘 -1 ,则与正传动相比,有效力及法向约束反力不变,仅摩擦力都冠以负号了(即相当于摩擦力换向)。因此,求逆传动时的名义传动效率,只需将正传动时的传动效率的表达式中所有摩擦系数冠以负号即可。

由于 $0 < \eta'_1 < 1$,因此 $\eta''_1 > 1$,它的实际含义是,出现逆传动之后,考虑了摩擦损耗之后,工作构件对基础构件有能量输入,或者说,正传动时工作构件从基础构件获得能量,逆传动时工作构件将从基础构件所获得的部分能量反输送给基础构件。

综上所述,双面约束是传动换向、出现逆传动的必要条件;传动构件间改变约束工作面,约束反力换向是传动换向、出现逆传动的充分条件。在判明出现逆传动后,可不改变基础构件的运动微分方程,并继续求解,但必须把正传动中相关力换算系数和质量换算系数表达式中所有有关摩擦系数以负值代入作为逆传动中的力换算系数和质量换算系数。对于单面约束机构,传动换向时机就是单面约束时工作构件脱离基础构件的时机。

4.2.4 机构间的撞击

当具体自动机结构确定之后,我们就可以确定自动机结构参数,也就是说可以确定基础构件的相当质量和相当力随时间(或基础构件位移)的变化规律。这些变化使基础构件在微小时间间隔内只产生微小动量变化,即基础构件处于渐变过程,自动机各机构的运动是连续的。但是,在射击过程中,自动机各机构和构件并不是同时工作的,而是依次工作的,不断有机构和构件加入或退出,在机构和构件加入或退出时,描述自动机运动规律的运动微分方程中的各项将发生突变;此外,由于运动构件突然受阻或构件间传速比突然改变,也会引起机构运动微分方程中各项的突变。从物理意义上说,在突变点上,位移是连续的,而速度可能连续也可能不连续。我们称这种机构在运动过程中因突然受阻或受到外界冲击,或传速比突变等,使机构运动速度发生跳跃式改变(急剧变化)的现象为撞击(碰撞)。

撞击是自动机件间能量急剧传递的现象。其作用时间极短(只有零点几毫秒甚至更短),在撞击过程中,撞击构件的加速度(瞬时加速度)和撞击构件间的作用力(撞击力)特大,但是,速度的变化却为有限值。

撞击的存在,使自动机运动微分方程中各项突变,大大增加了求解方程的困难,求解方程时,通常进行分段,将方程中各项突变点作为分界点,在分界点前后注意方程中各项的改变,计算出撞击对运动的影响,即计算出撞击后运动诸元,尤其是速度,以作为下段继续求解的初始条件。



撞击对自动机,及至对整个自动炮都存在一定影响。撞击引起自动机运动不平衡,影响射击精度;撞击力影响构件的强度,加剧构件表面磨损,影响机构工作可靠性及寿命。在自动机设计中,我们应尽量避免或减少撞击对自动机的不利影响。然而,我们合理地利用撞击,则可以改善武器系统的性能,例如 23-1 自动机,采用了撞击式前冲加速臂,利用复进快到位时具有较大剩余速度的炮身撞击加速臂,并使之作用于刚解脱发射卡锁的炮门,这样,一方面减轻了炮身复进位时对炮箱的撞击,另一方面给炮门一个较大的复进起始速度,提高了炮门复进速度及发射速度。

构件间的撞击过程大致可以分为变形阶段和恢复阶段。当相撞击的两个构件开始接触时,沿接触面公法线方向具有相对速度;由于这个速度,相撞构件因惯性相互挤压,从而引起构件相撞点周围发生变形,直到法向相对速度为零为止;由于此阶段主要是构件产生变形,因此称为变形阶段。此后,构件借助其弹性部分或全部地恢复原形,直到两构件脱离接触为止,这一阶段称为恢复阶段。此后,两构件按其脱离接触瞬时的各自速度继续运动。撞击过程中,不仅在两构件间进行能量传递,而且伴随有声、热、波等能量损耗;根据牛顿撞击定律,材料给定的两构件发生撞击时,不论撞击前后的运动速度如何,两构件撞击点法向方向撞击前后的相对速度的比值不变,称该比值为恢复系数。

自动机件间的撞击是一个复杂的过程,而我们研究撞击的主要目的是确定撞击对机构运动速度的影响,为此我们应用撞击理论的基本原理,对自动机做些特殊简化处理,通常采用如下两条基本假设:

刚性假设:假定构件间的撞击为刚体间的撞击,不计撞击瞬时的构件局部变形与恢复,认为构件整体是不变形的;

瞬时假设:假设撞击是瞬时完成的,撞击时构件的位移不变,只有速度发生突变,且作用在构件上的外力(平常力)比撞击力(构件间相互作用力)小得多,可以忽略不计,并且可以用冲量来度量撞击强度。

为了研究方便起见,把自动机件间的撞击分为三种类型:正撞击、斜撞击和多构件的撞击。

根据撞击理论,两构件撞击时,作用于两构件撞击接触面的撞击冲量方向为撞击接触面在撞击点处的正法向方向。若撞击前后构件的速度方向与撞击冲量方向一致,则这种撞击称为正撞击,若不一致则称为斜撞击。由多构件参与的撞击称为多构件撞击。

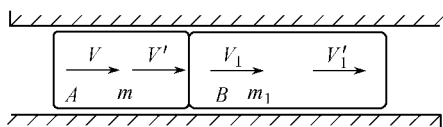


图 4.24 二构件正撞击

在自动机各机构运动中,很多构件是沿同一方向作直线运动。如图 4.24 所示,构件 A、B 发生正撞击,构件质量分别为 m 和 m_1 ,撞击前各有速度 V 和 V_1 ,撞击后各有速度 V' 和 V'_1 。撞击时,二构件间的压力(撞击力)是内力,略去非撞击力的外力,则可认为构件 A、B 的总动量在撞击前后不变。这样,就可运用动量守恒定理的表



达式,将撞击前后的动量表示为

$$mV + m_1V_1 = mV' + m_1V'_1 \quad (4.28)$$

实验证明,撞击后和撞击前,在冲量方向上二构件的相对速度之比是个常数,其大小主要取决于撞击构件的材料性质。其关系式可写为($V > V_1$ 时)

$$b = \frac{V'_1 - V'}{V - V_1} \quad (4.29)$$

式中,比值 b 为取决于撞击构件材料性质的系数,称为恢复系数(法向恢复系数)。恢复系数 b 之值由实验测定,在 0 到 1 的范围内变化。二绝对塑性构件撞击时恢复系数 $b=0$,撞击后变形完全不恢复,二构件不能分开,而有相同的速度,由机构的结构保证在撞击后二构件不分开的情况,可当作 $b=0$ 的情况来计算。二绝对弹性构件撞击时,恢复系数 $b=1$,撞击后变形完全恢复,在撞击前后的相对速度的绝对值相等,但符号相反,当两个构件通过弹性很大的中间构件(如质量小刚度小的弹簧)相撞击时,撞击构件的变形相对于中间弹性构件的变形来说可略去不计,在此情况下,可近似地按 $b=1$ 来计算。通常, $0 < b < 1$,对自动机的钢制零件间的撞击,可取 $b=0.30 \sim 0.55$ 。实际上,考虑到自动机零件间撞击的复杂性,恢复系数 b 一般作为实验符合系数来使用,为了方便起见,通常可取 $b=0.40$ 。

在二构件质量 m 和 m_1 及撞击前速度 V 和 V_1 已知时,二构件撞击后的速度 V' 和 V'_1 可由式(4.28)和式(4.29)解出,即

$$V' = V - \frac{m_1}{m + m_1}(1 + b)(V - V_1) \quad (4.30)$$

$$V'_1 = V_1 + \frac{m}{m + m_1}(1 + b)(V - V_1)$$

两个绝对塑性构件撞击时,恢复系数 $b=0$,二构件撞击后的速度 V' 和 V'_1 相同,且为

$$V' = V'_1 = \frac{mV + m_1V_1}{m + m_1} \quad (4.31)$$

两个绝对弹性构件撞击时,恢复系数 $b=1$,即

$$V'_1 - V' = V - V_1$$

两个构件撞击后的速度 V' 和 V'_1 为

$$V' = V - \frac{2m_1}{m + m_1}(V - V_1) \quad (4.32)$$

$$V'_1 = V_1 + \frac{2m}{m + m_1}(V - V_1)$$

除绝对弹性的撞击外,撞击构件在撞击过程中,恢复阶段的冲量总是小于变形阶段的冲量,即总是有部分变形没有恢复和部分机械能(动能)转化为热能、声能而散失了,所以,撞击总是伴随有动能的损耗。撞击损耗的动能 ΔE 应为撞击前后系统总动能之差,或撞击前后构件 A 的动能减少量与构件 B 的动能增量之差,即



$$\Delta E = \frac{1}{2}m(V^2 - V'^2) - \frac{1}{2}m_1(V_1'^2 - V_1^2) \quad (4.33)$$

按式(4.30),将二构件撞击后的速度 V' 和 V_1' 代入此式,整理后可得

$$\Delta E = \frac{1}{2} \cdot \frac{mm_1}{m+m_1}(1-b^2)(V-V_1)^2 \quad (4.34)$$

上述正撞击公式,可用来研究自动机各构件间的正撞击。但在运用时,应考虑构件撞击时的具体情况,选取适当的恢复系数,以求计算结果符合实际情况。

自动机中,绝大多数构件间的撞击都不是简单的正撞击,而是斜撞击。

我们仍以简单凸轮机构为例(见图 4.25),分析斜撞击后速度的确定方法。

撞击前,构件 0 和构件 1 分别在外力 F 和 F_1 的作用下,各以无关的速度 V 和 V_1 运动,撞击必要条件是 $V > \frac{V_1}{K_1}$,其中 K_1 为撞击瞬时

对应位置构件 0 对构件 1 的传速比。当 $V = \frac{V_1}{K_1}$ 时,为构件 0 带动构件 1 运动的正常传动状

态;当 $V < \frac{V_1}{K_1}$ 时,构件将惯性脱离或产生逆转

速;当 $V > \frac{V_1}{K_1}$ 时,构件 0 的速度大于构件 1 的

速度,并且构件 0 将赶上并撞击构件 1。

根据冲量和力的相似性,可以像建立自动机运动微分方程那样,建立自动机间斜撞击时的动量方程。在撞击过程中,经历的时间很短,可以对动量方程在撞击过程上积分。先对作用在撞击构件 0 上的有效力在撞击过程上积分,即

$$\begin{aligned} \int_0^{\tau} R' dt &= \int_0^{\tau} (F - m\ddot{x}) dt \\ &= \int_0^{\tau} F dt - \int_0^{\tau} m\ddot{x} dt \end{aligned}$$

由于撞击过程很短,给定外力 F 有限,上式中第一项为零,而

$$\begin{aligned} \int_0^{\tau} m\ddot{x} dt &= m \int_0^{\tau} \frac{dv}{dt} dt \\ &= m(V' - V) \end{aligned}$$

式中 V' ——撞击后构件 0 的速度。

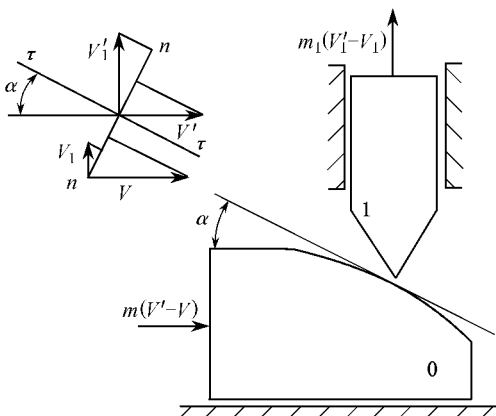


图 4.25 二构件斜撞击



即有

$$\int_0^{\tau} R' dt = m(V - V')$$

再对作用在被撞击构件 1 上的有效力在撞击过程上积分,即

$$\begin{aligned} \int_0^{\tau} R'_1 dt &= \int_0^{\tau} (F_1 + m_1 \ddot{x}_1) dt \\ &= \int_0^{\tau} F_1 dt + \int_0^{\tau} m_1 \ddot{x}_1 dt \end{aligned}$$

由于撞击过程很短,给定外力 F_1 有限,上式中第一项为零,同理有

$$\begin{aligned} \int_0^{\tau} m_1 \ddot{x}_1 dt &= m_1 \int_0^{\tau} \frac{dv_1}{dt} dt \\ &= m_1 (V'_1 - V_1) \end{aligned}$$

式中 V'_1 为撞击后构件 1 的速度。即有

$$\int_0^{\tau} R'_1 dt = m_1 (V'_1 - V_1)$$

对自动机运动微分方程(4.5)在撞击过程上积分,即

$$\int_0^{\tau} R' dt = \int_0^{\tau} \frac{K_1}{\eta_1} R'_1 dt$$

由于撞击过程很短,撞击位形不变,而 $\frac{K_1}{\eta_1}$ 仅取决于系统位形,因此,在撞击过程中($0 \sim \tau$), $\frac{K_1}{\eta_1}$ 不变(为正常传动时对应位置的 $\frac{K_1}{\eta_1}$)即

$$\int_0^{\tau} R' dt = \frac{K_1}{\eta_1} \int_0^{\tau} R'_1 dt$$

亦即

$$m(V - V') = \frac{K_1}{\eta_1} m_1 (V'_1 - V_1) \quad (4.35)$$

此式即为斜撞击时的相当动量方程。在正常传动时,我们将构件 1 的质量 m_1 通过质量换算系数 $\frac{K_1^2}{\eta_1}$ 转换到构件 0(相当质量为 $\frac{K_1^2}{\eta_1} m_1$),作用在构件 1 上的力 F_1 通过力换算系数 $\frac{K_1}{\eta_1}$ 换算到构件 0 上(相当力 $\frac{K_1}{\eta_1} F_1$)。同理,我们还可以定义速度换算系数,将构件 1 的速度换算到构件 0 的速度方向上,其实,传动比的倒数 $\frac{1}{K_1}$ 就是速度换算系数。这样相当动量方程(4.35)



可以改写成

$$m(V - V') = \frac{K_1^2}{\eta_1} m_1 \left(\frac{V'_1}{K_1} - \frac{V_1}{K_1} \right) \quad (4.36)$$

记

$$\begin{aligned} m_1^* &= \frac{K_1^2}{\eta_1} m_1 \\ V_1^* &= \frac{V_1}{K_1} \\ V'^*_1 &= \frac{V'_1}{K_1} \end{aligned}$$

则有

$$m(V - V') = m_1^* (V'^*_1 - V_1^*) \quad (4.37)$$

该式相当于正撞击时的动量方程,只不过其中被撞击构件 1 的质量为转换质量,速度为转换速度,即斜撞击可以看做是将被击构件转换到撞击构件运动方向上的正撞击。

有了动量方程,仍不能解决撞击后速度计算问题,还须补充一个方程,这就是恢复系数表达式。根据牛顿撞击定律,撞击前后,撞击点外法方向的相对速度之比为一常数(恢复系数),该常数仅取决于材料,而与运动无关。现在分析斜撞击前速度及恢复系数表达式。如图 4.25 所示简单机构及其所示速度关系可知,撞击前法向相对速度为 $V \sin \alpha - V_1 \cos \alpha$,撞击后法向相对速度为 $V'_1 \cos \alpha - V' \sin \alpha$,即恢复系数为

$$b = \frac{V'_1 \cos \alpha - V' \sin \alpha}{V \sin \alpha - V_1 \cos \alpha} \quad (4.38)$$

对于图 4.25 所示简单机构,其传动比为 $K_1 = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha}$,即

$$b = \frac{\frac{V'_1}{K_1} - V'}{V - \frac{V_1}{K_1}} \quad (4.39)$$

联解式(4.36)和式(4.39)得撞击后速度计算式

$$\begin{aligned} V' &= V - \frac{\frac{K_1^2}{\eta_1} m_1}{m + \frac{K_1^2}{\eta_1} m_1} (1 + b) \left(V - \frac{V_1}{K_1} \right) \\ \frac{V'_1}{K_1} &= \frac{V_1}{K_1} + \frac{m}{m + \frac{K_1^2}{\eta_1} m_1} (1 + b) \left(V - \frac{V_1}{K_1} \right) \end{aligned} \quad (4.40)$$

与正撞击时的撞击后速度计算式相比可知,斜撞击相当于将被撞击构件向撞击构件运动方向上转化后的正撞击,因此,斜撞击计算相当于转换后的正撞击计算,相当于正撞击中被撞击构件的质量为转换质量 $\frac{K_1^2}{\eta_1} m_1$,速度为转换速度 $\frac{V_1}{K_1}$ 。



当 $K_1=1$ 并且 $\eta_1=1$ 时,斜撞击计算与正撞击计算完全相同,反过来说,正撞击是斜撞击中 $K_1=1$ 和 $\eta_1=1$ 的特殊情况。

对完全弹性撞击,即 $b=1$,则

$$\begin{aligned} \frac{V'_1}{K_1} - V' &= V - \frac{V_1}{K_1} \\ V' &= V - \frac{2 \frac{K_1^2}{\eta_1} m_1}{m + \frac{K_1^2}{\eta_1} m_1} (V - \frac{V_1}{K_1}) \end{aligned} \quad (4.41)$$

在火炮自动机机构间的撞击中, $b=1$ 的情况并不多见,多见的是 $b=0$ 的情况(相当于完全塑性撞击),即撞击后,参与撞击的两构件在撞击点公法向速度相等(或有机机构保证两构件不分离),即

$$\begin{aligned} \frac{V'_1}{K_1} &= V' \\ V' &= \frac{mV + \frac{K_1^2}{\eta_1} m_1 \frac{V_1}{K_1}}{m + \frac{K_1^2}{\eta_1} m_1} \end{aligned} \quad (4.42)$$

火炮自动机的工作过程中,基础构件通常同时带动多个构件工作;通常遇到的撞击是,基础构件带动一组构件与另一组构件之间发生撞击,多个构件参与,撞击点只有一个;为了计算撞击的影响,我们可以应用力与冲量的相似性进行冲量分析,但是,对于多构件系统,冲量分析过于繁琐,通常采用替换法,先以撞击点为界,将系统分为两组,即撞击构件组和被撞击构件组,将多构件撞击问题转化为两组构件的撞击,再应用斜撞击处理方法进行处理,导出撞击计算式。

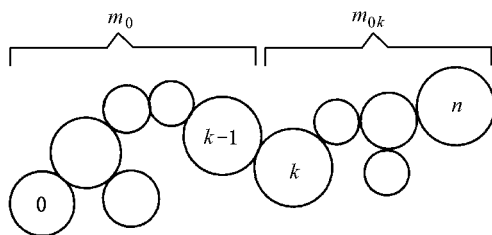


图 4.26 多构件撞击示意图

设某机构由 $n+1$ 个构件组成,如图 4.26 所示,由构件 0 到 $k-1$ 组成一组,被构件 0 带动,通过构件 $k-1$ 和 k 间的约束,撞击由构件 k 到 n 组成的一组构件。设:

m, m_i ——构件 0 和构件 i 的质量;

V, V_i ——构件 0 和构件 i 在撞击前的速度;

V', V'_i ——构件 0 和构件 i 在撞击后的速度;

K_i, η_i ——由构件 0 传动到构件 i 的传速比和效率;

K_{ki}, η_{ki} ——由构件 k 传动到构件 i 的传速比和效率。

将由构件 0 到 $k-1$ 组成的构件组看作撞击构件组,并将构件 1 到 $k-1$ 转换到构件 0 上,



由构件 0 到 $k-1$ 组成的构件组换算到构件 0 的相当质量为 m_0 , 称为撞击构件组相当质量, 其中

$$m_0 = m + \sum_{i=1}^{k-1} \frac{K_i^2}{\eta_i} m_i$$

将由构件 k 到 n 组成的构件组看作被撞击构件组, 并将构件 k 到 n 转换到构件 k 上, 由构件 k 到 n 组成的构件组换算到构件 k 的相当质量为 m_{0k} , 称为被撞击构件组相当质量, 其中

$$m_{0k} = m_k + \sum_{i=k+1}^n \frac{K_{k,i}^2}{\eta_{k,i}} m_i$$

这里的质量、速度、传速比是广义的, 所以适用于定轴回转构件。

以全系统为对象, 类似于斜撞击计算, 对自动机普遍运动微分方程在撞击过程上对时间积分, 可以得到系统在构件 0 速度方向上的动量守恒表达式

$$m(V - V') = \sum_{i=1}^n \frac{K_i}{\eta_i} m_i (V'_i - V_i)$$

该式可改写为

$$m(V - V') = \sum_{i=1}^{k-1} \frac{K_i}{\eta_i} m_i (V'_i - V_i) + \sum_{i=k}^n \frac{K_i}{\eta_i} m_i (V'_i - V_i) \quad (4.43)$$

假设撞击前与撞击后, 两组构件均保持正常传动关系, 撞击后构件 0 到构件 $k-1$ 之间不分离; 构件 k 到构件 n 之间也不分离; 但构件 $k-1$ 与 k 之间允许分离。因此, 由构件 0 到构件 $k-1$ 组成的撞击构件组中, 各构件撞击前与撞击后的速度成立关系式为

$$\begin{cases} V_i = K_i V \\ V'_i = K_i V' \end{cases} \quad (i = 1, \dots, k-1)$$

由构件 k 到构件 n 组成的被撞击构件组中, 各构件撞击前与撞击后的速度成立关系式为

$$\begin{cases} V_i = K_{k,i} V_k \\ V'_i = K_{k,i} V'_k \end{cases} \quad (i = k+1, \dots, n)$$

在撞击位置, $K_i = K_k K_{k,i}$ ($i = k+1, \dots, n$)。将各构件撞击前与撞击后的速度成立关系式代入到系统在构件 0 速度方向上的动量守恒表达式中, 整理后得

$$\begin{aligned} \left(m + \sum_{i=1}^{k-1} \frac{K_i^2}{\eta_i} m_i \right) (V - V') &= \sum_{i=1}^n \frac{K_i^2}{\eta_i} m_i \left(\frac{V'_k}{K_k} - \frac{V_k}{K_k} \right) \\ &= \frac{K_k^2}{\eta_k} \left(m_k + \sum_{i=k+1}^n \frac{K_{k,i}^2}{\eta_{k,i}} m_i \right) \left(\frac{V'_k}{K_k} - \frac{V_k}{K_k} \right) \end{aligned}$$

即

$$m_0 (V - V') = \frac{K_k^2}{\eta_k} m_{0k} \left(\frac{V'_k}{K_k} - \frac{V_k}{K_k} \right) \quad (4.44)$$

该式相当于斜撞击时的动量方程, 只不过, 式中撞击构件的质量为由构件 0 到 $k-1$ 组成的撞击构件组换算到构件 0 的相当质量, 被撞击构件的质量为由构件 k 到 n 组成的被撞击构



件组换算到构件 k 的相当质量, 撞击构件组的速度为构件 0 的速度, 被撞击构件组的速度为构件 k 转换速度, 即多构件单点撞击可以看作是两组构件之间的斜撞击。

撞击发生在构件 $k-1$ 与构件 k 之间, 可以定义恢复系数为撞击前后构件 $k-1$ 与构件 k 撞击点外法方向的相对速度之比, 类似斜撞击恢复系数计算式可以用撞击前后构件 $k-1$ 与构件 k 的速度及速度换算系数来表示

$$b = \frac{\frac{V'_k}{K_{k-1,k}} - V'_{k-1}}{V_{k-1} - \frac{V_k}{K_{k-1,k}}} \quad (4.45)$$

注意到

$$\begin{aligned} V_{k-1} &= K_{k-1} V \\ V'_{k-1} &= K_{k-1} V' \\ K_k &= K_{k-1,k} K_{k-1} \end{aligned}$$

则有

$$b = \frac{\frac{V'_k}{K_k} - V'}{V - \frac{V_k}{K_k}} \quad (4.46)$$

联解式(4.44)和式(4.46)得撞击后速度计算式

$$\begin{aligned} V' &= V - \frac{\frac{K_k^2}{\eta_k} m_{0k}}{m_0 + \frac{K_k^2}{\eta_k} m_{0k}} (1+b) \left(V - \frac{V_k}{K_k} \right) \\ \frac{V'_k}{K_k} &= \frac{V_k}{K_k} + \frac{m_0}{m_0 + \frac{K_k^2}{\eta_k} m_{0k}} (1+b) \left(V - \frac{V_k}{K_k} \right) \end{aligned} \quad (4.47)$$

将撞击构件组和被撞击构件组的相当质量代入, 整理后得

$$\begin{aligned} V' &= V - \frac{\sum_{i=k}^n \frac{K_i^2}{\eta_i} m_i}{m + \sum_{i=k}^n \frac{K_i^2}{\eta_i} m_i} (1+b) \left(V - \frac{V_k}{K_k} \right) \\ \frac{V'_k}{K_k} &= \frac{V_k}{K_k} + \frac{m + \sum_{i=1}^{k-1} \frac{K_i^2}{\eta_i} m_i}{m + \sum_{i=1}^n \frac{K_i^2}{\eta_i} m_i} (1+b) \left(V - \frac{V_k}{K_k} \right) \end{aligned} \quad (4.48)$$

与斜撞击时的撞击后速度计算式相比可知, 多构件单点撞击相当于被撞击构件组与撞击构件组之间的斜撞击。因此, 多构件单点撞击后速度计算可以分两步, 先将多构件从撞击点分



为被撞击构件组与撞击构件组,并进行质量转化,再将被撞击构件组与撞击构件组之间的撞击按被撞击构件组与撞击构件组之间的斜撞击进行计算,相当撞击中,撞击构件组的质量为相当质量 m_0 、速度为构件 0 的速度 V ,被撞击构件组的质量为转换质量 $\frac{K_k^2}{\eta_k} m_{0k}$ 、速度为转换速度

$$\frac{V_k}{K_k}。$$

如果构件 $k-1$ 与构件 k 之间的约束为双面约束,或者撞击后在结构上能保证二构件不分离,则可以取 $b=0$,故撞击后速度计算式可简化为

$$\begin{aligned} \frac{V'_k}{K_k} &= V' \\ V' &= \frac{\left(m + \sum_{i=1}^{k-1} \frac{K_i^2}{\eta_i} m_i\right) V + \sum_{i=k}^n \frac{K_i^2}{\eta_i} m_i \frac{V_k}{K_k}}{m + \sum_{i=1}^n \frac{K_i^2}{\eta_i} m_i} \end{aligned} \quad (4.49)$$

从导出撞击后的速度表达式的过程中可以看出,对撞击构件组之间各构件之间的速度关系式及被撞击构件组之间各构件之间的速度关系式的假设起着极其主要的作用。假设条件不同,将会得到不同的撞击后的速度表达式。

此外,传速比 K_k 的突变,是自动机机构中撞击的一种特殊情况,这种撞击相当于 $b=0$ 的撞击。把传速比突变的构件作为被撞构件 k ,设机构在某一位置由构件 0 传动到构件 k 的传速比由 K'_k 突变为 K_k ,则突变前存在关系式

$$V_k = K'_k V$$

将此关系式代入 $b=0$ 的多构件单点撞击后速度计算式,可得传速比突变后的速度表达式

$$\begin{aligned} \frac{V'_k}{K_k} &= V' \\ V' &= \frac{m + \sum_{i=1}^{k-1} \frac{K_i^2}{\eta_i} m_i + \sum_{i=k}^n \frac{K_i^2}{\eta_i} m_i \frac{K'_k}{K_k}}{m + \sum_{i=1}^n \frac{K_i^2}{\eta_i} m_i} V \end{aligned} \quad (4.50)$$

自动机的撞击公式是引用理论力学撞击理论的公式得到的。在应用这些公式计算自动机件撞击后的速度时,应考虑到自动机的具体条件与撞击理论的条件不同。自动机的撞击不像撞击理论中以圆球撞击圆球那样简单,而是复杂形状的构件间实际接触面的撞击,这与撞击理论的假设条件不同。对正撞击来说,除特殊情况外,一般不能满足对心撞击的条件,因此,撞击可能使构件歪斜,实际的撞击会在几个面上同时发生,在此情况下,又假设为理想约束,即不考虑撞击约束反作用力所引起的摩擦冲量的影响,这在某些情况下,会与实际极为不符。对于斜撞击和多构件撞击,考虑到约束的非理想性,引入了冲量效率,也就是机构传动的效率,用此效



率来考虑机构副中产生的撞击约束反作用力引起的摩擦冲量的影响。但是,由于求效率时的简化,所以此效率也只能近似地考虑摩擦冲量对撞击的影响。总之,由于自动机的撞击条件与撞击理论的条件不同,因此,在应用前述正撞击、斜撞击和多构件撞击计算公式时,如果引用撞击理论中由实验得到的圆球撞击圆球的恢复系数 b 来计算撞击后的速度,就会与实际情况不符,产生较大的或不能接受的误差。因此,必须选择恢复系数 b 的值,使计算符合或接近自动机件撞击后运动速度的真实值。这样一来,选择合适的恢复系数 b 值,就成为重要的问题。前面给出的恢复系数 $b=0.30\sim 0.55$,是自动机钢制零件间撞击时的经验数据,使用时应具体问题具体分析。对于多构件撞击,即中间有弹性构件的撞击,由于情况比较复杂,应根据对结构相类似的机构构件撞击的实验研究数据来选取恢复系数 b 。

4.2.5 火炮自动机运动微分方程的求解

建立了火炮自动机微分方程及相关结构参数的求解表达式之后,解决了自动机连续运动状态的动力学描述问题;而撞击后的速度计算又解决了自动机突变运动状态的动力学描述问题。动力分析的目的在于确定自动机运动诸元及受力的变化规律,而机构的受力取决于运动状态,因此,火炮自动机动力分析最终是要确定自动机运动诸元的变化规律,这由求解自动机运动微分方程来实现。

求解运动微分方程主要有解析法和数值法。解析法只能求解一些特殊形式的微分方程,而数值法可以近似求解各种形式的微分方程。火炮自动机运动微分方程具有变系数和不连续的特点,并且特征点必须比较精确求得,只有在某些特殊阶段,机构或构件的运动微分方程的形式较简单,如构件在弹簧作用下的运动,才可以用解析法求解,通常只能用数值方法求解。用数值法求解自动机运动微分方程是一项复杂而繁琐的工作,通常利用计算机进行,以提高计算速度和精度。

火炮自动机动力分析程序,除了进行对特定结构模拟计算外,还应进行预测。因此,在动能上,除了保证基本的主要模拟计算功能外,应尽可能增强人机对话功能及参数修改功能(人机界面友好);在程序结构方面,程序应尽可能模块化、规范化,程序由若干相对独立、功能单一的模块组成,模块之间的接口统一规范;程序设计中,尽可能有利节省用机时间;程序要尽可能通用化、适应性强、使用方便。一般火炮自动机动力分析程序由主控模块、数据准备模块、运动计算模块及后处理模块等组成(见图 4.27)。

数据准备模块的主要功能包括基本参数的准备、给定力的准备和结构参数准备等。基本参数主要是指系统的质量、转动惯量、特征点及初始化数据等。给定力主要指作用在基础构件及工作构件运动方向上的合外力,例

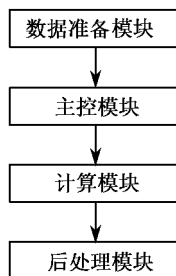


图 4.27 火炮自动机动力分析程序结构



如管退式的炮膛合力、导气式的气室压力、驻退机力、复进机力、输弹力、供弹阻力等。结构参数主要指各机构(主要是加速机构和供输弹机构)和各构件对应的参与工作时期传速比及传动效率(包括力换算系数、质量换算系数)随基础构件位移变化规律。数据准备就是将动力分析中将要用到的各种数据表和曲线图在程序设计时根据要求处理成便于查找和选取的形式。

对于数据处理的方法主要为如下几种:离散数据离散处理法,即原数据本身是离散的,使用时也是离散的,则可以不作处理或略作处理,程序中可用简单变量或数组形式存放,如构件的质量、转动惯量、特征点等;离散数据连续化处理法,即原始数据是通过实验得到的离散型数据,可以用插值或拟合方法处理成连续函数形式,在程序中编成子程序进行计算;连续数据离散处理法,即原数据是有理论计算公式的,但计算很复杂,同时,为了避免程序过大,事先将这一部分编成子程序模块并计算出一组离散型数据,作为参数输入,程序中应用时再用插值方法去计算所需值,如内弹道计算,虽然有理论公式,并可以与自动机方程联立求解,但是考虑到膛内过程很短,膛内热力学过程又较复杂,可以先将内弹道计算作为独立模块先计算,将得到的膛压及弹丸运动随时间变化规律作为离散型数据以数组形式输入,在计算炮膛合力(或气室压力)时,再插值计算不同时刻的使用值;连续数据连续化处理法,即原数据有理论计算式,可以直接按理论计算式编成子程序计算,当原理论计算式较复杂时,可以先进行离散化处理,再将离散化处理的离散型数据应用插值或拟合法处理成简单连续函数形式,在程序中用子程序来计算,如结构参数计算时,可以根据具体结构的类型和尺寸,导出结构参数计算表达式(随基础构件位移变化),但常常是分段的且较复杂,为简便起见,在数据处理时,可以用单独模块计算所有结构参数,并将计算出的离散型数据,用最小二乘法拟合成简单连续函数形式(如多项式等)。在数据处理过程中,以简单明了为主,适当注意处理精度和适用范围。

主控模块的功能主要是为用户提供本程序的有关信息,通过人机交互作用获取用户的意愿指令,控制整个程序的操作流向。可以是菜单式,也可以是提问式。

火炮自动机在工作过程中,机构或构件不是同时工作的,构件的工作是间歇性的。火炮自动机在工作过程中,机构或构件进入或退出工作点称为特征点;特征点与特征点之间的自动机工作过程称为特征段。

火炮自动机运动的阶段性导致了微分方程的阶段性,循环不连续是火炮自动机运动微分方程的特殊性。在进行自动机微分方程求解之前,必须要进行微分方程的分段处理,确定各特征段中参与运动的构件数、构件序号以及相应结构参数等。在分段时,还要分析各特征点是否产生撞击,若存在撞击,则要适时给计算机以处理撞击的信息,以便计算撞击影响,确定下段求解的初值条件。

在求解自动机运动微分方程时,通常需根据外力和构件参与运动的情况分成若干段进行。为后处理方便,通常选取等时间间隔作为步长。由于所有分段点(特征点)对应的时间不可能都是预定步长的整数倍,因此,如在分段点处不调整步长,就会出现因步长选取不合适而形成的误差,甚至误差的积累和扩散会造成对物理本质的认识错误,所以需要研究在特殊点处步长



调整问题,以减小因步长不当造成的误差,即特殊点的逼近问题。由于特征点前后两个特征段中,参与工作的构件数目及结构参数都不相同,因此,当积分步长跨越特征点时,这一步计算是无效的(误差太大),必须返回到前一点,减小步长进行重新计算,这称之为“过头回头”,直到计算点离特征点足够近为止(满足一定精度要求)。特征点逼近方法通常采用对分逼近(不断对分步长逐渐逼近特征点)和插值逼近(利用插值方式确定逼近步长逐渐逼近特征点)。

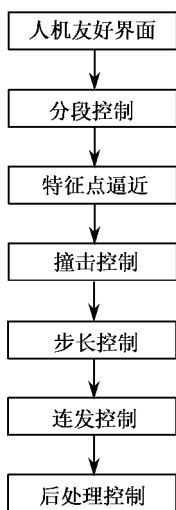


图 4.28 火炮自动机动力分析程序主控模块功能

自动机动力分析,一方面是模拟自动机的运动,用计算机演示发射过程——自动机发射过程不仅有单发,还有连发,模拟连发射击时,还有连发之间的衔接问题以及发射发数控制问题等;另一方面是进行预测,借助计算机运算速度高、存贮信息容量大和具有逻辑判断功能等性能,通过改变系统结构或数据,预测自动机性能方面的变化及其趋势,为改进自动机性能提供参考依据。因此,主控模块中要有相应功能(见图 4.28)。

运动计算模块,主要功能是选择适当的数值计算方法,根据数据准备模块提供的数据以及主控模块规定的任务进行自动机运动微分方程的求解计算,给出自动机运动规律等相关性能参数。

求解微分方程的数值方法多种多样、各具特色,常用的方法有欧拉法,龙格-库塔法、阿当姆斯法、线性多步法等。数值方法的选取,主要是根据微分方程的特色,既要保证一定的计算精度,又要有利于节省用机时间。通常在求解火炮自动机运动微分方程时,采用标准四阶龙格-库塔法,有标准的子程序可以

借用。

在求解自动机运动微分方程(4.11)时,为了适应数值方法的需要,将二阶微分方程转化为一阶微分方程组的形式

$$\frac{dv}{dt} = x = f_1$$

$$\frac{dx}{dt} = v = f_2$$

为了方便,有时将时间(自变量)也作为一个变量,即有补充微分方程

$$\frac{dt}{dt} = 1 = f_0$$

写成矩阵形式

$$\{\dot{X}\} = \{F\}$$

当有附加运动或计算气室压力时,还须补充相应微分方程。在程序中,矢量 $\{\dot{X}\}$ 、 $\{X\}$ 、 $\{F\}$ 都用数组表示。 $\{F\}$ 称为右函数,在程序中用专用右函数子程序来计算。



程序设计及程序结构因设计者不同而异,图 4.29 所示框图仅为火炮自动机动力分析程序结构的一个例子。

后处理模块的主要功能主要是将动力计算结果以适当的形式表现出来,以便分析之用。计算结果的表现形式主要有数据表和图表,甚至多媒体、动画等。为了提高计算精度,应用计算机进行计算时,计算步长一般取得比较小,因此计算结果的数据量比较大,计算结果的输出应根据需要有选择地输出能说明所关心问题的相关结果。

以数据表的形式输出时,应注意数据以规范化的(或习惯化的)形式输出,要有表头,要有量纲单位。以数据表的形式输出时,一定要输出重要特征点的相关数据。必要时还要附加必要的说明。

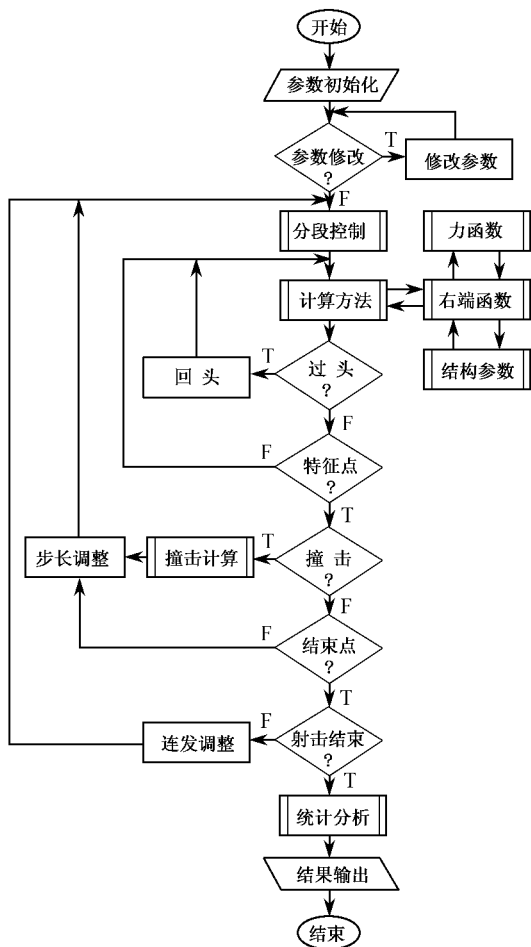


图 4.29 火炮自动机动力分析程序结构例



以图表的形式输出时,一般选用比较直观的曲线图,也可以选用直方图等。输出也应注意数据以规范化的(或习惯化的)形式输出,要有量纲单位和标题,必要时还要附加必要的说明。以曲线图的形式输出时,一般选用时间或基础构件的位移为自变量,选用一个或几个重要特征数据(运动参数、性能参数等)作为因变量,作出曲线图,以能分辨清楚为限。以曲线图的形式输出时,坐标轴的起点和规模应以能清晰反映所表述的规律性为前提。

以动画的形式输出时,首先要既形象化又抽象化地表述自动机特征的结构原理,做出若干关键帧,再根据动力计算出的各构件的运动规律,应用动画技术产生动画效果,以形象、直观的动态画面表现自动机的运动规律,反映自动机特性等。

4.3 火炮自动机主要机构设计

火炮自动机是一种特殊的自动机械,火炮自动机设计与一般机械设计相比,既有相同的地方又有其特殊的方面。火炮自动机设计的主要任务是解决创造新机构时所面临的问题,它主要包括几何学设计、运动学设计和动力学设计几个方面。

几何学设计是确定能满足给定几何条件(如某些特殊位置、构件上某些特殊点的轨迹、不干涉条件等)的机构;由于火炮自动机可靠性和重要性的要求,各机构及其构件的运动轨迹一般是严格限制的,因此在火炮自动机设计中,首先考虑的是满足几何约束条件。运动学设计是确定能满足给定运动条件(除满足几何条件之外,还应满足对速度或速比、加速度等要求)的机构。动力学设计是确定能满足给定力动力条件(除满足几何条件和运动条件之外,还应满足对受力、惯性、强度、刚度等方面的要求)的机构。最终完成的是动力学设计,但是,在实际设计过程中,除特殊要求外,往往是先进行几何学或运动学设计,再进行动力校核。

火炮自动机进行一个射击循环需要完成一系列自动动作,为了完成这些自动动作,自动机应包含相应的机构,如炮身、反后坐装置、炮闩、开门机构、装填机构、发射机构、缓冲器、保险装置等,这些机构的设计,有些在其他章节已经解决,有些比较简单,可以归并到其他机构设计中去,火炮自动机主要机构设计主要介绍炮闩设计、开门机构(或加速机构)设计、装填机构设计。

4.3.1 炮闩设计

炮闩是承受火药燃气压力,具有闭锁、击发、开锁、开门、抽筒等功能的机构,一般由闭锁机构、击发机构、开锁机构、抽筒机构、保险机构等组成。

闩体是直接承受火药燃气压力并为炮闩各零部件所依附的核心零件(主要零件)。狭义上也有把闩体称为炮闩的。

按开关闩时炮闩相对炮身运动方向不同,炮闩可以分为纵动式炮闩、横动式炮闩、起落式炮闩和摆动式(卡口式)炮闩。纵动式炮闩,是指炮闩的运动方向沿炮膛轴线方向。横动式炮



闩,是指炮闩运动方向与炮膛轴线方向垂直(或近似垂直)。横动式炮闩又分为横楔式炮闩和立楔式炮闩。起落式炮闩,是指炮闩的运动是绕与炮膛轴线方向垂直的轴转动,一般是绕与炮膛轴线方向垂直的水平轴转动,如旋转式炮闩等。摆动式炮闩,是指炮闩的运动是绕与炮膛轴线方向平行的轴转动,如转膛式炮闩和卡口式炮闩等。如果将平动看做是转轴在无限远的转动的特例,则纵动式炮闩可以看做是起落式炮闩的特例,横动式炮闩可以看做是摆动式炮闩的特例。

炮闩设计,主要包括闭锁机构设计、击发机构设计和抽筒机构设计。

一、闭锁机构设计

发射时,使炮闩与炮尾、身管成为暂时刚性连接的过程称为闭锁。承受膛底火药燃气压力并把它传给炮尾、身管或炮箱,完成闭锁炮膛或开锁动作的机构称为闭锁机构。闭锁机构是炮闩的主要组成部分,其主要作用是闭锁炮膛、承受火药燃气作用于膛底的力。

为了可靠地完成其功能,保证安全射击,闭锁机构一般必须满足以下要求:

(1) 各零件必须有足够的强度和韧性,以承受发射时火药燃气压力的作用,以及开锁、闭锁和运动到极限位置时产生的撞击。

(2) 各零件必须有足够的刚度,以保证射击时产生的弹性变形较小。

(3) 动作必须确定可靠,保证闭锁确实后才能击发,保证击发后不能因火药燃气压力作用而自行开锁,保证不会因闩体或闩座反跳而提前开锁,以及保证当闭锁机构零件损坏时不能击发等。

(4) 结构尺寸及质量应尽可能小,以便提高射速。

(5) 结构形状应尽量简单,以便于加工。

开关闩时,炮闩的运动方向及闭锁方式对闭锁机构的结构影响很大。

按闭锁方式的不同,通常有如下几种类型的闭锁机构:

1. 炮闩纵动式闭锁机构

对于纵动式炮闩,炮闩的运动方向与炮膛轴线方向一致,为了闭锁确实可靠,通常要采用专门的闭锁机构,称这类专门的闭锁机构为炮闩纵动式闭锁机构,如图 4.30 所示。

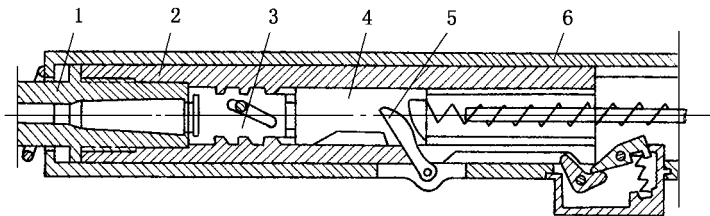


图 4.30 炮闩纵动式闭锁机构

1—身管;2—节套;3—闩体;4—闩座;5—加速臂;6—炮箱



根据闭锁过程的不同,炮门纵动式闭锁机构又分为回转闭锁机构、卡铁闭锁机构、倾斜闭锁机构、惯性闭锁机构、杠杆式闭锁等。

(1) 回转闭锁机构(如图 4.31 所示): 炮门关闭到位后, 依靠门体或门座上的螺旋槽或凸轮槽使门体旋转完成闭锁, 如 59 式 57 mm 高射炮和 23-1 式航空自动炮等采用的就是回转闭锁机构。这种机构作用确定可靠, 受力情况较好, 零件强度好, 但机械加工较困难。

(2) 卡铁闭锁机构(如图 4.32 所示): 炮门关闭到位后, 门体上的卡铁或楔铁在弹簧、斜面、曲面、杠杆或凸轮等的作用下, 进行倾斜、横向移动、摆动、张开、啮合或旋转等动作, 完成闭锁, 如苏 E-120 航空自动炮和瑞士 GDF-1001 式 35 mm 高射炮等采用的就是卡铁闭锁机构。这种闭锁机构的结构形式很多, 结构简单, 闭锁可靠, 机械加工容易, 但是支撑接触面压力大, 易磨损, 影响零件寿命和射击精度。

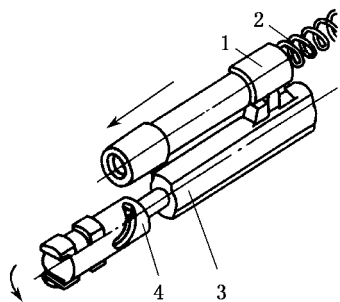


图 4.31 回转闭锁机构

1—弹簧筒;2—炮门复进簧;3—门座;4—门体

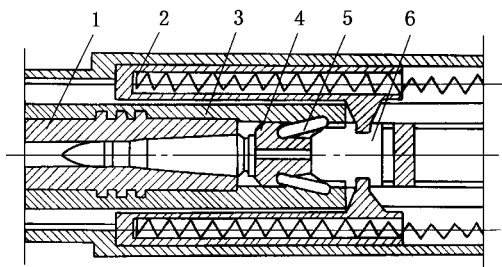


图 4.32 卡铁闭锁机构

1—身管;2—炮箱;3—炮尾;4—门体;5—楔铁;6—门座

此外, 还有倾斜闭锁机构、节套闭锁机构、凸轮闭锁机构、杠杆闭锁机构、惯性闭锁机构、无弹壳闭锁机构等, 但都应用较少。

2. 炮门横动式闭锁机构

炮门横动式闭锁机构如图 4.33 所示。对于横动式炮门, 炮门的运动方向与炮膛轴线方向(近似)相垂直, 一般采用楔式门体。楔式门体是闭锁机构的主要构件, 称这种闭锁机构为炮门横动式闭锁机构。在关门到位后, 利用曲柄、凸轮、杠杆、齿条等机构施加在炮门上横向的力进行闭锁和开锁, 如 65 式 37 高射炮和 23-12 式航空自动炮等采用的就是楔式炮门闭锁机构。这种机构的强度好, 受力均匀, 应用较广, 但是这种炮门不能完成输弹动作, 必须另设专门的输弹机构, 使得结构变得较复杂。

对于转膛式自动机, 由于药室是旋转运动的, 且发射在固定位置进行, 只要装填了炮弹的药室(弹膛)转到击发位置, 炮弹便会抵住闭锁板(炮箱的一部分)而自然关闭炮膛, 当转过该位置时便自然开膛, 因此, 不需要专门的闭锁机构。

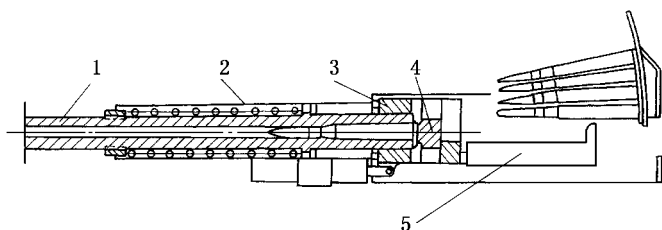


图 4.33 炮门横动式闭锁机构

1—炮身;2—炮箱;3—炮尾;4—炮门;5—输弹机

闭锁机构设计主要包括结构设计和闭锁确实性设计。首先要全面分析对整个火炮的战术技术要求及总体结构对部件结构的要求,很好地熟悉现有火炮同类机构的结构及其特点,依照“古为今用,洋为中用”的思想,吸取其精华,创造性地设计出先进的结构。其次,在选择闭锁方式时,既要系统总体角度全面考虑,又要善于分析,抓住主要矛盾。闭锁方式的选择与自动机的工作方式有关,还与药筒在炮膛内的定位方式以及其他有关机构有紧密联系,如以药筒底缘定位时,闭锁时药筒不产生压缩量,采用炮门横动式闭锁机构就较协调;当以药筒肩部定位时,闭锁时药筒要产生压缩量,有利于密闭膛内火药燃气,采用炮门纵动式闭锁机构较为协调。为了保证各机构动作协调,设计时应从系统出发,不能孤立进行。在机构设计时,对机构的要求很多,特别是涉及总体方面的重要要求往往互相矛盾,要同时满足有很大困难,因此必须分析这些矛盾,抓住其中的主要矛盾及矛盾的主要方面,找出解决的措施。

闭锁机构确实性设计主要是设计闭锁支承面。

设计闭锁支承面,首先要计算作用在闭锁机构的主要构件——闩体上的力。为了简明起见,通常忽略药筒的影响,这样,发射时垂直作用在闩体镜面上的力可以按下式计算

$$P = p_t \frac{\pi}{4} d_2^2$$

式中 p_t ——药室底部火药燃气的压强;

d_2 ——药筒底部内径。

为了闭锁和开锁容易,减少闭锁支承面与闩体镜面的磨损,通常闭锁支承面与炮膛轴线的垂直面有一倾角 γ (称为闭锁支承面倾角,简称闭锁倾角)。为了闭锁确定可靠,保证在火药燃气作用下不能自行开锁,闭锁倾角 γ 的选择就应满足一定条件,即闭锁支承面要保证自锁的条件。

对于炮门横动式闭锁机构,发射时炮门的受力如图 4.34 所示。

图中 P ——发射时作用于闩体镜面的法向力;

T_1 ——闩体镜面与药筒底的摩擦力,设摩擦系数为 f_1 ,则 $T_1 = f_1 P$;

I ——闩体加速运动时的惯性力;

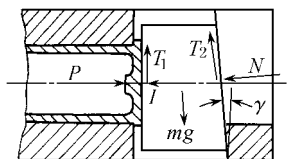


图 4.34 发射时炮闩的受力

G ——闩体的重力, 设闩体的质量为 m , 重力加速度为 g , 则 $G = mg$;

N ——炮尾闭锁支承面的法向反力;

T_2 ——闩体闭锁支承面的摩擦力, 设摩擦系数为 f_2 , 则 $T_2 = f_2 N$ 。

设闩体呈闭锁状态, 则力系平衡, 有

$$\sum X = 0: P - I - N \cos \gamma - T_2 \sin \gamma = 0$$

$$\sum Y = 0: G - T_1 + N \sin \gamma - T_2 \cos \gamma = 0$$

即

$$N = \frac{P - I}{\cos \gamma + f_1 \sin \gamma}$$

及

$$G + N \sin \gamma = f_1 P + N f_2 \cos \gamma$$

显然, 等式左边为将闩体推出的力, 等式右边为阻止闩体被推出的力, 为保证自锁, 必须使等式左边小于等式右边, 即

$$G + N \sin \gamma < f_1 P + N f_2 \cos \gamma$$

将 N 的表达式代入并整理, 得

$$P(\sin \gamma - f_1 \cos \gamma - f_2 \cos \gamma - f_1 f_2 \sin \gamma) < I(\sin \gamma - f_2 \cos \gamma) - mg(\cos \gamma + f_2 \sin \gamma)$$

由于 f_1 、 f_2 及 γ 都较小, 并且 P 比 I 、 G 大得多, 因此可以简化为

$$\sin \gamma - f_1 \cos \gamma - f_2 \cos \gamma < 0$$

即自锁条件可以近似表示成

$$\tan \gamma < f_1 + f_2$$

也可以用摩擦角 $\rho = \arctan f$ 近似表示

$$\gamma < \rho_1 + \rho_2$$

当自锁条件不满足时, 应该在机构设计时利用机构来保证闭锁可靠。

对于炮闩纵动式闭锁机构, 一般为旋转闭锁, 在最不利情况下, 闭锁倾角 γ (即为闭锁齿螺旋角) 应满足的自锁条件为

$$\tan \gamma < f$$

式中 f ——摩擦系数。

或

$$\gamma < \rho$$

式中 ρ ——摩擦角。

闭锁支承面设计的主要内容是确定闭锁支承面面积。当选定闭锁支承面许用挤压应力



$[\sigma]_{jy}$ 之后,可用下式计算闭锁支承面面积 A ,即

$$A = \frac{N_{\max}}{[\sigma]_{jy}}$$

式中 N_{\max} ——发射时作用于闭锁支承面上压力的最大值。

$[\sigma]_{jy}$ 的选定,取决于闭锁零件的材料及热处理情况。在火炮自动机设计中,考虑到工作环境的恶劣性,为了提高可靠性, $[\sigma]_{jy}$ 比一般机械的取值要小,通常对于优质合金钢,经过良好的热处理,取 $[\sigma]_{jy} \leq (0.7 \sim 0.8) \sigma_s$ 。有的自动炮的闭锁支承面由几排齿接触面组合而成,考虑到组合效应变形的作用不均匀值, $[\sigma]_{jy}$ 取得更小些。

初步确定了闭锁支承面面积 A 之后,就可以进行闭锁支承面结构设计。

对于炮门横动式闭锁机构,闭锁支承面结构设计比较简单,除去输弹槽面积之外,就可以确定炮门和炮尾的闭锁支承面的宽和高的具体尺寸。

对于炮门纵动式旋转闭锁机构,主要是确定闭锁凸齿的尺寸和数量。门体最小外径 D 应略大于药筒底缘外径。闭锁凸齿的外径、宽度以及沿周向和轴向的个数与排列,应根据闭锁凸齿的挤压强度来确定。在确定闭锁凸齿的分布时,要尽可能减少沿轴向的排数,如果闭锁凸齿沿轴向的排数较多,射击时,由于门体等弹性变形的影响,各排闭锁凸齿的受力将不均匀,闭锁凸齿沿轴向的排数越多,闭锁凸齿受力不均匀现象就越严重。为了使最大载荷作用时闭锁凸齿受力比较均匀,可以采用各排闭锁凸齿的齿距不相等的措施。在确定了闭锁凸齿的宽度 b 之后,门体开闭锁转角 θ 就可以按下式确定

$$\theta = 2 \arcsin \frac{b}{D}$$

在确定门体开闭锁转角 θ 时应考虑到,减小转角 θ 可以得到倾角较小的开闭锁曲线槽,这就减小了开锁和闭锁时锁膛销与曲线槽间的作用力,改善锁膛销及曲线槽的受力状态。

旋转闭锁式炮门开闭锁曲线槽的形状和尺寸,取决于开闭锁转角 θ 、门体相对门座的轴向位移、锁膛销滑轮直径等。开闭锁曲线槽倾角通常为 $25^\circ \sim 35^\circ$,倾角过大,则开锁和闭锁时锁膛销与曲线槽间的受力情况恶化。

闭锁凸齿的外径、宽度、个数,以及开闭锁曲线槽的形状和尺寸可以应用优化设计方法来进行设计。

二、击发机构设计的有关要求

击发机构是把能量传给底火、使其点燃装药的机构。

1. 对击发机构的要求

- (1) 可靠引燃底火;
- (2) 不得击穿底火,以免燃气后泄;
- (3) 击针要有足够强度、刚度、硬度、韧性、寿命;



(4) 能快速更换。

2. 击发机构的分类

根据作用原理不同,击发机构分为撞击引燃法击发机构和电流引燃法击发机构。

撞击引燃法,是指利用机械撞击,引燃底火(撞击底火)。根据结构不同,撞击引燃法击发机构又分为击针式击发机构(击发能量直接作用于击针)和击锤式击发机构(击发能量通过击锤作用于击针)。根据击发能量的来源,击针式击发机构又分为复进簧式击针击发机构(如 57G)和击针簧式击针击发机构(如 37G)。根据击锤运动方式,击锤式击发机构又分为击锤平移式击锤击发机构(也有复进簧式与击锤簧式之分)和击锤回转式击锤击发机构(也有复进簧式与击锤簧式之分)。

电流引燃法,是指利用电能引燃底火(电底火)。根据结构不同,电流引燃法击发机构又分为电热丝式击发机构(利用电流使底火中电热丝加热引燃底火)和电磁感应式击发机构(利用高频电磁感应原理引燃底火)。

3. 影响击发可靠性的主要因素

击发可靠性是击发机构设计要考虑的主要问题。影响机械式击发可靠性的主要因素包括:

- (1) 击针撞击底火的速度;
- (2) 击针凸出量;
- (3) 镜面与药筒底间隙;
- (4) 底火底部厚度;
- (5) 底火陷入深度;
- (6) 击针中心与底火中心偏差。

以上影响机械式击发可靠性的主要因素,在设计中要严格控制,在制造中要严格保证,使用中要严格检查。

4. 击针簧设计

为了保证引燃底火,根据底火要求的引燃底火能量,确定击针撞击底火所需动能(击针撞击底火所需动能应大于引燃底火所需能量),即确定击针撞击底火的速度。

根据引燃底火能量和击针撞击底火的速度,取定弹簧的行程,并设计弹簧。其中应该注意的是,为了保证击发可靠性,在计算击发能量时应考虑能量损失。

三、抽筒抛筒机构设计的原则

抽筒抛筒机构是将发射后的药筒从药室中抽出并把它抛出炮箱之外的机构。

对纵动式炮闩,抽筒由炮闩直接完成,在炮闩上设置有抽筒钩或抽筒爪,抽筒钩的结构形式主要有单钩和双钩、刚性和弹性;抛筒是利用压弹的同时由炮弹将空药筒挤出炮箱之外,或采用专门的抛筒挺等。



对横动式炮闩,应设置专门的机构进行抽筒和抛筒,如抽筒子等。抽筒子的结构形式主要有杠杆式(冲击作用式)和凸轮式(均匀作用式)。

4.3.2 开闩机构设计

开闩机构是使炮闩与身管产生相对运动的机构。对纵动式炮闩而言,产生相对运动,意味着对炮闩加速,又称加速机构。为提高射速,还有复进加速机构。对横动式炮闩,输弹器具有与加速机构相同的作用原理。

开闩机构的作用是使闩体从身管尾端移开一定距离,以便进行抽筒和输弹。对纵动式炮闩,闩体从身管尾端移开的距离略大于一个弹长;对横动式炮闩,闩体从身管尾端移开的距离略大于一个弹底直径。通常闩体移动的距离可分为强制运动段和惯性运动段。开始开闩时,自动机通过开闩机构强制使闩体相对身管运动,直到闩体达到最大速度,此后,开闩及随其运动的构件依靠惯性克服阻力运动,直到移动至其极限位置。

1. 开闩机构的分类

(1) 纵动式炮闩的加速机构。

按动作特性,纵动式炮闩的加速机构可以分为撞击作用式、平稳作用式和混合作用式。撞击作用式加速机构,通过撞击使炮闩突然加速,炮闩的速比产生突变,炮闩和基础构件的速度都产生突变,如图 4.35(a)所示。平稳作用式加速机构,平稳使炮闩加速,炮闩的速比逐渐增大,不产生突变,炮闩和基础构件的速度也都逐渐变化,不产生突变,如图 4.35(b)所示。混合作用式加速机构,介于撞击作用式加速机构与平稳作用式加速机构之间,速度突变很小,主要是由于机构设计时,开始加速

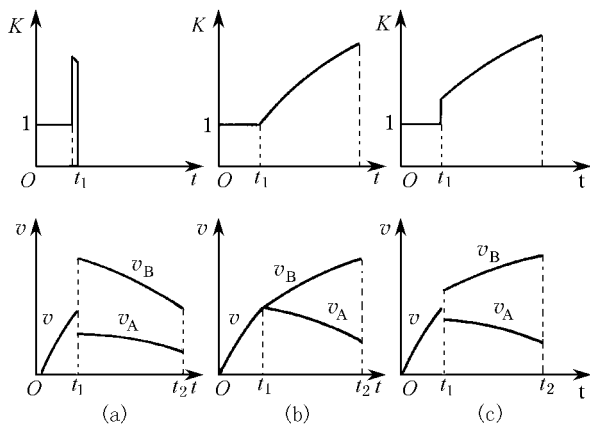


图 4.35 加速机构速比变化

时的速比变化引起的,如图 4.35(c)所示。图中: K 为基础构件传动到炮闩的速比, v_A 、 v_B 分别为基础构件和炮闩的速度; t_1 、 t_2 分别为加速机构开始工作和结束工作的时间。

按中间构件不同,纵动式炮闩的加速机构可以分为杠杆式、凸轮式、杠杆-卡板式、齿轮式、液压式、弹簧式、混合式等。

杠杆式加速机构,利用撞击作用加速炮闩,其结构简单,但受力很大,工作可靠性较差,如图 4.36 所示。凸轮式加速机构,平稳使炮闩加速,其特点是工作平稳可靠,但强制开闩行程较



短, 凸轮形状比较复杂, 加工较困难, 如图 4.37 所示。杠杆-卡板式加速机构, 利用杠杆和卡板(凸轮)的联合作用加速炮门, 其特点是工作较平稳可靠, 强制开门行程较长, 但卡板形状比较复杂, 如图 4.38 所示。齿轮式加速机构, 利用齿轮作中间构件, 在炮身复进(或后坐)过程中使炮门加速, 其结构比较复杂, 速比为一常数, 在开始工作时时有撞击, 如图 4.39 所示。液压式加速机构, 利用液压放大作用加速炮门, 其特点是工作较平稳, 结构紧凑, 但速比不变, 液压元件加工要求高, 如图 4.40 所示。弹簧式加速机构, 利用弹簧作中间构件, 在炮身与炮门一起后坐过程中压缩加速弹簧, 当后坐一定距离后, 加速弹簧被解脱而伸张, 推动炮门加速后坐, 其工作平稳, 但结构比较复杂, 工作可靠性差, 如图 4.41 所示。混合式加速机构, 是以上各种加速机构的相互组合, 取长补短。

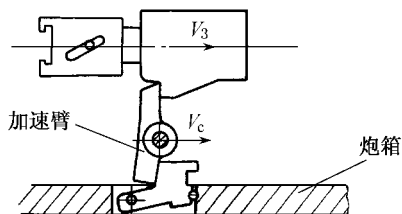


图 4.36 杠杆式加速机构简图

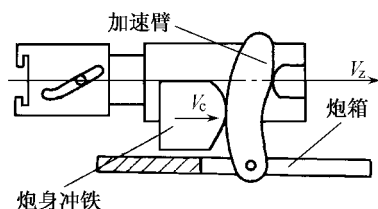


图 4.37 凸轮式加速机构简图

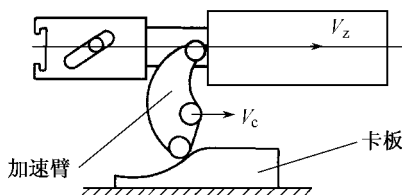


图 4.38 杠杆-卡板式加速机构简图

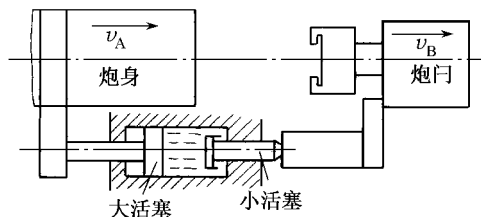


图 4.39 齿轮式加速机构简图

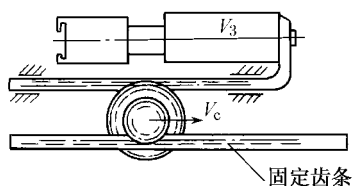


图 4.40 液压式加速机构简图

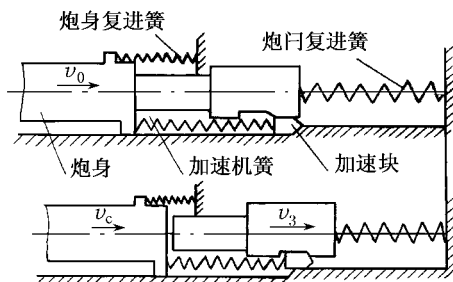


图 4.41 弹簧式加速机构简图



(2) 横动式炮闩开闭机构(包括半自动机)

横动式炮闩开闭机构主要有卡板式开闭机构和弹簧式开闭机构两种。

卡板式开闭机构,利用杠杆和卡板的联合作用使炮闩相对炮身横向运动而开闭,如图 4.42 所示。卡板式开闭机构又分为冲击式开闭机构和均匀作用式开闭机构。弹簧式开闭机构,利用开闭弹簧,在炮身后坐(或复进)时压缩开闭弹簧,贮存开闭能量,当炮身运动到一定的位置时,释放开闭弹簧,使炮闩相对炮身横向运动而开闭,如图 4.43 所示。

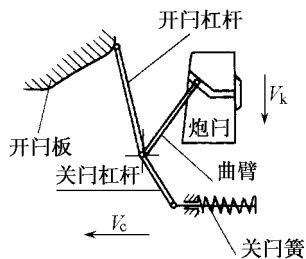


图 4.42 卡板式开闭机构简图

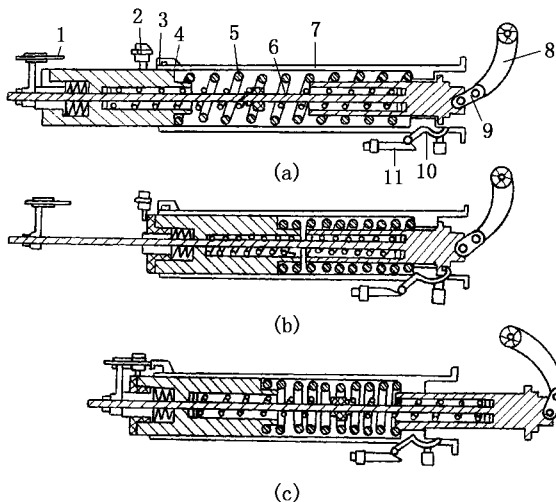


图 4.43 弹簧式开闭机构简图

(a) 平时状态;(b) 准备开闭状态;(c) 开闭后状态

1—碰杆;2—关门卡锁;3—摇杆;4—压筒;5、6—关门簧;7—机筒;
8—曲柄;9—连接板;10—开门卡锁;11—挡铁

2. 对开闭机构的要求

(1) 安全性要求: 开始工作时机要满足开锁压力要求(开闭压力太高时,易造成零件损坏和易磨损;开闭压力太低时,使射速下降);

(2) 动力特性要求: 传速比应合理(传速比大,开闭快,受力大;传速比小,受力小,开闭慢,起始传速比大,引起撞击等);

(3) 可靠性要求: 炮身最小后坐时,保证能开闭;

(4) 工艺性要求: 结构简单、工艺性好。



3. 加速机构设计

加速机构设计,关键是合理选择传速比。下面以身管后坐式自动机的杠杆-卡板式加速机构设计为例,说明加速机构设计的方法和步骤。

(1) 在暂不考虑加速机构工作影响时,可以根据选取的后坐阻力变化规律,计算出炮身驻退后坐运动诸元,即炮身后坐速度 $V(t)$ 和后坐位移 $X(t)$ 。

(2) 选择加速机构开始工作时机 t_0 。加速机构开始工作时机应满足对开膛压力 p_0 的要求,一般 p_0 可在 40~60 MPa 范围内选取。选择了加速机构开始工作时机 t_0 ,即选定了加速机构开始工作时炮身行程 $X_0 = X(t_0)$ 和炮身速度 $V_0 = V(t_0)$ 。

(3) 选择加速机构结束工作时机 t_j 。选择加速机构结束工作时机 t_j 主要是通过选择加速机构结束工作时炮身行程 X_j 来进行。为了满足最短后坐长时加速机构也能正常工作,一般取 $X_j \leq 0.85 \lambda$ (λ 为常温正装药时炮身最大后坐长)。选择了加速机构结束工作时炮身行程 X_j ,即选定了加速机构结束工作时机 $t_j = t(X_j)$ 和炮身速度 $V_j = V(t_j)$ 。

(4) 选择加速机构结束工作时炮门最大速度 V_{ij} 。为了保证加速机构结束工作时炮门能依靠惯性及时后坐到位,根据炮门后坐结束速度、惯性行程长和炮门复进簧参数,可以计算出加速机构结束工作时炮门最大速度 V_{ij} ,一般 $V_{ij} \approx 10 \sim 15 \text{ m/s}$ 。

(5) 合理选择速比 $K_i(t)$ 。开始时,为了保证平稳地开锁和开门抽筒,速比应小一点,一般取 $K_0 = K_i(t_0) = 1$ 。当抽动药筒之后,速比应迅速平稳增大,以保证强制开门结束时炮门能获得预定的最大速度 V_{ij} ,即强制开门结束时速比 $K_{ij} = K_i(t_j) = \frac{V_{ij}}{V_j}$ 。选择了速比 $K_i(t)$ 之后,即

可计算出炮门运动速度 $V_i(t) = K_i(t)V(t)$ 和炮门运动位移 $X_i(t) = X_0 + \int_{t_0}^t V_i(t) dt$,以及炮门相对炮身运动的相对位移 $\xi_i(t) = X_i(t) - X(t)$ 。

(6) 选择杠杆结构尺寸 l_1, l_2, φ_0 (或代表杠杆结构的 A, B, C 三点, A 代表炮身, B 代表炮门, C 代表卡板理论轮廓曲线)及初始位置 θ_0 。杠杆结构尺寸 l_1, l_2, φ_0 的选择主要是根据总体结构布置。为了不使加速机构开始工作时的压力角过大,通常取 $\theta_0 = 10^\circ \sim 15^\circ$ 。

(7) 卡板理论轮廓曲线设计。对于任意给定的时刻 t ,可得炮身运动位移 $X(t)$ 和炮门运动位移 $X_i(t)$,及炮门相对炮身运动的相对位移 $\xi_i(t)$,由此可以计算出杠杆对应位置,即可以得到杠杆上滚轮中心对应位置,即为卡板理论轮廓曲线上对应点。由于给定时刻 t 的任意性,故得到卡板理论轮廓曲线,如图 4.44 所示。

图解法设计卡板理论轮廓曲线的具体步骤:

- ① 首先给定炮身开始后坐时杠杆的初始位置 ABC ,过 A 作水平线代表炮身运动方向;
- ② 再根据加速机构开始工作时炮身位移 X_0 给定杠杆的位置 $A_0B_0C_0$;
- ③ 对于任意给定的时刻 t ,可得炮身运动位移 $X(t)$ 和炮门运动位移 $X_i(t)$,即可确定代表炮身的 A_i 点,以及代表炮门的 B_i 点的水平位移(可作垂线),以 A_i 点为心,以 l_1 为半径画弧



交过 B_i 点的垂线于 B_i 点,过 A_i 点作与 A_iB_i 成夹角 φ_0 的射线,以 A_i 点为心,以 l_2 为半径画弧交射线于 C_i 点, C_i 点的轨迹即为所求卡板理论轮廓曲线。

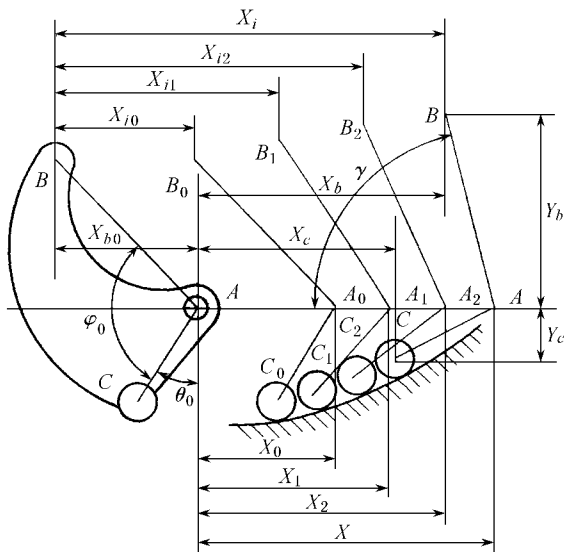


图 4.44 卡板理论轮廓曲线设计

由尺寸链计算得

$$\begin{aligned}
 X_a &= X(t) \\
 Y_a &= 0 \\
 X_b &= X_i(t) - X_{b0} \\
 \gamma &= \arccos\left(\frac{X_{b0} - X_b + X_a}{l_1}\right) \\
 Y_b &= l_1 \sin \gamma \\
 X_c &= X_a - l_2 \cos(\varphi_0 - \gamma) \\
 Y_c &= -l_2 \sin(\varphi_0 - \gamma)
 \end{aligned}$$

(8) 为了便于加工,可用直线或圆弧等简单曲线作为卡板理论轮廓,以理论轮廓为心,以滚轮半径作圆,其包络即为卡板实际轮廓。

(9) 进行反面计算。考虑修改后卡板理论轮廓与原卡板理论轮廓之间的差异,应对修改后的卡板理论轮廓计算相应速比(实际速比)。考虑加速机构工作对炮身运动的影响,应反算炮闩与炮身相应运动关系,以及考虑了加速机构工作影响的炮身运动规律,并校核开闭性能。



4.3.3 供输弹机构设计(装填机构)

一、供输弹机构

自动炮所用炮弹,都是定装式炮弹,供输弹机构所需完成的动作就是将炮弹从弹箱或炮弹存储器中送到炮膛中。

供输弹过程中炮弹必须经过三个严格确定的位置(简称为三大位置),即药室、输弹出发位置和进弹口。药室,是指输弹到位时,炮弹所占据的位置。输弹出发位置,是指在等待输弹入膛时炮弹所占据的位置。进弹口,是指炮弹在等待压向输弹出发位置时所占据的位置。

上述三大位置将供输弹过程分为相应三大阶段,即拨弹、压弹和输弹。拨弹,是指把炮弹前移一个炮弹节距,并依次将当前一发炮弹拨到进弹口的运动过程。压弹,是指把进弹口上的炮弹压到输弹出发位置的运动过程。输弹,是指把输弹出发位置的炮弹输入药室的运动过程。有时又把拨弹和压弹合称为供弹。在舰炮上,一般要将炮弹由炮基座下方的舱室向上提升到拨弹口或进弹口,该过程称为扬弹。

完成动作就有相应机构,完成拨弹的机构称为拨弹机,完成压弹的机构称为压弹机,完成供弹的机构称为供弹机,完成输弹的机构称为输弹机,供弹机和输弹机合称为供输弹机构。

自动炮的供弹方式主要有无链供弹与有链供弹之分。无链供弹又可分为弹夹供弹、弹鼓(舱)供弹、弹槽供弹、传送带供弹、智能式供弹(机械手)等。

目前,37 mm 以下小口径自动炮广泛采用弹链供弹,如 23-1 航炮、23-2 航炮、25 高等。弹链是由弹节组成。装有炮弹的弹链称为弹带(这里所说的弹带,与弹丸上的弹带不是一个概念,弹丸上的弹带是用于在膛线作用下使弹丸产生旋转)。根据结构不同,弹节可分为开口式弹节和封闭式弹节。开口式弹节依靠弹节的大半个圆弧夹持炮弹,剩余的小半个圆弧开口用于炮弹从弹节上向前推出(如 23-2 航炮)或向侧方挤出(如 23-1 航炮)。这种弹节经射击使用后容易产生塑性变形,一般使用 5~8 次就需更换。封闭式弹节依靠弹节的整个圆弧夹持炮弹,炮弹只允许从弹节后方抽出,这就限制了封闭式弹节的广泛应用。从弹链上取出炮弹所需的最大力称为脱链力,封闭式弹节脱链力较小,开口式弹节脱链力较大。脱链力应满足一定要求,脱链力过小容易引起窜弹,脱链力过大需消耗较大自动机能量,降低射速,影响强度。弹链上的炮弹数量可以在较大范围内变化,因而便于实现较长的连射,自动机的轮廓尺寸比较小,但是更换弹链的时间较长,将炮弹装入弹链和弹箱较麻烦,当弹箱不随起落部分起落时,还应考虑采用软导引将弹链和炮弹顺利地引入自动机。

37 mm 以上小口径自动炮广泛采用弹夹供弹,如 57 高、37 高等。为了便于操作,一般每夹炮弹不大于 30 kg,因此弹夹上的炮弹数量是极其有限的,一般只有 4 发~5 发。为了保证能连续射击,需要人工及时地供给炮弹,因此容易产生“卡弹”等故障,还会因炮手来不及供给



炮弹而造成停射等。

弹鼓(舱)供弹应用于 30 mm 以上小口径自动炮。弹鼓(舱)内炮弹的容量比较大,因此可以实现较长的连射。弹鼓(舱)供弹主要是采用外能源供弹,自动机的结构比较简单,故障率小,更换弹鼓(舱)容易,尤其适用于高射速自动炮。

弹槽供弹、传送带供弹、智能式供弹(机械手)主要用于中大口径自动炮。

输弹方式主要有强制输弹与惯性输弹之分。强制输弹,是指输弹过程是在外力作用下进行的,炮弹的运动是强制的。惯性输弹,是指输弹过程是在炮弹获得一定速度之后依靠惯性进行的,炮弹的运动是惯性的。

供输弹机是自动机中比较复杂的机构,结构形式多种多样。按能量来源的不同可把供输弹机构分为两类,即内能源供输弹机构和外能源供输弹机构。

把利用发射时火药燃气能量进行工作的供输弹机构称为内能源供输弹机构。现有自动炮的供输弹机构大多数采用内能源供输弹机构,利用能源的方式可以是后坐动能,也可以是直接利用火药燃气。

把利用外部能量进行工作的供输弹机构称为外能源供输弹机构。利用能源的方式可以是事先贮存的势能(弹簧贮能、气体贮能等),也可以是直接利用电能等外部能源。

根据供弹机构工作原理的不同可把供弹机构分为三类,即直接供弹机构、阶层供弹机构和推式供弹机构。

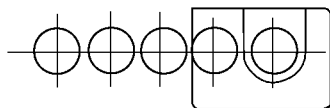


图 4.45 直接供弹机构简图

在拨弹和压弹过程中,炮弹轴线始终在过炮膛轴线的一个平面内运动的供弹机构称为直接供弹机构,如图 4.45 所示。直接供弹机构的拨弹和压弹同时进行。直接供弹机构的结构比较简单,但自动机的横向尺寸较大,炮门要停留在后方等待压弹,影响射速的提高。直接供弹机构一般用于无

链供弹。直接供弹机构,有一种是依靠炮身后坐时压缩压弹弹簧而贮存的能量进行拨弹和压弹,炮身与供弹机构间的联系是单面约束,如 57 高;另一种是直接利用炮身后坐和复进带动供弹机构工作,进行拨弹和压弹,炮身与供弹机构间的联系是双面约束,如 37 高。

在拨弹和压弹过程中,炮弹轴线不在同一平面内运动的供弹机构称为阶层供弹机构,也称为双层供弹机构,如图 4.46 所示。阶层供弹机构的拨弹和压弹明显分为两个阶段。阶层供弹机构的结构比较紧凑,占用的空间较小,容易实现左右供弹互换,但结构比较复杂。阶层供弹机构一般用于弹链供弹。阶层供弹机构的拨弹机构和压弹机构通常是分开的。压弹机构根据弹节不同可分为两种。对用于封闭式弹节的压弹机构,是利用装在炮门上的取弹器,在炮门后坐时将进弹口上的炮弹从封闭式弹节中向后抽出,并通过固定的压弹板的作用将炮弹压到输弹线上。这种压弹机构是在炮门后坐的同时进行压弹,炮门不必在后方停留,但炮门的后坐行程一般要比炮弹全长大许多。对用于开口式弹节的压弹机构,是利用压弹器的作用,将进弹口上的炮弹从弹链侧方直接压到输弹线上。这种压弹机构是在炮门后坐完毕之后进行压弹,炮



门必须停留在后方等待压弹,炮门的后坐行程一般只需略大于炮弹全长。

在拨弹到位后,推弹臂(或炮门)从进弹口(亦输弹出发位置)直接将炮弹向前推送,同时借助于导向面的作用使炮弹倾斜进入药室,这种供弹机构称为推式供弹机构,如图 4.47 所示。推式供弹机构把压弹和输弹两个动作合二为一,没有明显的压弹过程与输弹过程之分。推式供弹机构结构比较简单,占用的空间较小,推弹臂(或炮门)不必在后方停留,但推弹行程较长。

根据供弹路数的不同可把供弹机构分为三类,即单路供弹机构、双路供弹机构和多路供弹机构。

供弹机构中,供弹线路只有一路的供弹机构称为单路供弹机构。单路供弹机构是供弹机构中最简单的一种,传统自动机都是采用单路供弹机构。为了一门自动炮能对付不同目标,往往要求供弹机构能供不同种类的炮弹,对单路供弹机构,常采用的方法是不同种类的炮弹通过弹链混合排列来实现。例如 ZU-23-4 自行高炮,配有杀伤爆破燃烧曳光弹和穿甲燃烧曳光弹。采用弹链混合排列的单路供弹机构,两种炮弹在弹链上混合排列方式是,每隔 3 发杀伤爆破燃烧曳光弹为 1 发穿甲燃烧曳光弹,以保证每一个短点射有一发穿甲弹发射出去。弹链混合排列不仅给勤务操作带来不便,而且由于不能根据目标特性人为选择所需发射的弹种,射击效果也不理想。法国 100 mm 舰炮虽然是单路供弹结构,但采用中间弹舱结构来解决临时弹种更换问题。

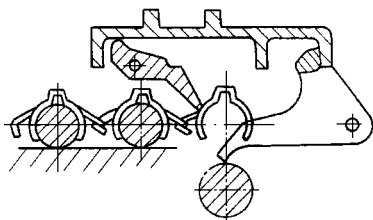


图 4.46 双层供弹机构简图

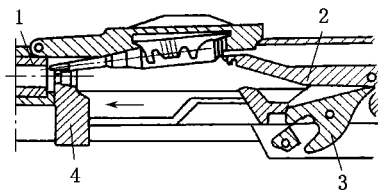


图 4.47 推式供弹机构简图

1—炮身;2—推弹臂;3—加速臂;4—门体

能分别供两种炮弹,并且可根据目标特性,人为迅速选择,进行弹种更换,发射所需弹种的供弹机构称为双路供弹机构。双路供弹机构的炮弹分别装在各自的供弹箱内,对付不同目标可选用不同弹种进行射击。从自动机的一侧能分别供两种弹的双路供弹机构称为单向双路供弹机构,从自动机的两侧分别供两种弹的双路供弹机构称为双向双路供弹机构(也有人简称双向供弹机)。按供弹机构在转换弹种时的运动方式,双路供弹机构又分为不动式双路供弹机构、移动式双路供弹机构、摆动式双路供弹机构等。

能分别供三种及三种以上炮弹,并且可根据目标特性,人为迅速选择,进行弹种更换,发射所需弹种的供弹机构称为多路供弹机构。多路供弹机构的炮弹分别装在各自的供弹箱内,对付不同目标可选用不同弹种进行射击。



对内能源自动机的拨弹机,是将基础构件的运动转化成拨弹时炮弹的运动,一般基础构件的运动与炮弹的运动方向并不一致。根据拨弹机结构的不同可把拨弹机构分为五种类型,即杠杆式拨弹机构、滑板式拨弹机构、凸轮式拨弹机构、转轮式拨弹机构和链轮式拨弹机构。杠杆式拨弹机构(如图 4.48 所示),拨动构件为杠杆,而控制杠杆运动的构件可以有各种各样的结构,该结构紧凑,容易实现双面供弹,应用最广。滑板式拨弹机构(如图 4.49 所示),拨动构件为滑板,其上有曲线槽,设计的关键是恰当设计曲线槽,通常取为斜直线,且倾角较小。曲线槽可以加工在导板上,也可以加工在拨弹滑板上。凸轮式拨弹机构(如图 4.50 所示),利用基础构件上的凸耳嵌入凸轮曲线槽,推动其转动,其上的拨弹齿轮带动拨弹滑板运动而拨动拨弹板拨弹。转轮式拨弹机构(如图 4.51 所示),利用转轮带动炮弹运动,也可以带动弹链运动。链轮式拨弹机构(如图 4.52 所示),通过链轮带动链条运动,链条上的拨动齿直接带动炮弹。

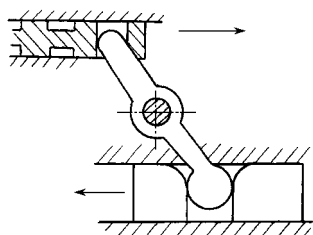


图 4.48 杠杆式拨弹机构简图

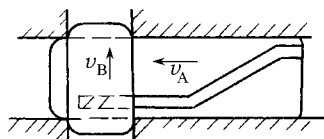


图 4.49 滑板式拨弹机构简图

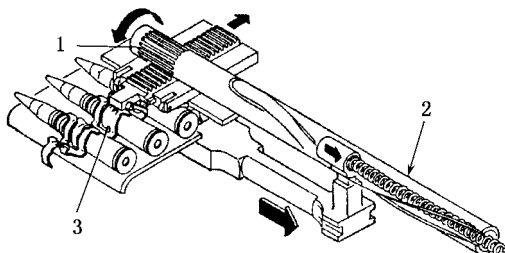


图 4.50 凸轮式拨弹机构简图

1—拨弹齿轮;2—拨弹齿轮框;3—拨弹滑板

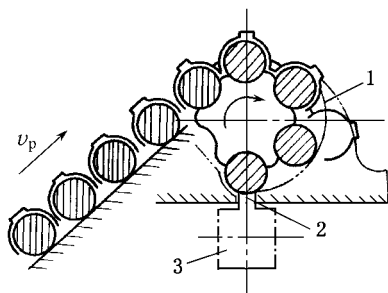


图 4.51 转轮式拨弹机构简图

1—除链器;2—推弹器;3—炮门

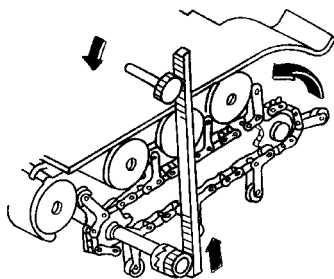


图 4.52 链轮式拨弹机构简图



根据输弹机结构的不同可把输弹机构分为两种类型,即弹簧式输弹机构和液体气压式输弹机构。

二、对供输弹机构的要求

供输弹机构是自动机中最复杂的部分,也是最容易出故障的部分,为了保证供输弹的可靠性,在设计时考虑如下要求:

1. 保证装填动作可靠

- (1) 弹夹供弹时,供弹台在射击过程中固定不动或运动很小;
- (2) 弹链供弹时,设计可靠的硬、软导引。

2. 保证供输弹过程中炮弹的确定性

- (1) 运动轨迹确定性;
- (2) 三大位置确定性;
- (3) 运动强制性;
- (4) 设置阻弹装置(保证每次必须供输一发炮弹,并且只能供输一发炮弹);
- (5) 满足输弹到位速度要求。

3. 保证足够的强度和刚度

- (1) 满足强度要求;
- (2) 满足刚度要求;
- (3) 设置保险装置(阻力太大不能供弹)。

4. 保证工作平稳性

- (1) 避免撞击;
- (2) 传速比变化平稳;
- (3) 效率高,耗能小。

5. 保证经济性

- (1) 结构简单;
- (2) 工艺性好。

三、供输弹机构设计

供输弹机构设计的好坏,直接影响自动机的射速和工作可靠性,因此供输弹机构设计主要考虑解决合理增大供弹机构的容弹量、射击过程中方便续弹、合理缩短供弹时间、保障动作可靠性、减小故障率等问题。

供弹机构设计的主要步骤:

- (1) 供输弹机构总体设计:供输弹机构总体设计主要是结构类型选择(包括供弹路数、供输弹方式、供弹量、供输弹机构类型、供输弹机构工作原理等)、结构布置、关键结构尺寸确定



(如工作行程等)等等。

(2) 供输弹线路设计: 供输弹机构结构设计重点是设计四条确定的线路, 即供弹线路、输弹线路、排链线路、抛壳线路。供弹线路是指把炮弹运动到输弹出发位置时的炮弹轨迹。供弹线路上, 要采取规正、导引、定位等强制措施, 强制完成, 保证炮弹运动线路畅通。输弹线路是指把输弹出发位置的炮弹输送到药室时的炮弹轨迹。输弹线路上, 不允许有阻碍炮弹(引信)运动的现象存在。排链线路是指弹链供弹的自动机, 在脱链之后, 弹链沿一定轨迹排出自动机之外, 在自动机内弹链的运动轨迹。要求排链畅通。抛壳线路是指, 自动机射击之后把药筒沿一定轨迹排出自动机之外, 在自动机内药筒的运动轨迹。在满足闭锁机构要求前提下, 计算抽筒速度、轨迹, 保证药筒能被抛到要求的位置。

(3) 几何分析: 在设计完四条确定的线路之后, 根据这四条确定的线路, 布置供输弹机构, 并进行干涉计算和分析, 确保四条线路的畅通。

(4) 结构设计: 运动规律的选取、结构形状的确定、结构尺寸的确定及强度设计。

(5) 动力分析: 根据设计的结构及其工作环境和条件, 进行动态特性分析。

四、弹带阻力计算

对于弹链供弹, 射击时, 依靠拨弹齿依次拨动弹带, 将炮弹依次带到进弹口。拨弹过程中, 弹带受到拨弹齿很大的拉力, 同时弹带对拨弹齿的运动产生很大的阻力, 即对自动机产生很大的阻力, 称此阻力为弹带阻力。弹带阻力的数值较大, 变化迅速。弹带阻力直接影响自动机的运动, 影响供弹机构和弹链的强度, 因此需要计算弹带阻力。

由于弹带的运动是非常复杂的, 拨弹是间歇性的, 组成弹带的各弹链节(一发炮弹和一个链节)之间存在间隙, 作用力偏心, 炮弹之间以及炮弹与供弹机之间撞击等, 很难进行精确描述, 一般作一些简化, 建立模型。根据简化假设不同, 可建立不同的弹带阻力计算模型。

1. 简化模型

(1) 等截面弹性带模型(均匀弹性带模型): 不计弹链节之间的间隙, 认为炮弹和链节的质量沿弹带的全长均匀分布, 弹带的弹性沿弹带的全长均匀分布, 力的作用线与炮弹质心的连线相重合, 这样弹带就简化成等截面弹性带, 如图 4.53 所示。

(2) 变截面弹性带模型: 不计弹链节之间的间隙, 认为炮弹和链节的质量沿弹带的长度按某种周期函数有规律分布, 弹带的弹性也沿弹带的长度按某种周期函数有规律分布, 力的作用线与炮弹质心的连线相重合, 这样弹带就简化成有规律变化的变截面弹性带, 如图 4.54 所示。

(3) 弹性较多刚体模型: 不计弹链节之间的间隙, 认为炮弹是刚体, 链节的质量集中在刚体的质心上, 链节的弹性则用一个无质量弹簧来代替, 力的作用线与刚体质心的连线相重合, 并与弹簧轴线相重合, 这样弹带就简化成由弹性铰连接的多刚体系统, 如图 4.55 所示。

(4) 复杂较多刚体模型: 考虑弹链节之间的间隙, 认为炮弹是刚体, 刚体间由弹簧和间隙, 以及并联的等效阻尼器相连接(以便考察内摩擦和撞击产生的能量损耗), 这样弹带就简化



成由复杂铰连接的多刚体系统,如图 4.56 所示。

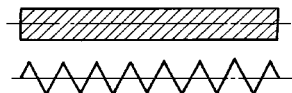


图 4.53 等截面弹性带模型

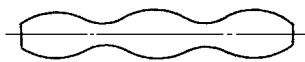


图 4.54 变截面弹性带模型

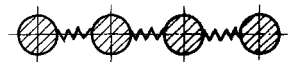


图 4.55 弹性铰多刚体模型

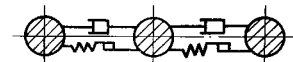


图 4.56 复杂铰多刚体模型

2. 弹带阻力计算

(1) 等截面弹性带模型。

均匀弹性带运动微分方程

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}$$

此方程为波动方程,其中 $a^2 = \frac{E}{\rho}$, a 为波速, E 为弹性带弹性模量, ρ 为弹性带的线密度。

波动方程的通解为

$$u(x, t) = f\left(t + \frac{x}{a}\right) + f_1\left(t - \frac{x}{a}\right)$$

式中 $f\left(t + \frac{x}{a}\right)$ ——入射波,表示由主动段以等速 a 向自由端传播的波,该波产生张力,又称为张力波;

$f_1\left(t - \frac{x}{a}\right)$ ——反射波,表示由自由端以等速 a 向主动端传播的波,该波产生压缩,又称为压缩波,使入射波产生的张力减小。因此当弹带各断面中仅有入射波作用时内力最大。

先看入射波,设 $f_1\left(t - \frac{x}{a}\right) = 0$,则方程的解变为

$$u(x, t) = f\left(t + \frac{x}{a}\right)$$

在 t_1 时刻, x_1 断面的位移为

$$u(x_1, t_1) = f\left(t_1 + \frac{x_1}{a}\right)$$

在 $t_2 = t_1 + \frac{x_1 - x_2}{a}$ 时刻, x_2 断面的位移为



$$u(x_2, t_2) = f\left(t_2 + \frac{x_2}{a}\right) = f\left(t_1 + \frac{x_1 - x_2}{a} + \frac{x_2}{a}\right) = f\left(t_1 + \frac{x_1}{a}\right) = u(x_1, t_1)$$

此式说明, x_2 断面重复了 x_1 断面的运动, 只是时间滞后了 $\frac{x_1 - x_2}{a}$ 。

假设拨弹开始时, 弹带是静止的, 弹带所有断面上的位移和速度都为零, 即

$$u(x, 0) = 0 \quad x \in (0, l)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} u(x, 0) = 0 \quad x \in (0, l)$$

认为弹带主动端的位移与拨弹板的位移和速度(为时间的已知函数)相同, 即

$$u(l, t) = f\left(t + \frac{l}{a}\right) = \varphi(t)$$

$$\frac{d}{dt} u(l, t) = \frac{d}{dt} f\left(t + \frac{l}{a}\right) = \dot{\varphi}(t)$$

认为弹带的另一端为自由状态, 不受外界影响, 即

$$\frac{\partial}{\partial x} u(0, t) = 0$$

对开始处于静止状态的弹带, 只有主动端运动产生的入射波到达各断面时, 相应的断面才开始运动。当入射波到达自由端后, 才出现反射波。入射波到达自由端的时间为 $t = \frac{l}{a}$, 主动端开始运动到反射波返回主动端的时间为 $t = \frac{2l}{a}$ 。

在 x 断面, 位移将重复主动端的位移变化, 但时间滞后 $\frac{l-x}{a}$, 即 x 断面的位移变化规律为

$$u(x, t) = \varphi\left(t - \frac{l-x}{a}\right)$$

弹带 x 断面的内力为

$$P_x = E \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{E}{a} \varphi' \left(t - \frac{l-x}{a} \right)$$

对于主动端($x=l$), 则有

$$P_l = \frac{E}{a} \varphi'(t) = \frac{E}{a} V_p$$

式中 V_p ——拨弹板的速度。

将波速 a 、弹性带弹性模量 E 、弹性带的线密度 ρ , 用弹链刚度 k 和一个弹链节(包括炮弹)的质量 m 来表示, 则作用在拨弹板上的力称为弹链阻力, 可以表示为

$$P = \sqrt{km} V_p$$

如果弹带倾斜放置, 则弹带阻力还应包括炮弹和链节的重力分量及摩擦力, 通常用如下近似公式计算



$$P = \sqrt{km}V_p + Nmg(\sin\theta + f\cos\theta)$$

式中 N ——悬挂部分的炮弹数；

θ ——弹带的倾角；

f ——摩擦系数。

(2) 多刚体模型。

弹带系统运动微分方程

$$M\ddot{q} = F + SX$$

式中 M ——质量矩阵；

\ddot{q} ——广义加速度列阵；

F ——外力列阵；

S ——关联矩阵；

X ——内力列阵，由铰中弹性力和阻尼力组成的列阵。

应用计算机求解弹带系统运动微分方程，可以得到弹带中各铰处的运动和内力。关键在于确定铰中弹性力和阻尼力。求得弹带中各铰处的运动和内力，也就得到作用在拨弹板上的力（即弹链阻力）

$$P = k_1(q_0 - q_1) + c_1(\dot{q}_0 - \dot{q}_1)$$

4.4 导气式自动机

4.4.1 导气式自动机工作原理

导气式自动机是利用从炮膛内导出的部分火药燃气能量完成自动循环动作的自动机，当弹丸经过炮膛导气孔之后，火药燃气经导气孔进入气室，推动活塞运动，活塞带动与之连接的自动机基础构件，从而带动自动机各机构运动，完成自动循环动作。

与后坐式自动机相比，导气式自动机具有如下特点：

- (1) 基础构件质量小，速度快，射速高；
- (2) 结构简单；
- (3) 构件加速度大，并伴有撞击；
- (4) 导气孔导出气体，使初速略有下降，导气孔烧蚀和磨损会改变射速，污染气室。

导气式自动机可分为炮身运动和炮身不运动两大类。

炮身运动的导气式自动机，其炮身本身相对摇架或炮箱作后坐复进运动，可以利用导气装置作为加速机构带动其他机构工作，但供弹台不动。这种自动机射速较低，机构较复杂。

炮身不动的导气式自动机，其炮身本身相对摇架或炮箱不动，利用导气装置带动其他机构



工作。这种自动机机构简单,射频高,但后坐力大,对火炮的稳定性和炮架的强度不利,火炮上一般不直接采用。为了减小后坐力,一般采用设置缓冲装置对整个自动机进行缓冲。这种自动机,由于供弹台不动而进弹口运动,因此炮弹进入供弹机构困难,易产生故障。

导气装置结构可以分为开式和闭式两种。

开式气室如图 4.57 所示,主要是利用火药燃气冲击活塞,使活塞很快获得足够的动量。开式气室的气室短小,活塞运动时要移出气室,一般要设置专门的活塞杆导向装置。这种结构撞击较大。

闭式气室如图 4.58 所示,活塞在气室内运动,利用火药燃气推动活塞运动。由于气室较长,可以作为活塞的导向筒,并且可以充分利用火药燃气能量。

按火药燃气对活塞的作用性质,导气式自动机可分为静力作用式、动力作用式和动力静力式。

静力作用式导气式自动机,火药燃气进入气室后,通过气体的静力膨胀,平稳作用活塞,使活塞运动而做功。闭式气室就属于静力作用式。

动力作用式导气式自动机,火药燃气气流直接冲击活塞工作面,气流冲击后能自由排至大气。气体对活塞作用为动力作用,不存在气室内压力升高问题。开式气室一般属于动力作用式。

动力静力式导气式自动机,介于静力作用式与动力作用式之间,兼有二者特点。

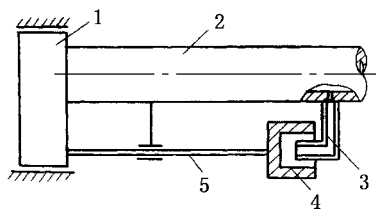


图 4.57 开式气室简图

1—自动机基础构件;2—身管;3—气室;
4—活塞;5—活塞杆

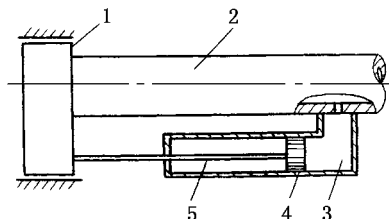


图 4.58 闭式气室简图

1—自动机基础构件;2—身管;3—气室;
4—活塞;5—活塞杆

4.4.2 导气装置基本参数

当膛内火药燃气压力变化规律(内弹道)一定时,导气式自动机的气室内火药燃气压力及其对活塞的作用主要取决于导气装置结构。影响气室内火药燃气压力及其对活塞作用强度的导气装置的主要参数有:

- (1) 导气孔位置 l_{φ} ;
- (2) 导气孔最小横断面积 S_{φ} ;



- (3) 活塞面积 S_h ;
- (4) 气体泄漏面积(一般是活塞与气室壁间的间隙面积) ΔS ;
- (5) 气室初容积 W_0 ;
- (6) 自动机运动部分的相当质量 m_0 ;
- (7) 散热条件等。

可以通过改变上述各参数,来调节室内火药燃气对活塞的作用强度。

为了保证导气式自动机在不同工作条件下(温度变化、零件磨损等)能有稳定的理论射速,导气装置通常设置调节器。调节器要方便调节,并不影响气流正常工作状态。原则上可以调节导气装置的基本参数中的某个或某几个。通常调节进入气室的火药燃气,即通过改变导气孔位置 l_φ 、导气孔最小横断面 S_φ ,或调节火药燃气对活塞的作用强度(时间或大小),即可以控制作用时间(改变活塞面积 S_h 或气室初容积 W_0 ,或适时放气),也可以控制气体量(气体泄漏面积 ΔS 或增加小排气孔)等。

4.4.3 气室压力计算

气室内压力及其作用决定了自动机的自动循环。因此,对导气式自动机,首要问题是掌握气室内压力的变化规律,掌握了气室内压力变化规律就可以对其实施控制。

确定气室内压力变化规律的方法较多,一般分为两类,一类是应用气体动力学和热力学理论,建立气室压力变化规律计算模型,称为理论计算法,另一类是在实验基础上给出经验公式,进行近似计算,称为经验计算法。

用理论计算法计算气室压力,首先假设,在 dt 时间内,经导气孔进入气室的气体能量为 dQ ,同时经泄漏面积流出损失为 dQ_l ,热散失为 dQ_s ,活塞做功为 dA ,气室内气体内能增加为 dE ,如图 4.59 所示。

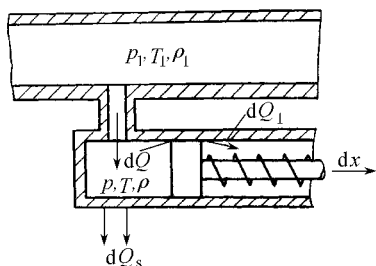


图 4.59 气室压力理论计算结构模型

根据能量守恒原理,气室内气体能量守恒,即

$$dQ = dQ_l + dQ_s + dA + dE \quad (4.51)$$

流进能量为

$$dQ = C_p T_1 G_1 dt \quad (4.52)$$

式中 G_1 ——流入气室内气体的秒流量;
 T_1 ——膛内火药燃气温度;
 C_p ——定压比热。

流出能量为

$$dQ_l = C_p T G_2 dt \quad (4.53)$$

式中 G_2 ——流出气室的气体秒流量;
 T ——气室火药燃气温度。



热散失能量为

$$dQ_s = \alpha \rho (T - T_2) S_q dt \quad (4.54)$$

式中 α ——传热系数；
 ρ ——燃气密度；
 T_2 ——筒壁温度；
 S_q ——散热面积。

活塞做功为

$$dA = p S_h dx \quad (4.55)$$

式中 S_h ——活塞面积；
 x ——活塞位移；
 p ——气室压力。

气体内能为

$$E = em = C_v T \rho W$$

式中 W ——气体体积(气室容积)；
 C_v ——定容比热。

根据气体状态方程

$$\frac{p}{\rho} = RT$$

及

$$R = C_p - C_v$$

$$k = \frac{C_p}{C_v}$$

得

$$E = C_v \frac{p}{R} W = \frac{1}{k-1} p W$$

即气体内能增量为

$$dE = \frac{1}{k-1} d(pW) \quad (4.56)$$

能量守恒方程可以写成

$$C_p T_1 G_1 dt = C_p T G_2 dt + \alpha \rho (T - T_2) S_q dt + p S_h dx + \frac{1}{(k-1)} d(pW) \quad (4.57)$$

考虑到

$$C_p T = C_p \frac{p}{\rho R} = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p}{\rho}$$

式(4.57)可以写成



$$\frac{p_1}{\rho_1} \cdot \frac{k}{k-1} G_1 dt = \frac{p}{\rho} \cdot \frac{k}{k-1} G_2 dt + \alpha \left(\frac{p}{R} - T_2 \rho \right) S_q dt + p S_h \dot{x} dt + \frac{1}{(k-1)} d(\rho W) \quad (4.58)$$

由于

$$W = W_0 + S_h x$$

将其代入式(4.58)并整理,则有

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{W} \left[\frac{k G_1 p_1}{\rho_1} - \frac{k G_2 p}{\rho} - \alpha (k-1) S_q \left(\frac{p}{R} - T_3 \rho \right) - k p S_h \dot{x} \right] \quad (4.59)$$

根据气室中气体质量守恒,得

$$(G_1 - G_2) dt = d(\rho W)$$

即

$$G_1 - G_2 = \frac{d}{dt}(\rho W) = W \frac{d\rho}{dt} + \rho S_h \dot{x}$$

亦

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{1}{W} (G_1 - G_2 - \rho S_h \dot{x}) \quad (4.60)$$

其中 x, \dot{x} 分别为活塞位移和速度,即自动机基础构件的位移和速度。

对于导气式自动机,只有将能量守恒方程和质量守恒方程与自动机运动方程联解,才能得出气室压力和自动机基础构件的位移和速度。

要求解气室压力,必须解决方程中气体秒流量 G_1, G_2 的计算问题。射击时,当弹丸越过导气孔以后,膛内的火药燃气开始流入气室,直至气室压力 p 与膛内压力 p_1 相等,该流动过程称为正流阶段($p_1 > p$)。当气室压力 p 大于膛内压力 p_1 时,气室内的气体将由气室向炮膛流动,该流动过程称为反流阶段($p_1 < p$)。

正流时,若将膛内压力看做滞止压力,根据气体动力学理论知,当

$$\frac{p_1}{p} = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

时,流动处于临界流动。若取比热比 $k=1.25$,则 $\left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}} \approx 1.8$ 。即,当 $\frac{p_1}{p} = 1.8$ 时,流动处于临界流动,当 $\frac{p_1}{p} < 1.8$ 时,流动为亚临界流动,当 $\frac{p_1}{p} > 1.8$ 时,流动为超临界流动。

根据气体动力学理论,当流动为亚临界流动时,气体秒流量 G_1 按下式计算

$$G_1 = \mu_1 S_\varphi \left\{ \frac{2k p_1 \rho_1}{k-1} \left[\left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (4.61)$$

当流动为超临界流动,气体秒流量 G_1 按下式计算

$$G_1 = \mu_1 S_\varphi \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \sqrt{k p_1 \rho_1} \quad (4.62)$$



同理,反流时,当 $\frac{p}{p_1} < 1.8$ 时,流动为亚临界流动,气体秒流量 G_1 按下式计算

$$G_1 = -\mu_1 S_\varphi \left\{ \frac{2kp\rho}{k-1} \left[\left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (4.63)$$

当 $\frac{p}{p_1} > 1.8$ 时,流动为超临界流动,气体秒流量 G_1 按下式计算

$$G_1 = -\mu_1 S_\varphi \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \sqrt{kp\rho} \quad (4.64)$$

G_2 是由气室经泄漏面积流向大气的气体秒流量,不可能产生反向流动,只有正向流动。设大气压力为 p_0 ,当 $\frac{p}{p_0} < 1.8$ 时,亚临界流动的气体秒流量 G_2 按下式计算

$$G_2 = \mu' \Delta S \left\{ \frac{2kp\rho}{k-1} \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{-\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{-\frac{k+1}{k}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (4.65)$$

当 $\frac{p}{p_0} > 1.8$ 时,超临界流动的气体秒流量 G_2 按下式计算

$$G_2 = \mu' \Delta S \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \sqrt{kp\rho} \quad (4.66)$$

计算中应注意如下问题:

(1) 在计算中及时判断 G_1 的正反流,以及 G_1 和 G_2 的流动状态,应用不同计算式进行计算,如图 4.60 所示。

(2) μ_1 、 μ' 为实验符合系数,通常, $\mu_1 < 1$ 、 $\mu' < 1$,有时为了简化,不计热散失,而用增大 μ' 的方法,此时 μ' 可以大于 1。

(3) 可以通过改变不同结构参数 (S_φ 、 ΔS 、 S_b 、 W_0 等) 研究结构对气室压力以及自动机的影响,采用优化设计的方法获得结构参数。

上述是应用零维气体动力学理论计算气室

压力,还可以应用一维气体动力学理论、二维气体动力学理论、三维气体动力学理论以及多维多相流气体动力学理论计算气室压力。理论计算能比较好地反映内部细节以及规律性。但是,在建立理论计算模型时,不可避免地要进行一些假设,是一种近似,其计算结果应经过实验验证。

除了理论计算法外,还有经验法。经验法是在实验的基础上,得出气室压力变化规律的经验公式。经验法使用比较简单,但误差较大,只能从总体上给出大致变化规律。计算气室压力的经验法主要有马蒙托夫法和布拉温法。

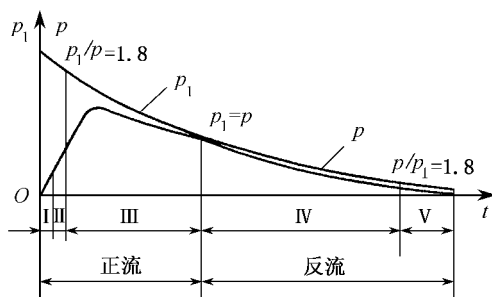


图 4.60 膛压与气室压力之间的关系

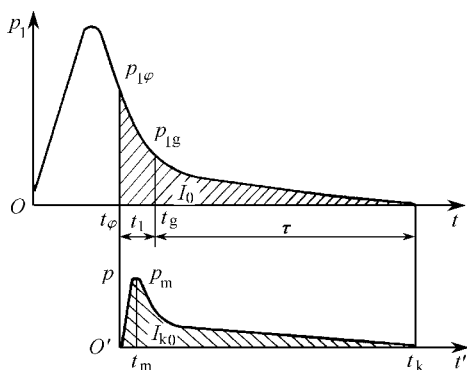


图 4.61 膛压与气室压力之间的关系

比 $\eta = \frac{I}{I_0}$ (称为比冲量效率) 为一常数, 该常数取决于导气装置的结构参数 (可以事先对不同结构进行实验, 得出不同结构对比冲量效率 η 影响规律), 如图 4.61 所示。

具体计算过程是: 由内弹道计算弹丸通过导气孔后炮膛内火药燃气压力全冲量 $I_0 = \int_0^{t_l+\tau} p_1 dt$; 根据结构参数得出比冲量效率 η ; 再由比冲量效率得气室压力全冲量 $I = \eta I_0$, 并且 $I = \int_0^{t_k} p dt \approx p_m e t_m$ 。为了使方程封闭求解, 应建立补充方程。设气室压力对活塞的作用结束时 ($t = t_k$), 气室压力为 0.1 MPa (一个大气压), 即 $p_k = p_m Z_k e^{1-Z_k} = 0.1$ 。联解可以得到 p_m 、 t_m , 及气室压力计算经验公式。

布拉温法的基本思想与马蒙托夫法的基本思想相同, 只是假设气室压力变化规律的经验公式为

$$p = p_\varphi e^{-\frac{t}{b}} (1 - e^{-\frac{t}{a}}) \quad (4.68)$$

式中 p_φ ——弹丸通过导气孔瞬时炮膛内火药燃气压力;
 b ——取决于炮膛内火药燃气压力变化规律的参数;
 a ——取决于导气装置的参数。

经验公式中 b 、 a 为待定参数, 确定了 b 、 a , 也就确定了气室压力计算经验公式。确定 b 、 a 的思路与马蒙托夫法相似, 只不过具体计算应用布拉温法相关的计算式和实验参数, 如图 4.62 所示。

4.4.4 主要结构参数对气室压力的影响

气室压力是导气式自动机工作的原始动力, 直接影响自动机的工作性能。由气室压力计算过程可以看出, 在炮膛内热力学参数一定时, 气室压力取决于导气装置的结构参数。为了分



析导气装置的工作性能,必须了解各结构参数对气室压力的影响规律。分析方法是改变某个结构参数,而固定其他结构参数,看该参数对气室压力的影响规律。

1. 导气孔位置 l_φ 对气室压力的影响规律

导气孔位置越靠近药室,膛内火药燃气越早进入气室,此时膛内压力越大,使气室压力也越大。如图 4.63 所示,曲线 I 代表的导气孔位置比曲线 II 代表的导气孔位置靠近药室。

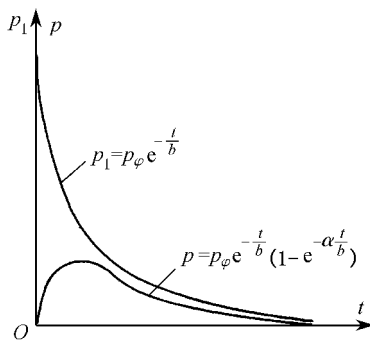


图 4.62 膛压与气室压力之间的关系

2. 导气孔最小横断面积 S_φ 对气室压力的影响规律

导气孔最小横断面积越大,单位时间内导入气室的火药燃气流量越大,气室充气越快,使得气室压力最大值越大,并且气室压力最大值出现的时机越早,气室压力全冲量也就越大,如图 4.64 所示。

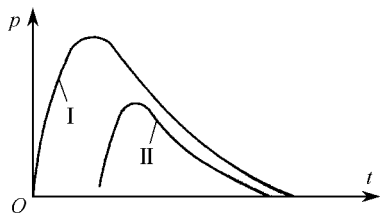


图 4.63 导气孔位置对气室压力的影响

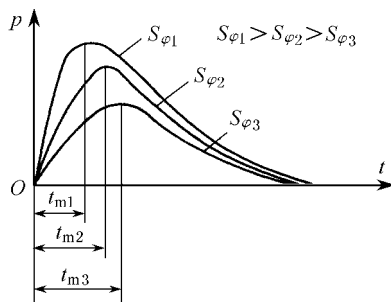


图 4.64 导气孔最小横断面积对气室压力的影响

3. 气体泄漏面积 ΔS 对气室压力的影响规律

气体泄漏面积越大,将使气室中的气体越容易泄漏,导致气室压力以及气室压力全冲量降低,最大压力出现的时机也相应推迟,如图 4.65 所示。

4. 自动机运动部分的相当质量 M_0 对气室压力的影响规律

自动机运动部分的相当质量增大,将使活塞的运动加速度及速度减小,从而使气室容积增加变缓,导致气室压力增大,气室压力全冲量增加,如图 4.66 所示。

5. 气室初容积 W_0 对压力的影响规律

气室初容积增大,将使气室最大压力减小,气室最大压力出现的时机也相应推迟,在后期气室压力下降也较缓慢,但是气室初容积对气室压力全冲量的影响较小,如图 4.67 所示。

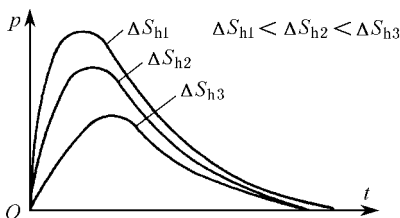


图 4.65 气体泄漏面积对气室压力的影响

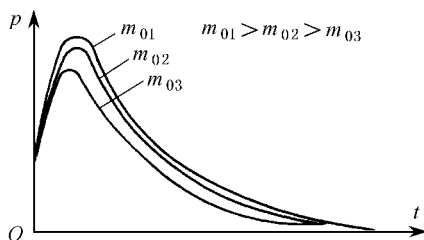


图 4.66 自动机运动部分的相当质量对气室压力的影响

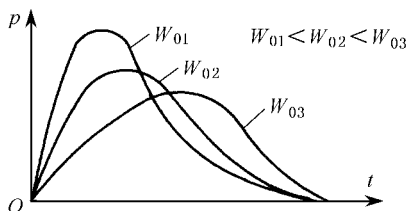


图 4.67 气室初容积对气室压力的影响

4.4.5 导气装置设计

导气装置设计是导气式自动机设计的主要任务之一。导气式自动机其他结构的设计与其他类型自动机设计类似。

导气装置设计,首先应根据战技要求选择导气装置的结构类型;其次是对选定的导气装置的结构类型建立理论计算模型,采用类比方法,初步选择导气装置的主要结构参数,进行导气式自动机工作过程仿真计算。导气装置设计是一项实践性很强的工作,当仿真计算结果满足设计要求时,则确定了导气装置的主要结构参数,并进行导气装置的技术设计,经实验验证后确定导气装置。当仿真计算结果不满足设计要求时,则根据导气装置的主要结构参数对气室压力的影响规律,改变导气装置的主要结构参数,重新进行仿真计算。导气装置设计过程是一个反复修改和反复计算的求优过程,直至结果满足设计要求为止。

设计过程实际上是一个利弊权衡过程。在满足规定的战技要求前提下,还应尽可能考虑结构设计特点。

导气孔位置越靠近药室,膛内火药燃气越早进入气室,气室压力作用时间也越长,对活塞的作用冲量也越大。但是,这会加剧火药燃气对导气孔的冲刷和烧蚀,甚至破坏其工作性能。导气孔位置越靠近炮口,火药燃气进入气室的条件变得越差,活塞得到的气体冲量就越小。因此,要合理选择导气孔位置,不宜太靠近药室,也不宜太靠近炮口,一般选择导气孔位置距坡膛



约为 $1/3 \sim 1/2$ 之弹丸膛内行程长。

导气孔最小横断面积越大,单位时间内导入气室的火药燃气流量越大,气室压力全冲量也就越大,可以使活塞速度增大,射速提高。但是,同时也使得膛内压力下降越大,气室压力最大值越大,运动冲击增大,甚至是不可接受的。因此,在满足规定的战技要求前提下,应尽可能减小导气孔最小横断面积。

自动机运动部分的相当质量增大,将使活塞的运动加速度和速度减小,导致气室压力增大和气室压力全冲量增加。但是,由于活塞运动速度减小,降低了活塞运动动能。因此,设计时应根据对自动机的性能要求,合理确定自动机运动部分的相当质量。

气室初容积增大,将使气室最大压力减小,压力变化也较缓和,活塞运动比较平稳。但是,气室初容积大,相应结构尺寸也会增大。

4.5 浮动自动机

4.5.1 浮动原理

减小自动机后坐力是自动机研究的一个主要任务,减小后坐力的方法很多,采用浮动原理就是主要技术手段之一。

通常,火炮是在复进到位之后击发,然后进行后坐复进循环。当火炮在复进过程中击发时,火药燃气压力首先要阻止复进,然后才产生后坐。这种火炮在复进过程中击发,利用复进动量部分抵消部分火药燃气对后坐部分的作用冲量,从而大幅度减小后坐阻力。这种发射原理称为复进击发原理。

对非自动的大口径火炮,要实现复进击发,在击发前必须将炮身拉到后位,先解脱炮身使其前冲(复进),再在炮身前冲过程中击发,因此非自动的大口径火炮中又称复进击发原理为前冲击发原理或软后坐原理。

对自动炮,往往应用复进击发原理,并保证在连发射击时自动机的运动介于后坐到位与复进到位之间,好像整个自动机“浮”在运动行程上,故自动炮中称复进击发原理为浮动原理。

采用浮动原理的自动炮称为浮动自动炮。采用浮动原理的自动机称为浮动自动机。浮动自动机中参与浮动的所有机构总称为浮动部分。浮动机是使自动机实现浮动的一种装置,是自动机的组成部分。

采用浮动原理的自动炮具有如下优点:

(1) 大幅度减小后坐力:复进中击发,使复进剩余能量抵消很大一部分火药燃气的后坐能量,只有剩余后坐能量用来产生后坐。后坐力一部分为行程函数,一部分为后坐速度函数。当采用了浮动原理后,后坐位移和速度都将大幅度减小,也就大幅度减小了后坐力。在理想状



态中,当后坐时间不变时,平均后坐力将减小 50%,当后坐长不变时,平均后坐力将减小 75%。

(2) 减小撞击:采用了浮动原理,机构的运动速度将大幅度减小,可以减小机构间的撞击,并且,没有到位撞击,可以减小振动。

(3) 保持后坐力方向一致:采用了浮动原理,浮动自动机的后坐力方向始终向后,可提高射击稳定性及射击密集度。

总之,采用浮动原理能较好地解决自动炮威力与机动性、威力与精度的矛盾。

4.5.2 浮动自动机分类

浮动自动机是依靠浮动机来实现浮动的,与自动机本身的驱动及工作类型无关,即内能源、外能源、混合能源的自动机都能实现浮动,后坐式、导气式、转管式、转膛式的自动机也都能实现浮动。

按浮动部分不同,浮动自动机可以分为炮身浮动式浮动自动机、炮门浮动式浮动自动机和炮箱浮动式浮动自动机。炮身浮动式浮动自动机,只有炮身参与浮动,其他部分不浮动。炮身浮动式可应用于炮身后坐式和混合式工作原理的自动机。炮门浮动式浮动自动机,只有炮门参与浮动,其他部分不浮动。炮门浮动式可应用于炮门后坐式工作原理的自动机。炮箱浮动式浮动自动机,炮箱及整个自动机都参加浮动。由于整个自动机后坐和复进,因此浮动对自动机的结构影响不大。炮箱浮动式可应用于各种自动工作原理的自动机。

按利用复进能量不同,浮动自动机可以分为完全浮动式浮动自动机和局部浮动式浮动自动机。完全浮动式浮动自动机,利用全部复进行程,浮动部分在复进过程中不停顿,在达到最大复进速度时进行击发,自动机的自动循环动作都在浮动部分的后坐和复进过程中完成,最大限度地利用了复进能量。根据首发情况,完全浮动式浮动自动机又可分为首发浮动的浮动自动机和首发不浮动的浮动自动机。对于首发浮动的浮动自动机,首发击发前将浮动部分拉到后位卡住,发射前解脱使之复进,在复进过程中击发,在连发时实现浮动。对于不首发浮动的浮动自动机,首发浮动部分在平时处于待发状态,不需要将浮动部分拉到后位。发射后,首发像常规自动机一样从原始位置开始后坐和复进,从第二发开始在复进过程中击发,在连发时实现浮动。局部浮动式浮动自动机,利用部分复进行程,在浮动行程的一定位置上卡住浮动部分,等待自动机的某些自动循环动作完成后,选择一定时机再解脱使其复进,然后在复进过程中击发。在局部浮动式浮动自动机中,击发时浮动部分达不到最大速度,浮动自动机不能最大限度地利用复进能量。

按击发时机不同,浮动自动机可以分为定点击发式浮动自动机、定速击发式浮动自动机、定点定速击发式浮动自动机和近似定点定速击发式浮动自动机。定点击发式浮动自动机,在浮动部分复进到某确定的预定位置时击发。要实现定点击发,必须设置定点击发机构,用机构来保证定点击发(可以是机械式的,也可以是机电式的)。定速击发式浮动自动机,在浮动部分



复进到某确定的预定速度时击发。要实现定速击发,必须设置定速击发机构,用机构来保证定速击发(一般是机电式的)。定点定速击发式浮动自动机,在浮动部分复进到预定的位置同时达到预定的速度时击发。为了实现稳定的浮动,最好是能同时保证定点击发和定速击发,但是目前的技术水平还难以用机构保证完全实现定点定速击发。近似定点定速击发式浮动自动机,在浮动部分复进到一定速度范围和一定位置范围时击发。近似定点定速击发,一般不可能通过设置专门的定点击发和定速击发机构来实现,而只能是通过浮动部分动力学分析和动力学参数匹配,使击发时的速度和位置稳定在较小的范围内,达到近似定点定速击发。

按结构不同,浮动机可以分为弹簧式浮动机、弹簧-液压式浮动机、弹簧-摩擦垫式浮动机、液压气体式浮动机、可压缩液体式浮动机等。

4.5.3 浮动自动机的关键技术

一、总体技术

为了满足自动机战术技术指标,尤其是要优先满足射速指标、后坐力指标、后坐行程指标等重要指标,在综合评价分析的基础上确定自动机类型以及浮动方案。由于浮动机是浮动自动机的重要组成部分,确定浮动机的类型及结构形式是总体技术的重要方面。

协调浮动机与自动机总体的关系是总体技术的另一个重要方面。主要包括总体布置(确定浮动机、供弹机构等在自动机上的配置关系、连接方式等)、运动协调性(设置必要的调整机构等)、可操作性、可靠性、可维修性等。

二、变后坐技术

对首发不浮动自动机,首发后坐长,连发浮动后则后坐短。对不同后坐长的自动机,给确保满足供弹和后坐力等要求带来困难。在满足后坐力要求时,可通过控制后坐行程来保证供弹;在保证供弹时,可通过控制后坐长来控制后坐力。

三、变射频技术

浮动自动机的变射频技术主要包括两个方面,一个方面是保证不同射频下都能实现浮动,以及在不同射击条件下保证射频变化时也能实现浮动;另一个方面是通过在一定范围内调整射频来实现浮动。

变射频技术主要是调整机构的设置与设计。

四、浮动稳定性技术

对定点击发、定速击发和定点定速击发浮动自动机,在理论上都能保证每个射击循环的状



态一致,这需要专门机构来保证,这给自动机设计带来困难。最简单的是近似定点定速击发浮动自动机,尽管可以通过动力学分析和动力学参数匹配来保证在一定范围内击发,但是由于影响因素很多,很难确保稳定的浮动自动机的性能。对近似定点定速击发浮动自动机,关键问题是要确保浮动稳定性,即要保证当受外界影响时,击发点也要回到稳定位置附近。浮动稳定性就是指除首发外击发点位置和速度的一致性。浮动稳定性是衡量浮动自动机动态性能的重要指标。控制并实现击发点位置和速度在一定范围内进行击发的技术称为浮动稳定性技术,浮动稳定性技术是近似定点定速击发浮动自动机技术的核心。

衡量浮动自动机浮动稳定性的好坏,首先应给出浮动稳定性判据。浮动稳定性判据一般包括如下五个方面:

(1) 要实现浮动,除首发之外,其余各发击发点位置 $X_{0i} (i=2, \dots, N)$ (实际上,实验中所得到的一般是开始后坐位移 $X_{\min i}$,而 X_{0i} 应是 $X_{\min i}$ 前移一段时间 Δt 对应位移) 不应超过零点,即

$$X_{0i} > 0 \quad (i=2, \dots, N) \quad (4.69)$$

(2) 要实现稳定浮动,除首发之外,其余各发击发点位置的偏差 σ_{X_0} 应越小越好,即

$$\sigma_{X_0} = \sqrt{\frac{1}{N-2} \sum_2^N (X_{0i} - \bar{X}_0)^2} \quad (4.70)$$

式中

$$\bar{X}_0 = \frac{1}{N-1} \sum_2^N X_{0i}$$

(3) 要实现浮动,首先应保证复进击发。除首发之外,其余各发击发必须在复进过程中进行,即保证击发点速度 $\dot{X}_{0i} (i=2, \dots, N)$ (实际上,实验中一般是将 $X_{\min i}$ 前移一段时间 Δt 对应位移 X_{0i} 处的斜率) 小于零,即

$$\dot{X}_{0i} < 0 \quad (i=2, \dots, N) \quad (4.71)$$

(4) 要实现稳定浮动,除首发之外,其余各发击发点速度的偏差 $\sigma_{\dot{X}_0}$ 应越小越好,即

$$\sigma_{\dot{X}_0} = \sqrt{\frac{1}{N-2} \sum_2^N (\dot{X}_{0i} - \bar{\dot{X}}_0)^2} \quad (4.72)$$

式中

$$\bar{\dot{X}}_0 = \frac{1}{N-1} \sum_2^N \dot{X}_{0i}$$

(5) 要实现稳定浮动,各发最大后坐行程 X_{mi} 的偏差 σ_{X_m} 应越小越好,即

$$\sigma_{X_m} = \sqrt{\frac{1}{N-2} \sum_2^N (X_{mi} - \bar{X}_m)^2} \quad (4.73)$$

式中



$$\bar{X}_m = \frac{1}{N-1} \sum_{i=2}^N X_{mi}$$

对于近似定点定速击发浮动自动机,尽管理论上可以保证实现稳定的浮动,但由于没有机构保证,加上弹药、射击条件等的影响,很难保证一定能实现理想状况。实验中,常遇到的典型浮动曲线有如下三种:

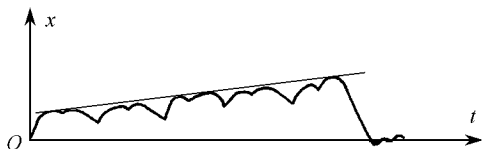


图 4.68 叠加型浮动曲线

(1) 叠加型(如图 4.68 所示):后坐行程越长,击发点离复进到位点越来越远。行程叠加,后坐力叠加,浮动不稳定。行程过大,将影响供弹;后坐力过大,将影响射击精度和火炮构件的强度等。主要是由于自动机动力学参数不匹配造成的。

(2) 衰减型(如图 4.69 所示):与叠加型刚好相反,后坐行程越打越短,击发点离复进到位点越来越近,直至复进到位才击发,出现不浮动状态。也主要是由于自动机动力学参数不匹配造成的。出现不浮动状态,会失去浮动自动机的优越性。

(3) 正常型(如图 4.70 所示):后坐行程在允许范围内波动,具有自动调节的规律性。

浮动自动机的运动受多种因素影响,浮动曲线的波动是正常现象,只要曲线的规律趋向稳定,浮动就算稳定。

一般浮动自动机是一般自动机加配浮动机。保证浮动稳定性,可以从自动机和浮动机两个方面来考虑。主要措施有:

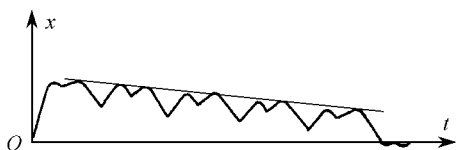


图 4.69 衰减型浮动曲线

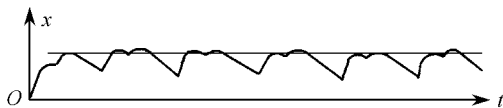


图 4.70 正常型浮动曲线

(1) 稳定自动机的运动规律,如提高基础构件运动稳定性、减小工作构件影响、减小供弹阻力、利用外能源驱动等。

(2) 优化浮动机结构参数,如对浮动机结构参数进行参数优化设计、实验优化设计、结构参数可调等。

(3) 合理匹配系统动力参数,如动力学模拟、第二冲量匹配等。

(4) 设计受控浮动机,如控制与协调基础构件与炮箱之间的运动等。

(5) 设计自适应浮动机,如自动调节和控制自动机运动。



4.5.4 浮动自动机设计

浮动自动机实现复进中击发主要靠浮动机的作用。浮动自动机的综合性能主要取决于浮动机的设计。因此,设计浮动自动机时,重点应放在浮动机的设计上。

小口径浮动自动炮大多采用弹簧液压式浮动机。因为用弹簧作为复进能源既简单又不受温度的影响,而液压装置可以在因射角变化而引起的浮动性能变化时起到一定的自动调节作用。因为射角增大时,浮动部分沿炮膛轴线的重力分量使后坐速度增加,液压阻力也相应增加,从而使后坐长度变化不大。复进时,重力分量使复进速度减小,液压阻力相应减小,也使复进长度减小得不大。首发不浮动的浮动机,液压装置也可起到一定的调节作用,使后坐长度变化不大。因此,弹簧液压式浮动机在小口径浮动自动炮中得到了广泛的应用。

浮动式自动炮的浮动机可视为一种特殊的反后坐装置。它除了控制浮动时的后坐、复进运动规律及炮架受力以外,还要使浮动部分运动与自动机的供弹、输弹、关门、闭锁及击发机构的动作合理匹配,以保证浮动部分在复进的最大速度附近击发,并实现浮动。要设法保证连发时浮动部分的复进速度和行程变化范围最小,以实现稳定浮动。要考虑减小后坐能量损耗,以提高浮动效率。

根据已确定的炮、弹、药诸元进行内弹道计算,得出内弹道规律和炮膛合力规律。以此为基础,进行浮动机的设计。

弹簧液压式浮动机的设计过程是浮动弹簧设计、液压装置设计、浮动自动机分析计算、验证试验、修改方案等反复设计、计算、试验的过程。

1. 最大后坐长 X_{\max} 的确定

综合考虑火炮受力、供输弹、自动机和炮架结构等方面来确定最大后坐长 X_{\max} 。 X_{\max} 越大,炮架受力越小,但自动机和炮架的纵向尺寸越大,使其质量增加。一般设计是选取一组 X_{\max} 值作为设计浮动机的初始数据进行多方案计算,选择最佳方案。

2. 浮动弹簧设计

浮动弹簧设计在很大程度上影响浮动机的工作性能。浮动弹簧的设计主要是合理地确定弹簧初力 F_{f0} 和压缩比 δ ,求出弹簧的刚度系数,计算弹簧的结构尺寸。初力 $F_{f0} = \alpha m_0 g$,一般 $\alpha = 1.5 \sim 5.0$,根据所设计弹簧的工作条件和特点确定 α 值。设计时可取多个 α 值,最后从多方案选取最优方案。压缩比 δ 的选取主要应考虑到炮架受力、结构和质量三个因素。为使炮架受力小且均匀,应使 δ 尽可能的小。一般,在结构允许的条件下,尽量使 δ 取得小些。也可采取多个 δ 值进行多方案设计,最后根据设计要求择优。

3. 液压装置设计

液压装置设计主要是确定其结构及流液孔尺寸。

对比现有典型液压装置结构,考虑所设计浮动机的特点及满足总体设计要求确定液压装



置的结构型式。为了工作稳定,要解决后坐缓冲、复进缓冲和液量调节问题。为了实现复进中击发,经常在液压装置中设有后坐单向活门,后坐时打开,复进时关闭。为了在射击条件变化时(射角或温度等)仍能实现稳定的浮动,应考虑可调(或可控)流液孔。浮动自动炮的射速较高,在设计活塞的工作面积时,应该考虑液体的温升并计算自动炮持续射击时允许的最多发数,检查是否满足长点射的射弹数要求。

液压装置结构确定之后,根据其结构型式,应用能量方程和连续方程推导后坐和复进时的液压阻力公式 $F_{\Phi 0} = f(a_x)v^2$ 。液压阻力是合成流液孔面积 a_x 和运动速度的函数。

当内弹道计算和浮动弹簧设计后,浮动部分质量、炮膛合力、浮动弹簧力均为已知,只要合理选取制动图,即理想的后坐阻力 F_R 对后坐行程 X 的变化规律,便可进行运动诸元的计算,得到浮动部分的位移、速度、时间之间的变化规律,以及液压阻力变化规律。当选取液压阻力系数之后,可求出合成流液孔的相当面积与后坐位移的变化规律。根据合成流液孔的组成型式,便可分配各组成流液孔的面积,并且对各流液孔进行工艺调整,得到各流液孔实际面积和合成流液孔的变化规律。

4. 浮动自动机分析计算

对工艺调整后的流液孔进行后坐、复进分析计算,求出时间、位移、速度、炮膛合力、液压阻力、浮动弹簧力、后坐阻力等变化规律。调整某些参数(如浮动弹簧初力、刚度系数及各流液孔尺寸等)进行多方案计算并分析各计算结果,最后选取满足设计要求的最优方案。

5. 验证试验

根据计算后选取的最优方案,绘制成产品图纸,加工,总装,调试,进行实弹射击,以考核设计与实际是否符合。如不理想,应修改设计,直至得到浮动稳定、性能良好的结果。

浮动机设计过程是反复求优过程,评价浮动机设计的好坏,要全面衡量浮动自动机的综合性能,主要考虑作用在炮架上的最大后坐力、理论射速、浮动稳定性、射击密集度、最大后坐长、浮动效率、结构与操作的简便性等。在设计中应特别注意如下几个问题:

(1) 合理匹配第二冲量作用时机。一般,将火药燃气作用冲量称之为第一冲量。纵动式炮闩后坐到位撞击缓冲器,或者导气式自动机的基础构件后坐到位撞击缓冲器,给炮箱的冲量称为第二冲量。实践证明,对于炮箱浮动的浮动自动机,第二冲量的作用时机明显地影响浮动性能。合理匹配第二冲量作用时机,是炮箱浮动的浮动自动机设计的关键。在设计浮动机时,能够通过改变浮动机的参数(如浮动弹簧的初力、刚度及液压装置流液孔尺寸等)和液压装置的结构型式来控制第二冲量的作用时机。第二冲量作用时机的选取,应根据对浮动自动机的运动及动力学特性的要求来确定。

(2) 考虑自动机工作对炮箱浮动的影响。当自动机属几个自由度的运动系统时,浮动机的设计应考虑自动机的工作对炮箱浮动的影响,一般将计算好的流液孔利用几个自由度的动力学方程求解反面问题的方法,进行必要的调整,使所设计的流液孔满足自动机运动的要求。

(3) 考虑射角变化的影响。当射角增大时,运动部分的重力将产生一个沿炮膛轴向的重



力分力,特别是在最大射角时,重力的分力对后坐、复进运动的影响是不可忽视的。因此,在水平射角调整好的浮动机,在大射角时,浮动性能就会变化。为了考虑这一影响,可以通过改变浮动弹簧的初力、改变液压装置流液孔面积等措施,来进行调节,以保证浮动性能稳定。

(4) 考虑首发浮动、迟发火、瞎火等保证自动机工作的措施。采取首发浮动方案,在射击前,要将浮动部分后拉。小口径浮动自动炮可以采用人工通过杠杆机构后拉,也可采用压缩空气、液压泵等其他能源进行后拉。还需设计一套卡锁机构,以保证浮动部分在发射前处于后拉位置。

当发生迟发火或瞎火时,浮动部分将以最大的速度继续复进,撞击炮箱或摇架,容易损坏零、部件,因此,应设置前缓冲器加以缓冲。如发生迟发火,则浮动部分复进速度可能为零时才击发,这相当于非浮动自动炮的受力。为了不产生零、部件的损坏,应该按此时的最大受力进行零、部件的强度设计。

第五章 火炮炮架设计

5.1 概 述

炮架是支撑炮身,赋予火炮不同使用状态的各种机构的总称。炮架的作用是:支撑炮身、赋予火炮一定射向,承受火炮发射时的作用力,保证火炮射击时的静止性和稳定性,并作为火炮射击和运动时的支架。炮架的结构与组成是随炮种及特点不同而异的。

对现代牵引炮,其炮架包括反后坐装置、三机(高低机、方向机、平衡机,高低机和方向机也合称瞄准机)、四架(摇架、上架、下架、大架)、瞄准具、行走部分(缓冲装置、调平装置、制动装置、车轮等),以及其他辅助装置等。

对现代自行炮,一般认为由炮身、炮塔和底盘等几大部分组成,而将包含炮架并具有防护功能的部分称为炮塔。炮塔主要包括炮塔本体、反后坐装置、高低机、方向机、平衡机、摇架、托架(相当于上架)、瞄准装置、观察系统、辅助武器、“三防”系统等,有的还包括供弹系统。

根据炮架与炮身的连接关系,炮架有刚性炮架与弹性炮架之分。根据炮架与地面的关系,炮架可以分为运动式炮架与固定式炮架。

炮架设计主要包括炮架的结构设计、炮架的受力和强度分析等。

结构设计是火炮设计的一个重要阶段。其主要内容为确定架体结构类型及结构尺寸。它与火炮总体设计阶段是紧密相关的。在确定总体方案过程中,不可避免地要涉及结构问题。在总体方案确定以后,就进入各部件、分系统的结构设计阶段。这一阶段,不但要使总体方案具体化,还要为下一阶段的生产提供全套技术资料。它是一个承前启后的关键环节。

结构设计包括绘制部件草图和重要零件工作图,编制设计、计算说明书等。

为使结构设计得到满意的结果,必须了解对所设计结构的要求。一般可归纳为以下几个方面:

(1) 火炮系统应具有的功能要求。战术技术要求是火炮总体设计的依据,结构设计就是使火炮总体设计具体化。结构设计必须达到总体方案设计中提出的功能及指标要求。

(2) 操作使用条件要求。结构设计必须考虑操作使用条件,包括物质条件、环境条件、可靠性、可维修性、可操作性、使用者的技术水平以及其他特殊要求。

(3) 生产条件要求。生产条件是指生产的批量、工艺和设备情况,系列化、标准化的情况等。

(4) 继承与创新要求。在充分了解原始条件的基础上,结构设计过程是一项创造性工作



过程,更是一个合理处理继承与创新的过程。

结构设计的步骤如下:

(1) 明确任务。明确任务主要是要弄清设计任务的内容,设计对象的功能、特点,对设计的要求,以及相关的基本条件(包括了解类似的结构和设计经验、制造方法与生产能力、相关规范和标准等)。

(2) 初定主要尺寸。通过概略计算或经验、类比等方法,初定主要尺寸。

(3) 多方案比较。对几种不同的设计方案加以比较,选出最终方案(比较的内容主要包括战术技术要求、安全性、可靠性、结构工艺性、制造成本、所需空间和质量、操作性、维修性、人机环工程、造型等等)。

(4) 绘制结构方案草图。以主要尺寸为基础,绘制结构方案草图,同时要考虑采用的加工方法和材料。危险部位的设计和验算要同时进行。

(5) 选择材料。根据强度要求、加工性等选择材料,优先采用通用材料,只有在能显出特殊优越性的地方才使用特殊材料。

(6) 绘制零件草图和工作图。根据部件草图可确定各个零件间的连接尺寸。

(7) 绘制装配图和编制零件表。在设计的全部尺寸都确定之后,绘制装配图和编制零件表。

应该指出,上述过程是一个反复修改、选优的过程。

火炮在射击、行军时受到多种外力。这些外力使炮架各连接部分产生反力,从而在炮架各构件内部引起应力。这些应力是使炮架结构破坏的主要因素。因此,计算应力必须从分析外力和反力开始,也就是要先进行受力分析。受力分析就是要确定火炮各架体间所受的全部外力,即载荷和约束反力的大小、方向和作用点。一般所研究对象的主动动力(载荷)是由总体技术条件给出,但有些外力则需要分析、简化,采用相应的公式来计算。根据外力和约束情况,可求得所需截面的作用力,以此作为校核结构强度的依据。

实际构件的受力往往是复杂的。构件可能同时承受许多大小不等、方向不同的载荷。其分布状况也可能各不相同(分散、集中、对称、非对称、同一平面内、空间任意等)。要逐一精确计算往往是困难的,有时是没有必要的。必须根据具体问题,抓主要因素,忽略次要因素,尽量缩小研究的范围和具体对象,并将确定的部分从总体结构中分离出来,经过简化画出示力图,标注所有的相互作用力。

传统的架体受力分析,是建立在这样的假设基础上,即认为射击时火炮完全处于静止和稳定状态,也就是说,把火炮和地面都当成刚体且静止不动,只是后坐部分沿炮膛轴线方向作一个自由度的后坐运动,并以此为基础来分析火炮各主要零部件的受力和校核它们的强度。此种方法在选用适宜的安全系数后很大程度上解决了火炮总体方案设计中的问题,且方法简便易行。随着科学技术的发展,火炮的战术技术性能亦日益提高。由于采用了新原理、新技术、新材料,在一定程度上解决了火炮威力及机动性的矛盾。在提高火炮威力的同时要求轻型化



是目前火炮发展的趋势之一。因而在静止性和稳定性的假设条件下,无法解释新研制火炮试验中出现的现象和问题,有时实测的结果与静止受力条件下分析的数据差距较大。实际上火炮与地面都是弹性体和塑性体,而且火炮各部件配合上总是存在间隙。因此在射击时,火炮各部件及地面之间必然存在着或多或少的变形和运动,这就使得火炮在射击时的受力和运动要复杂得多。随着电子计算机的发展和普及,已有条件建立一些接近实际的物理模型,对火炮射击进行动力学分析。或者把射击时的火炮当成有限自由度的集总参数的模型来分析它的受力和运动,或者在此基础上更进一步考虑各部件的弹性而作线性或非线性的有限元分析。所得结果不仅可以用于分析火炮及其部件的受力和运动,还可以用于火炮的振动和精度分析,使炮架的理论进一步深化。根据力学研究的新成果,应用计算机技术,更准确地计算构件的载荷,更精确地设计构件的形状和尺寸,在火炮轻量化的发展中也占有重要的地位和作用。

目前进行动力学分析广泛采用的方法有动静法、拉格朗日方程和 Kane 方程三种。其思路是根据物理模型按不同的方法建立基本的运动微分方程组,对方程组进行简化,进行运算之前的必要的数学处理,为计算机程序编制做好准备。实际上,由于火炮的总体结构各异,所导出公式的具体形式会有相当大的不同。因此本节仅介绍火炮动力学分析的基本方法,供分析具体火炮时借鉴。动力学分析中计算公式的推导和简化是十分困难和繁杂的,一般的经验是:动静法适宜于分析三个自由度以下的动力学模型;拉格朗日方程适用于五个自由度以下的模型;五个以上的自由度模型采用 Kane 方程较简便。

机械构件失去正常功能的根本原因,在多数情况下是由于构件在工作条件下所受到的载荷超过其本身在当时条件下的承载能力所致。在机械构件的强度分析中,作用于构件上的载荷,不论是集中载荷还是分布载荷,也不论是以轴向力,还是以弯矩或扭矩的形式出现,根据它们随时间变化的情况不同,可以分为静载荷、动载荷、冲击载荷和循环载荷四大类。它们对材料机械性能的影响不同,所引起的破坏形式也不一样。

如果载荷值由零缓慢地增长到最大值,并在以后一直保持不变,则将此载荷称为静载荷。这种载荷不引起构件产生惯性力,构件内部因此而产生的应力场也是静态的。凡不属于静载荷范畴的载荷,均可泛称为动载荷。或者说,凡随时间变化,引起构件内产生不可忽略的惯性力的载荷称为动载荷。载荷值随时间成周期性变化(循环载荷)或非周期性变化的载荷称为变载荷。这类载荷在构件中引起的破坏表现为疲劳断裂或疲劳点蚀。

静强度设计的依据为三大内容:载荷分析、材料的抗力指标和强度理论。载荷分析的结果获得最大载荷作用下构件的应力分布规律和断面的应力状态,确定构件的危险断面,选择合适的强度理论进行强度校核。材料的抗力指标是指材料在静载荷作用下抵抗静载的能力,设计中用得最多的是材料的屈服极限、强度极限。由于材料的抗力指标是标准试件在一定的条件下试验而得,而实际构件的形状、尺寸、表面状态、工作环境和承载情况均与试验不一样。因此,在强度校核时,必须进行修正。在静强度设计中,通常用的办法是将材料的屈服极限或强度极限除以安全系数获得许用应力,常称为机构的抗力指标。许用应力还与强度理论有关。



对于常用的结构钢,设计中采用第三或第四强度理论。在室温下,通常认为第四强度理论较第三强度理论准确些,但在高温下采用第三强度理论较准确。冲击载荷在构件中引起的应力和应变值显著地大于静载荷的应力和应变值。此外,惯性载荷也是影响构件应力值的一个因素,更为详尽的分析还要考虑到波的作用。

对于火炮架体的绝大多数构件,由于它们不是直接承受火药燃气的压力,载荷的突然性虽然不是很剧烈,但仍应按动载荷来处理。在一般的设计实践中,经常采用的还是按静载计算后引入动载系数的方法,同时使用静载荷时的机械性能作为极限应力。实质上可将动载系数近似地看成与静强度计算时所采用的安全系数是相当的。验算火炮架体强度一般常用静载荷来计算,并辅以适当的安全系数,在架体本体强度计算中常取安全系数大于2。

有限元法又称有限元素法或有限单元法,是一种随着电子计算机的应用而发展起来的有效数值计算方法。它适用于对结构形状、载荷和支承情况复杂的构件进行应力分析,这是任何其他经典力学方法所不及的,所以,有限元法在机械设计的强度计算中得到了广泛的应用。有限元法的实质是:先将结构(连续体)分割成数目有限的小单元体(称为单元),这些小单元体彼此间只在数目有限的结点上互相联结。用这些小单元组成的集合体来代替原来的结构。当然,每个小单元体的力学特性都与原结构对应于该小单元处的力学特性相同;再把每个小单元上实际作用的外载荷按静力等效原理分配到单元的结点上,构成等效结点力,并按结构实际约束情况决定结点的约束,这一步通常称为结构离散化。其次,对每个小单元根据分块近似的思想,选择一个简单的函数来近似地表示其位移分量的分布规律,并按弹性力学中的变分原理(虚功原理)建立起单元结点力与结点位移之间的关系(单元刚度方程)。最后,把全部单元的结点力与结点位移之间的关系组集起来,就得到一组以结构结点位移为未知量的代数方程组,并考虑结构约束情况,消去结点位移为零的方程,再由最后的代数方程组就可求得结构上有限个离散点的各位移分量。最后,可按单元的几何方程和物理方程求得各单元的应变和应力分量。

由于炮架的结构形状及受力较复杂,采用古典力学校核强度比较困难,且不能求得结构内的应力分布情况。有限元法易于对载荷及形状复杂的结构进行应力分析,并能获得整个构件内的应力分布,其结果可作为校核结构强度的依据。因此有限元法在炮架的强度分析中得到广泛应用。现在已有许多成熟的计算软件,令计算十分方便、快捷、准确,只要结合工程设计的实际,掌握好这些软件,对架体的强度设计将受益匪浅。

5.2 架体设计

架体主要包括摇架、上架、下架、大架。

摇架是起落部分的主要载体。它与炮身、反后坐装置和其他有关机构共同组成起落部分,绕耳轴回转,赋予火炮高低射向。摇架的作用是:支撑后坐部分并约束其后坐及复进运动方向,赋予火炮高低射向,并将涉及载荷传给其他架体。摇架上还安装有瞄准具、部分开门机构,



并连接有平衡机、高低齿弧和活动防盾、防危板等部件。

上架支承着起落部分,也是火炮回转部分的基础。它借助于方向机的作用,围绕立轴(基轴)在下架上回转以赋予火炮方位角。在上架各支臂上连接着高低机、方向机、平衡机和防盾等部件。坦克炮和自行火炮的炮塔起着上架的作用,高射炮的上架称为托架,舰炮的上架称为回旋架。

下架支承着回转部分,是整个炮架的基础,其结构很大程度上取决于它与各部件的结构形式与连接方式,其中,尤以上架、运动体、大架及座盘的影响较大。上、下架的结构形式与连接方式决定下架立轴室的结构;运动体与下架的结构形式与连接方式决定下架本体的结构。

大架在射击时支撑火炮以保证火炮的静止性和稳定性。行军时大架成为运动体的一部分,起着运载火炮的作用。

架体设计就是根据战技要求和总体布置要求,设计摇架、上架、下架和大架。架体设计的内容主要包括架体的结构设计、架体的受力分析和架体的强度分析等。

5.2.1 架体的结构设计

一、摇架结构设计

摇架的结构形式很多,常见的火炮摇架有三种类型,即槽型摇架、筒型摇架和组合型摇架。

槽型摇架的本体呈长槽形(见图 5.1)。其上有两条平行的长导轨,炮身通过前后托箍的滑板槽(或炮尾上的卡槽)在它上边滑动。这种摇架的刚度(特别是扭转刚度)较差,应避免使它受到绕纵轴的扭矩作用。为此,需将反后坐装置、平衡机和高低机尽量布置在射面内,或使左右对称。为了提高槽型摇架的刚度,常在槽内加隔板和加强筋或在外部设加强箍。槽型摇架的结构属于开放式的,炮身散热条件较好。摇架的长导轨在起导向作用的同时还抵抗由于弹丸旋转产生的扭矩作用。

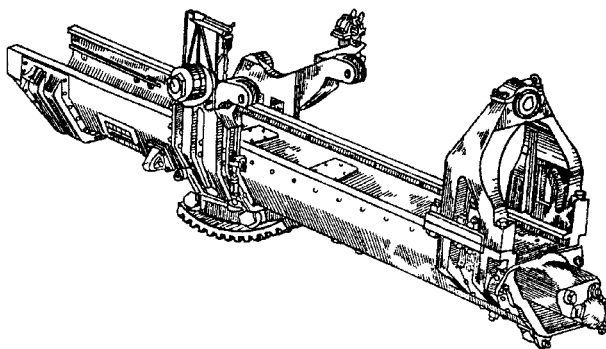


图 5.1 槽型摇架



筒型摇架的本身是一个封闭的圆筒,筒内装有铜衬瓦,炮身上的圆柱面与铜衬瓦配合,作滑行运动,如图 5.2 所示。为了抵抗弹丸旋转产生的扭矩,防止炮身回转,筒型摇架上必须专设定向栓室,它与炮尾上的定向栓配合,以抵抗弹丸回转力矩。定向栓的长度略大于对应弹丸飞出炮口时的后坐长度。筒型摇架的扭转刚度比槽型摇架大得多。采用筒型摇架在布置反后坐装置、平衡机和高低机时可自由些,这便于降低火线高,对减小全炮质量有利。但筒型摇架散热条件较差,火炮连续射击时,炮身的温度升高较快,摇架本体温度上升较慢,铜衬瓦与炮身配合,两者的膨胀量不同。为了避免发生卡滞现象,炮身与铜衬瓦之间必须留有一定的间隙。

组合型摇架是筒型和槽型的混合结构。其主要优点在于可以部分省去摇架本体,对减小火炮质量是有利的。采用这种结构时要注意刚度问题,为了保证刚度,有时不得不加大驻退复进机外筒的直径。这种结构的缺点是发射时炮身或驻退机的发热易传给复进机,影响复进制动规律。

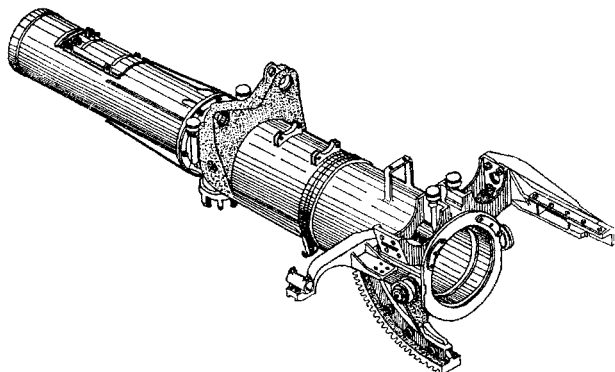


图 5.2 筒型摇架

一般说来,对于射速较低的火炮,采用筒型摇架优点较多。筒型摇架刚度好,导向部加工方便,长度尺寸较短,可采用不对称布置,便于降低火线高。由于筒型摇架结构紧凑,外部呈圆形,便于与炮塔配合,故在坦克炮、自行火炮和舰炮中广泛采用。高射炮射速高,应考虑采用散热较好的槽型摇架,为使结构紧凑,亦可采用组合型摇架。利用反后坐装置在炮身上下方加强的摇架,其受力状态与固紧情况有关。对于这种结构,要求连接部位在装配后不能松动。

摇架结构设计包括:确定摇架的结构形式;初步确定摇架的外形尺寸;确定耳轴及高低齿弧的位置;确定炮身、反后坐装置的布置等。

摇架的主要技术要求:

(1) 保证炮身后坐和复进时准确定向和顺利滑行。为此,筒型摇架应要求前后铜衬瓦同心,槽型摇架应要求两导轨平直和相互平行。

(2) 保证耳轴有足够的强度和安装的准确性。耳轴是起落部分的回转轴,又是直接承受



发射时后坐阻力的构件。所以两耳轴必须在一条直线上,并应垂直于摇架导轨(或铜衬瓦)的对称面,以保证炮膛轴线在铅垂面内运动,否则当改变高低射角时会引起方向偏差,影响射击密集度;耳轴、耳轴与摇架的连接部必须保证强度足够。

(3) 保证高低齿弧安装的准确性。为使高低机传动平稳,摇架上齿弧的节圆中心位于耳轴的轴线上,通常用光制螺钉紧配合或点焊的方法保证正确装配后不变位,并以专用装置来检验。

设计时应根据战术技术要求及火炮总体方案的要求,参考国内外现有火炮结构,创造性地确定结构方案。经过计算后,还应局部修改原方案。

摇架的结构设计与总体设计中的起落部分布置有密切的关系,因此,在选择摇架的结构方案时,应与总体设计中的起落部分布置问题同时考虑。

摇架与许多部件及一些机构有着密切的关系,决定摇架结构尺寸时,必须考虑到摇架与炮身的配合、反后坐装置的连接和配合、高低机齿弧的位置、耳轴的位置、平衡机与摇架连接关系、变后坐机构的布置、半自动机或自动机的布置、润滑装置的布置以及后坐标尺的位置等问题。

摇架与炮身如何配合取决于摇架的结构形式。槽型摇架利用导轨及滑板与炮身连接;筒型摇架利用铜衬瓦与炮身的圆柱面配合。

摇架的结构还与反后坐装置类型和布置有关,摇架上需设有与反后坐装置连接的结构。

摇架本体上还要伸出一些支臂与其他部件连接,如瞄准具支臂、开门板支臂、平衡机支臂等。

二、上架结构设计

地面火炮的上架一般是由左右侧板、立轴和各支臂组成。上架与下架的连接关系对上架结构有很大的影响,通常以这部分的特点来区分上架的类型。上架一般分为长立轴式与短立轴式两种。短立轴式上架一般都带防撬板,故又称为带防撬板式上架。

简单的长立轴上架(见图 5.3),其前方两侧有固定高低齿弧的支座,支座上各有两个连接耳,用于固定上防盾。在两侧板的后方有耳轴室,耳轴室的盖板用螺栓螺帽及垫圈固定,盖板上油孔。瞄准具支臂和方向机支臂焊在上架的左后端,其连接孔的上方各有一个注油孔。方向机支臂上的另一孔是固定高低机锥形齿轮箱的。上架的下部两侧连接有平衡机外筒,中间是上架的立轴,立轴上轴颈与下架上立轴室相配合,下轴颈与下立轴室相配合。立轴的下端用立轴螺帽固定。这种上架本体和立轴是整体铸造的。结构和制造都较简单,被广泛用于中、小口径的火炮上。

对带拐脖的上架,立轴在下架上,而立轴室在上架上,并在上架上增加了一个拐脖,如图 5.4 所示。这种上架便于降低火线高,因为上轴颈的高度有一部分与上架底板厚度相重合。其工艺性也较好,因为立轴可以分上、下两个单独加工,然后再与下架焊接在一起。这种立轴可采用较好的材料,从而可减小轴颈的直径,这对减小方向机手轮力是有利的。采用这种结构时,需注意不使拐脖与炮尾、摇架和调平机构等部件发生干涉。

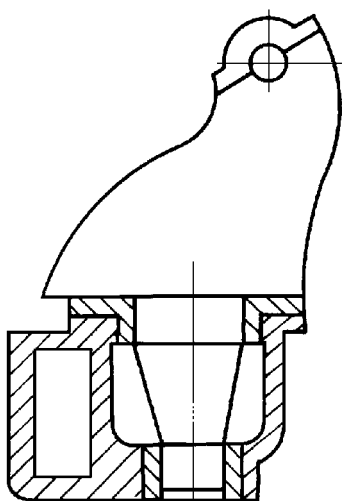


图 5.3 长立轴上架

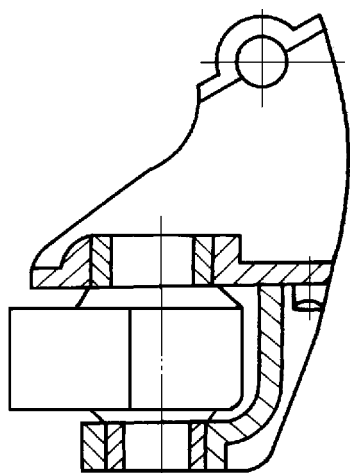


图 5.4 带拐脖的上架

简单的上架以下架的上端面与上架底板的下端面相配合,支持着回转部分的质量。由于大口径火炮的回转部分较重,上下端面之间的摩擦力矩较大,影响方向机手轮力,应设法将上下架之间的滑动摩擦代之为滚动摩擦。带滚轮的上架,是在长立轴下面加止推轴承和碟形弹簧以支持回转部分,并使上下架端面之间留有一定的间隙。射击时,碟形弹簧被压缩,上下架端面贴合在一起承受发射时的载荷。为了使端面在贴合时不产生很大的冲击,端面间的间隙必须保持极小,一般约为 $0.2 \sim 0.4\text{mm}$ 。由于回转部分的质心与立轴中心往往是不重合的,引起上下架端面之间的间隙前后不等,甚至会有局部接触。为了保持间隙均匀,减小摩擦力矩,在上架前部(回转部分质心之前)加一个或两个滚轮,滚轮支架上有碟形弹簧。调整止推轴承及滚轮处的碟形弹簧就可使间隙保持在技术条件要求的范围内。由于回转部分质心随高低射角而变化,间隙也随射角变化,调整时必须保证在任何射角时间隙都符合要求。上述结构的滚轮必须支在回转部分的质心之前。某些威力较大的火炮,为了增大后坐长,需使炮尾尽量前推。如果回转部分质心前移较多,将使上下架结构尺寸增大,设计时应尽可能使回转部分的质心靠近立轴中心。

带防撬板的上架,通常用于大口径火炮上,因为大口径火炮回转部分质心离基轴(短立轴)较远,为了使基轴处不上撬,滚轮需要支撑在回转部分质心之前,这样就增加了上架的长度。如果仍采用长立轴上架就必然使下架又厚又长,结构不紧凑;而采用短立轴,可以使下架的厚度减小。此种上架的特点是立轴很短,上架前端较长并有一个防撬板与下架连接。大口径火炮要降低火线高常受到立轴长度的限制。立轴长度是由立轴所需抗弯矩的大小决定的。为了抵抗弯矩,立轴的上下轴颈之间必须保持一定距离。为了缩短立轴长度,大口径火炮常采用带



防撬板的上架。这种上架只有一个立轴轴颈,它不能抵抗弯矩,抵抗弯矩要靠防撬板。这样,上架和下架就变得扁而宽了,这对降低火线高有利。为了减小摩擦力矩,在防撬板与下架的上下接触面间必须留有一定的间隙,此间隙也是靠调整两处的碟形弹簧来保证的。

上架设计是以战术技术要求为基本依据进行的。但是,火炮的各部件性能是靠各部件互相配合起来才能满足战术技术要求。对上架的要求包括:

(1) 要有足够的强度和稳定性。上架主要承受射击时的载荷。火炮射击时产生的后坐力由数吨至几十吨,其作用时间仅 $0.1s$ 左右;行军时因道路不平引起的颠簸载荷比重力引起的载荷大 $3\sim 5$ 倍;还有加速瞄准时的惯性力等等。由于这些载荷的作用,故要求上架要有足够的强度和稳定性。

(2) 要保证一定的射击精度。这里主要包括:要有足够的刚度,变形要小,如果刚度不足,会引起瞄准错位,影响射击精度;对影响射击精度的构件要有足够的制造精度和装配精度,如对两个炮耳轴的轴线同心度的要求等;如果工艺上难于保证加工精度和装配精度,则在设计时应考虑采取一些调整装置或措施,来消除制造上的误差,保证射击精度。

(3) 质量小、尺寸小、结构简单、工艺性好。火炮的质量和尺寸大小是火炮的重要指标。它涉及火炮在战场上火力调动的机动性和运动性,涉及经济性等。上架的质量和尺寸直接影响到该项要求,因此对上架设计来讲,减小质量是一项重要的要求。尺寸、体积减小,质量必然减小。一般来讲,选择合理的布置方案和结构形式是减小质量的首要措施。

(4) 要保证火炮瞄准简单、灵活、轻便,要有足够的俯仰和回转范围,保证装填方便。

(5) 使用、维护和修理简单方便。

上架设计要解决的主要问题是结构、强度和刚度,其中主要的是结构问题。上架设计要考虑的因素很复杂,上架的性能只有与火炮其他部件配合起来才能评定其结构的合理性,而且上架强度和刚度分析必须以具体结构为依据,分析只是一种校核和决定尺寸的手段。

上架设计是根据战术技术要求,通过结构设计确定上架的初步结构方案,经过强度、刚度和稳定性分析后,调整上架初步结构,试制出样机,进行各项试验,然后再调整修改,最后设计定型。在设计上架结构时,应广泛参考现有火炮的结构,加以分析比较,在此基础上改进创新,使新的上架设计合理。

上架的结构尺寸直接受到火炮总体布置的支配,上架的结构和尺寸应满足和适应火炮总体布置的需求。在总体布置时就应考虑上架的结构和布置的合理性,否则会引起上架的结构和工艺复杂化以及增加全炮质量等严重的缺陷。

上架支承着起落部分,又与高低机、方向机、平衡机和防盾等部件连接,确定上架结构尺寸时必须全面考虑各部件与上架的相互关系。上架主要尺寸包括耳轴室的位置、耳轴中心至立轴中心间的距离,以及上架侧板的尺寸。这些尺寸可以根据对火线高、高低射界和方向射界的要求来决定。

耳轴中心到架尾支承点的距离与耳轴室的位置直接相关。当确定起落部分上耳轴位置以



后,耳轴室的位置就决定了起落部分与其他部件的相对关系。由于起落部质量占全炮质量的50%左右,所以移动耳轴室的位置对全炮质心位置有很大影响。初速较大的火炮,炮身较重,全炮质心很靠前,调整此类火炮的质心,可将耳轴室后移,即减小耳轴中心到架尾支承点的距离。初速较小的火炮,炮身较轻,调整全炮质心时允许将耳轴中心到架尾支承点的距离适当加大。耳轴室向前移动可能造成炮尾或摇架与其他部件相碰,影响高低射界。耳轴室太靠前,在最大射角时,摇架或炮尾可能碰到上架底板,当高低和方向射角达到极限时,炮尾还可能与下架相碰。避免这种情况需从改变炮尾、摇架、上架、下架的结构和相对位置入手。

上架侧板的尺寸和很多因素有关,如反后坐装置布置的方式、摇架的结构和高低齿弧的位置等。耳轴室和立轴的相互关系大体上决定了上架侧板的尺寸。为了减小上架侧板尺寸,应该设法将立轴的位置尽量靠近耳轴室。要做到这一点必须合理地布置反后坐装置、摇架和高低齿弧。缩小立轴到耳轴室的距离不但可以减少上架侧板所受到的载荷,而且可减小下架所受的扭转载荷。

侧板尺寸要满足高低射界的要求,在高低、方向极限射角时摇架与上架底板之间均应留有间隙。

要减少上架两侧板间的宽度,需减小左右耳轴之间的距离。此距离取决于炮身的外径和摇架的横向尺寸。如果将耳轴后移到炮尾的外侧,左右耳轴之间的距离就会增大,上架两侧板间的宽度就要随之增大。这将影响上架质量、方向射界,甚至影响方向瞄准速度。

在上架设计时,一些重要尺寸的形位公差可供参考:

- (1) 耳轴孔端面对耳轴孔中心线的不垂直度不得大于 0.1mm ;
- (2) 耳轴孔中心线与底板平面的不平行度在 $1\,000\text{mm}$ 上不得大于 0.25mm ;
- (3) 基轴轴线与耳轴孔中心线在垂直及水平面上的不垂直度不应超过 $0.1\text{mm}\sim 0.2\text{mm}$;
- (4) 基轴轴线与底板平面的不垂直度不大于 0.2mm ;
- (5) 高低机主轴孔轴线与耳轴孔轴线的不平行度应在 $0.1\text{mm}\sim 0.2\text{mm}$ 之内。

三、大架与下架结构设计

大架一般可分为单脚式、开脚式和多脚式三种。常见的地面火炮的大架多为开脚式,多脚式大架常用于高射炮。近来有些地面火炮也采用了多脚式大架,目的是使火炮的方向射界达到 360° ,可进行环形射击。此种大架在射击时所受的载荷比较均匀地分布于整个结构,这是减小大架质量的一个因素,若采用开脚式大架,则每个架腿几乎都要按承受射击时的全部负荷进行设计。

地面火炮的开脚式大架一般由架头、本体和架尾组成(见图 5.5)。架头毛坯常用铸钢件,本体分钢管结构和钢板焊接结构两种。钢管结构属于圆形断面,钢板结构常制成矩形断面。由于大架本体主要受弯曲力,而矩形断面的抗弯性能较好,因而矩形断面更能发挥材料的潜力。钢板结构还便于制成不等截面,使本体近似为等强度梁。

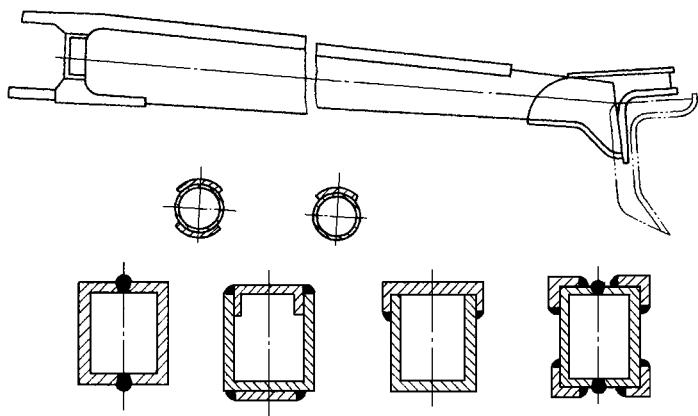


图 5.5 大架结构简图

由于用钢管制造比钢板冲压节省工时,对于小口径火炮,当采用矩形断面大架对减轻小架质量的效果不显著时,常采用钢管制造。某些中口径火炮也有采用钢管制造的。为了减小大架质量,无论采用钢管还是钢板冲压,一般都设加强板,以使它们更符合等强度梁的要求。

矩形断面的大架常用一对冲压成槽形的钢板焊接而成。为了提高架头、架尾与大架本体的连接强度,常增加焊缝长度,有的还增加一些塞焊点。

架尾的结构比较复杂,基本可分成架尾本体、驻锄板和架尾板三部分。有的架尾还有调架棍、滚轮和牵引环等。架尾本体通常用铸件将其焊接在大架本体上。驻锄板和架尾板有铸造和冲压两种,冲压的较轻,但焊接工艺复杂;铸造的较重,强度和刚度较好,不易变形。驻锄按其在炮位上的固定方法不同,可分为放入式(见图 5.6)和打入式两种(见图 5.7)。

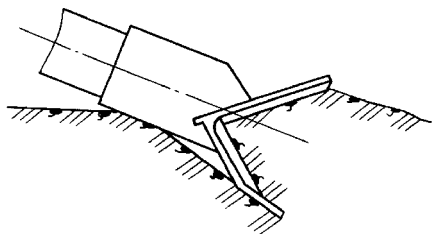


图 5.6 放入式驻锄

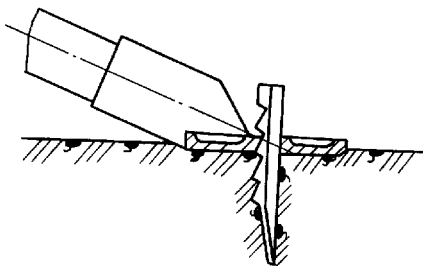


图 5.7 打入式驻锄

为了保证火炮能迅速隐蔽地占领阵地,所采用的驻锄结构要便于构筑工事。在部队操作使用中,构筑驻锄坑不仅要求快,还要贴合,质量好,以保证射击密集度。对各种硬土阵地,特别是在夜间占领阵地时,或火炮需要大方向调架时,构筑驻锄坑都比较困难。放入式驻锄本身



有一定的形状和斜度,为了能贴合好,驻锄坑斜度和形状必须挖得与驻锄板一致。

大口径地面炮采用的是打入式驻锄。由于驻锄板较大而且打入较深,炮手体力消耗很大,并且取出时需用撬杠,操作很不方便。近来大口径火炮有的采用放入式和打入式并用的,即在架尾处设置放入式驻锄,又在大架或下架其他部位设有打入式驻锄保证火炮的静止性,又能减小架尾处驻锄板的面积。

下架的外观呈碟形称为碟形下架(见图 5.8),下架的外观呈箱形称为箱形下架(见图 5.9),下架的外观呈扁平箱体称为扁平箱体下架(见图 5.10)。下架的结构主要取决于与上架和大架的连接关系,以及缓冲器的结构。

大架的长度可根据火炮稳定性要求来确定,大架的断面尺寸根据强度来决定。其他还需决定的尺寸是架头离地面的高度,架尾板和驻锄板的面积以及开架角度等。

下架支承着回转部分,同时又连接着大架、方向机、缓冲装置等部件。调平装置也往往安装在下架上。下架的结构尺寸影响方向射界、最低点离地高和辙距等,因此在决定下架的结构尺寸时,必须考虑下架与其他部件的相互关系。下架主要尺寸包括下架断面尺寸、立轴室与下架断面中心的距离、下架长度和架头轴室位置等。

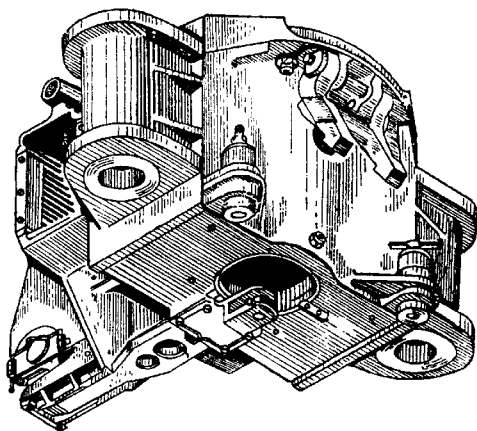


图 5.8 碟形下架

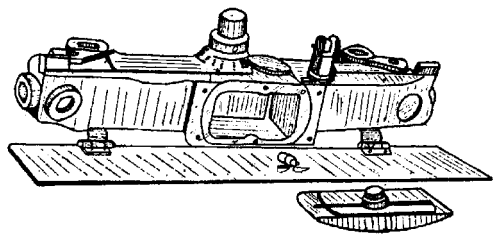


图 5.9 箱形下架

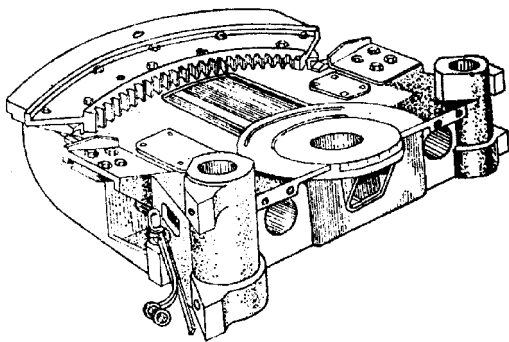


图 5.10 扁平箱体下架

下架设有立轴(或立轴室),其位置影响全炮质心和方向射界。欲调节全炮质心位置,除了可移动耳轴位置以外,也可改变立轴中心与下架断面中心的距离。对于炮身较长的火炮,欲使



全炮质心向后移动,可以将立轴设在下架断面中心之后。对于炮身较短的火炮,欲使全炮质心向前移动,可将立轴设在下架断面中心之前。一般立轴中心不能做到与下架断面中心重合,这是由缓冲器或车轴的结构决定的,但相距不能过大,否则会增大下架的结构尺寸。

立轴中心向后移动对增大方向射界有利。在同样的开架角度下,立轴愈靠后,炮尾后坐时就愈容易避免与大架相碰。立轴中心向前移动,可能引起在最大射角时炮尾与下架相碰。

立轴中心位置还对方向机手轮力有影响。立轴中心愈靠近回转部分质心,则由回转部分重力矩所引起的摩擦力矩愈小,因此手轮力愈小,瞄准愈轻便。

缓冲器的结构和布置方式对下架结构有很大影响,目前广泛采用扭杆式缓冲器。扭杆式缓冲器的布置方式有两种:一种是横向布置;另一种是纵向布置。横向布置可以很好地利用下架的内部空间,但扭杆长度受到轴距的限制,当扭杆很长时,就不得不考虑纵向布置。此种布置会增大下架的纵向尺寸,但如果与短立轴带防撬板的上架相配合,则下架纵向已增加的尺寸就可以充分利用起来。

大架是通过架头轴与下架连接的。缩小两架头轴室之间的距离,对减小下架所受的载荷和减小轴距都是有利的。但两架头轴室愈靠近,愈影响方向射界。

架头离地面的高度关系到炮手操作是否方便。口径较大的火炮,架头断面尺寸较大,架头离地面的高度也相应增大。高度愈大对需要跨越大架的瞄准手和装填手来说愈不方便,而且还要相应提高方向机手轮的位置,否则会与架头相碰。降低这一高度可能受到大架断面尺寸、下架的高度和最低点离地高等的限制。对于大口径火炮采用大架落地结构,对解决此问题是有利的。

架尾板和驻锄板的面积应由射击时作用于火炮的合力及地面所能承受的比压来决定。其结构尺寸大小关系构筑阵地是否方便,并影响行军时最低点离地高和架尾并架后的宽度。地面的比压随土质而变。在冻土地带或山地,土质坚硬,比压较大,因此所需的面积较小。在松土或沼泽地带,土质较软,所需的面积就较大。架尾板只承受合力垂直分力的一部分,故其面积比较容易确定,而驻锄板要适合不同土质的要求,确定其面积就比较困难。对于小口径火炮,可以按照硬土的要求,适当加大一些尺寸。在软土上射击时,可垫些木材、柳条等以增加比压,满足不同作战条件的要求。对于大口径火炮,加大驻锄面积是很不利的,因为挖掘硬土时,炮手劳动强度大,会拖延战斗准备时间,因此,就有分别对待的必要。有的采用打入式驻锄,可根据土质软硬程度来调节打入的深度,这点虽比较方便,但将驻锄从土壤中取出却不容易。有的采用放入式驻锄。放入式驻锄可分为冬用与夏用两种。夏用驻锄又分折叠式和取下式。

开架角度不但影响大架长度,而且也影响方向射界,因为必须保证炮身在最大方位角射击时,炮尾后坐不会与大架相碰。开架角度一般为 60° 左右(指左右大架之间的夹角),过小则不易保证方向射界,过大则增加大架长度。此外两架头轴之间的距离及立轴的位置对方向射界亦有影响,需一并考虑。

调平装置的作用是使火炮的支点在射击时能够很好地与地面接触,致使下架平面保持水



平。这样,耳轴不至于倾斜,有利于保证良好的射击密集度。

双脚式和四脚式炮架有四个支点,射击时必须使四点确实着地,炮架才不会左右摇摆。如地面不平就很难使四支点同时确实着地,故四点着地的火炮必须设有调平装置。

调平装置虽然一般不成为一个独立的部件,仅作为一个机构附属于下架,但它的布置问题却牵涉到许多部件。故在总体设计时必须充分考虑,否则常会产生无法布置或结构不合理等问题。调平装置布置是否恰当也影响着战斗状态及行军状态的转换时间。

调平装置的结构与上架和下架、下架和大架的连接关系以及缓冲器的结构形式有关。

调平装置分三点法和螺杆法两种。三点法调平装置是地面火炮广泛采用的一种,它可分为车轮调平、架尾调平和座盘调平三种。从结构形式来看,调平装置有插栓式、齿轮式和球轴式等。

车轮调平是让车轮在一定的限度内适应任意倾斜的地面,两车轮着地的左右支点,通过调平机构转化为支撑炮架的一个支点。这样下架就可以不受车轮倾斜的影响,并可保证四点确实着地。

架尾调平又称连杆式调平机构。当架尾处地面不平时,一大架可绕下架回转,通过连杆带动另一大架回转,以达到车轮和驻锄四点确实着地。此结构能在调平范围内(大架左右偏转一定角度),使两车轮在同一水平面内,而架尾处高低不平时火炮仍能保持其下架水平。

螺杆法调平装置广泛应用于高射炮中。它是利用四个相同的杠起螺杆,射击时作为火炮的支撑点,还用来规正火炮的水平及起落火炮。杠起螺杆是一个螺旋起重器。其特点是传力大,传动速比很大,易于自锁,工作平稳,准确而无噪音,且机构简单,结构紧凑。但工作速度不高,传动效率低(一般为 0.2 左右)。这样必然使转动转把的力增大,炮手操作困难。近来有些火炮采用滚珠丝杠结构的杠起螺杆。滚珠丝杠将滑动摩擦变为滚动摩擦,提高了传动效率(一般为 0.8~0.9),从而减少了转动转把所需的力。这种结构本身是不能自锁的,需要另外增加一套制动器。

5.2.2 架体的受力分析

一、摇架受力分析

射击时,摇架滑轨和支座上直接受有由炮身、反后坐装置传来的载荷。它依靠耳轴和高低齿弧支持,在耳轴及高低齿弧接触面上产生反作用力。受力分析是求出摇架上所受各力的数值,以便校核摇架本体、耳轴及高低齿弧等零件的强度。随着结构不同,摇架受力计算式具有不同的形式。

受力分析计算是为了找出摇架上载荷的最大值。由于摇架的受力是射角和后坐行程的函数,所以变动射角和后坐行程的值来计算摇架的载荷,可以找出最大值,由此来校核摇架各部



分的强度。

根据一般分析,摇架导轨的最大支反力可能出现在三种射角(即 $\varphi=0^\circ$ 、 $\varphi=\varphi_c$ ——中间射角、 $\varphi=\varphi_{\max}$)和三种后坐长度(即最大膛压时对应的后坐长度 X_m 、最大后坐阻力时对应的后坐长度 X_{Rm} 、后坐终了点 λ)所组合的九种情况中的一种。在一般情况下,通常只计算 $\varphi=0^\circ$ 和 $\varphi=\varphi_{\max}$ 对应之 X_m 、 X_{Rm} 和 λ 组合成的六种情况,而后以其最大值验算强度。对于不变后坐的火炮,一般只计算 $\varphi=0^\circ$ 的三种情况。

对于耳轴和高低齿弧的受力,如欲精确计算,则射角 φ 应每隔 $5^\circ\sim 10^\circ$ 取一点,对应三种后坐长度 X_m 、 X_{Rm} 和 λ 进行计算,以找出其最大值。

摇架受力分析的一般步骤:

(1) 合理选择示力对象。选择示力对象应便于求解未知力。在分析后坐部分对摇架导向面(滑轨或衬瓦)的作用力时,通常取后坐部分为示力对象,使其在火药燃气压力、后坐阻力与惯性力共同作用下处于平衡状态,这样就容易求解出导向面对后坐部分的作用力(约束反力),即求解出后坐部分作用在导向面上的力。在分析高低齿弧与耳轴的受力时,通常取起落部分为示力对象,使由炮身、反后坐装置传来的各种作用力均为内力,平衡方程中不包括这些力,问题就比较容易解决了。

(2) 正确分析作用在示力对象上的力。全面正确确定作用在示力对象上的外力(主动力)、约束反力和惯性力,包括力矩,以及力的作用点和作用方向。为了简便,通常尽可能将力向射面简化。

(3) 建立平衡方程式。根据解题方便原则确定参考坐标系,应用力系平衡原理建立平衡方程式。

(4) 求解未知力。联解平衡方程式,求解出未知力。

二、上架受力分析

上架的结构是复杂的,只有合适地选择其某一部分作为受力对象,才能便于求出要校核的部件或零件上所受的力。受力分析的目的就是按照具体结构找出上架各部分所载荷荷,作为强度和刚度分析的依据。由于上架的结构是多种多样的,对不同的结构,分析结果也就不同,因此就不可能导出一般公式。然而,对不同的结构,分析方法基本是相同的。主要是根据实际情况具体分析问题,在一定假设条件下简化问题,从而使计算简便,结果在一定范围内可靠,并且通过一定措施修正理论计算与实际结果的差别。

受力分析的一般步骤为:

(1) 选择受力对象,加上约束反力。受力对象的选择是灵活的,但选择得好可以简化计算,否则使计算复杂化。

(2) 确定计算条件。计算条件是按对上架强度最不利的情况进行,这样在最不利的情况下,上架强度均能保证,那么在一般情况下强度也能保证。



(3) 基本假设,简化处理。基本假设主要包括:平面假设,即只考虑计算平面及与计算平面平行的平面上的力,并且可以忽略一些影响不大的次要力,认为这些主要力都作用在计算平面内,或都可以向计算平面简化;静载假设,即将射击时作用在上架上的载荷都作为静载荷计算,并且运用动静法将惯性力也作为静载荷计算,有时为了考虑动载影响,可以将动载乘以动载系数($K=2\sim3$),再按静载计算;刚化假设,即分析受力时将上架刚化。

(4) 建立平衡方程。在简化假设下建立简化物理模型,运用刚体静力学中的力系平衡方法,建立平面力系平衡方程。

(5) 求解约束反力。根据力系平衡方程求解所有的约束反力。

(6) 分析外力对结构的影响。

无论是射前还是射后,上架所受的力均为平衡机力 F_p 、高低齿弧力 F_u 及耳轴力 F_s 。 F_u 和 F_s 在射前仅由重力和不平衡力矩所引起,而射击时则主要由后坐力 F_R 及动力偶矩 $F_{pt}L_e$ 引起。由于 F_p 、 F_u 和 F_s 的作用,在上架与下架连接部分产生反力。求解这些反力,取回转部分为示力体比取上架为示力体方便。这是因为此时平衡机力 F_p 、高低齿弧力 F_u 及耳轴力 F_s 均为内力,而作用力仅有射击时作用于火炮上的后坐力 F_R 、动力偶矩 $F_{pt}L_e$ 和回转部分的重力 F_Q 。

例如,对简单上架,取回转部分为示力体,射击前作用在回转部分的外力只有重力 F_Q (见图 5.11)。由于火炮的身管较长,回转部分的质心常常在立轴前面, F_Q 是由下架上端支持,在上架与下架的接触面上就产生压应力。若认为压应力均匀分布,则反力 F_N 就等于 F_Q ,但是作用点不一定与立轴中心重合。 F_Q 对立轴中心产生的力矩由约束反力 F_{N1} 和 F_{N2} ($F_{N1} = F_{N2}$) 形成的力矩相平衡,即

$$F_Q l_Q = F_{N1} l$$

式中, l_Q ——重力作用点到立轴中心的距离;

l ——约束反力 F_{N1} 和 F_{N2} 作用点之间的距离(即立轴的作用长度)。

射击时,作用在回转部分上的外力有后坐力 F_R 、动力偶矩 $F_{pt}L_e$ 、回转部分的重力 F_Q ,以及下架的约束反力 F_N 、 F_{N1} 和 F_{N2} (见图 5.12)。

设在某一射角时, F_R 力对 C 点(F_{N2} 与立轴中心线的交点)的力臂为 l_h ,可以列出下列平衡方程

$$\begin{aligned}\sum X &= 0 & F_R \cos\varphi + F_{N1} - F_{N2} &= 0 \\ \sum Y &= 0 & -F_R \sin\varphi + F_N - F_Q &= 0 \\ \sum M_c &= 0 & F_R l_h + F_{pt}L_e - F_{N1}l - F_Q l_Q &= 0\end{aligned}$$

由此解得

$$\begin{aligned}F_N &= F_R \sin\varphi + F_Q \\ F_{N1} &= \frac{1}{l} (F_R l_h + F_{pt}L_e - F_Q l_Q)\end{aligned}$$

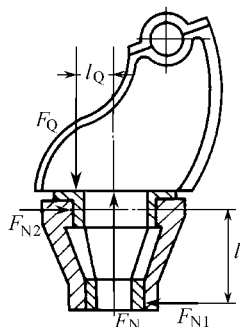


图 5.11 射前上架受力分析

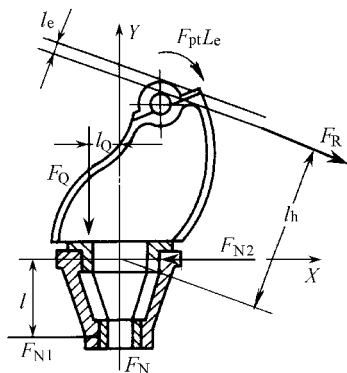


图 5.12 射击时上架受力分析

$$F_{N2} = F_R \cos \varphi + F_{N1}$$

一般 $F_R l_h + F_{pt} L_e$ 比 $F_Q l_Q$ 大, 约束反力 F_{N1} 和 F_{N2} 在射击前后将变向。由于立轴与立轴室配合存在间隙, 当约束反力 F_{N1} 和 F_{N2} 变向时, 上架就会由一侧倒向另一侧, 这对射击密集度有不利影响。 l_Q 是随高低射角变化的, 在 φ_{\max} 时, l_Q 最小, 而在 φ_{\min} 时, l_Q 最大或接近最大。如果保证射击前后约束反力 F_{N1} 和 F_{N2} 不变向, 就必须在结构上采取适当措施, 如控制上、下架端面间隙和加滚轮、防撬板等。

三、大架受力分析

大架受力分析的中心问题是解出射击时基础对火炮的反作用力。这对校核大架及下架的强度是必要的。由于射击时火炮承受的是冲击载荷, 炮架有相对运动的各零部件的结合部有间隙, 炮架构件又是弹性体, 地面有弹性也有塑性, 所以应进行火炮动力学分析。但在火炮总体设计阶段, 求解大架所受的力一般是在静力学条件下将实际问题简化后解出的, 待确定火炮总体结构后, 根据需要再进行动力学分析。

取全炮为示力体求解基础对大架的反力最方便。射击时作用于火炮上的力有后坐力 F_R 、动力偶矩 $F_{pt} L_e$ 、火炮重力 F_Q 和弹丸回转力矩 M_t 。上述各力和力矩均是变化的。为了解题方便应将 F_R 、 $F_{pt} L_e$ 、 M_t 进行分解。取火炮对称面内的水平线为 x 轴, 垂直线为 y 轴, 此面之法线为 z 轴, 坐标原点与后坐部分质心重合, 在任意高低射角 φ 和任意方向射角 ϕ 时, 可得 F_R 沿各轴的分力。取同样坐标, 但坐标原点在弹带中心上, 按右旋法则以矢量表示力矩的方向和大小, 则可得 $F_{pt} L_e$ 和 M_t 沿各轴的分力矩。

火炮在上述力的作用下, 引起基础对火炮的反作用力。由架尾在基础中固定情况可知, 基础对左右大架驻锄的反力 F_{S1} 和 F_{S2} , 沿坐标轴可以分解成六个分力, 即 F_{S1x} 、 F_{S1y} 、 F_{S1z} 和 F_{S2x} 、 F_{S2y} 、 F_{S2z} , 其作用点 c_1 和 c_2 为架尾板与驻锄板压力中心作用线的交点, 该点与地面有一距离



ΔH , 其数值大小与架尾在基础中固定情况有关。

如忽略车轮与地面之间的摩擦力, 基础对左右车轮只有法向反力 F_{N1} 和 F_{N2} , 如图 5.13 所示。

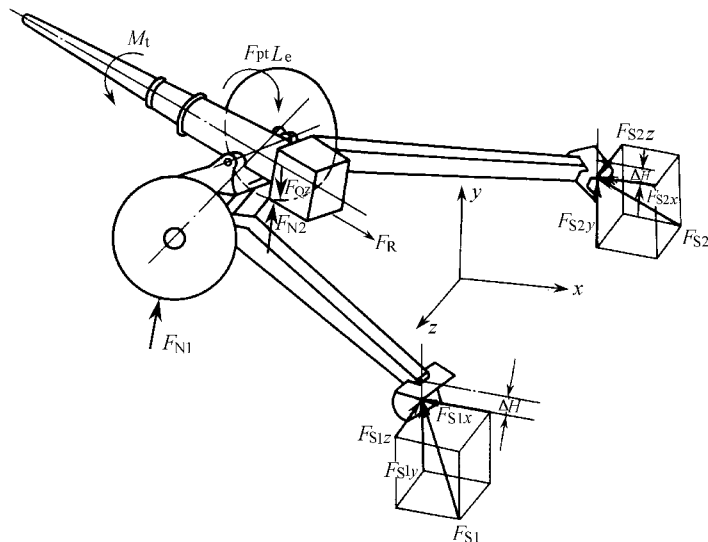


图 5.13 射击时火炮受力

F_R 、 $F_{pt} L_e$ 、 F_{Qz} 和 M_t 的作用点随射角 φ 、方向角 ϕ 和后坐行程 x 变化, 各反力也随此而变化。当炮身沿某一大架射击时, 则基础对此大架的反作用力将最大。如考虑 M_t 的影响, 则沿左大架射击时的反作用力必将大于沿右大架射击时的反作用力。通常按沿左大架射击时解题。

解题时认为: 火炮位于水平基础上; 炮架及基础都是刚体; 射击时火炮不产生水平移动和跳动。如视 F_R 和 F_{Qz} 作用点随 φ 、 ϕ 和后坐行程 x 变化, 对提高计算精度意义不大, 徒使计算复杂化。因此可认为 F_R 为常量, 变后坐时则仍应视为随 φ 而变化, 并认为 F_{Qz} 作用点在火炮的对称面内, 但 F_R 的作用点和方向仍随 φ 、 ϕ 变化。设 L 为车轮支承点至架尾支点的水平距离, L_e 为后坐部分质心至架尾支点沿 x 轴的水平距离; L_F 为后坐部分质心至右大架支点沿 z 轴的水平距离; L_d 为全炮质心至架尾支点的水平距离; B 为辙距; l 为左、右大架架尾支承点 c_1 和 c_2 之间的距离; ΔH 为架尾支承点与地面的垂直距离; r 为车轮半径。

根据空间力系的平衡条件可得

$$\sum X = 0: \quad F_R \cos \varphi \cos \phi - F_{Sx1} - F_{Sx2} = 0$$

$$\sum Y = 0: \quad F_{Sy1} + F_{Sy2} + F_{N1} + F_{N2} - F_R \sin \phi - F_{Qz} = 0$$



$$\sum Z = 0; \quad F_R \cos \varphi \sin \phi - F_{S_{z1}} + F_{S_{z2}} = 0$$

对右大架的架尾支承点 c_2 取矩得

$$\sum M_X = 0;$$

$$F_R H \cos \varphi \sin \phi + F_R L_F \sin \phi + \frac{1}{2} F_{Q_z} l - F_{S_{y1}} l - F_{N1} \left(\frac{l}{2} + \frac{B}{2} \right) - \\ F_{N2} \left(\frac{l}{2} - \frac{B}{2} \right) + F_{pt} L_e \sin \phi + M_t \cos \varphi \cos \phi = 0$$

$$\sum M_Y = 0;$$

$$F_R L_E \cos \varphi \sin \phi + F_R L_F \cos \varphi \cos \phi - F_{S_{r1}} l - M_t \sin \varphi = 0$$

$$\sum M_Z = 0;$$

$$F_R L_E \sin \varphi - F_R H \cos \varphi \cos \phi + F_{Q_z} L_d - \\ F_{N1} L - F_{N2} L - F_{pt} L_e \cos \phi + M_t \cos \varphi \sin \phi = 0$$

由于基础对火炮的反力有八个,而静力平衡方程只有六个,所以要求解基础对火炮的反力,尚需设法建立两个补充方程。

第一个补充方程与调平装置的结构有关。车轮调平者,其左、右车轮的受力可自行调整,其作用于车轮上的力对中央插栓或中央伞齿轮的力矩总和等于零,故有

$$F_{N1} = F_{N2}$$

架尾调平者,左、右架尾可以自行调节受力,左、右架尾对左、右架头轴的力矩和应相等,故有

$$F_{S_{y1}} l_a - F_{S_{z1}} l_b = F_{S_{y2}} l_a - F_{S_{z2}} l_b$$

第二个补充方程要根据不同的假设条件来建立。

(1) 第一种假设认为右大架可绕架头轴有微小的转动。由于通常均按左大架所受的载荷验算大架强度,故假设右大架可以有微小的转动比假设左大架有此转动更合理些。据此假设可得下列关系式,即

$$\frac{F_{S_{z2}}}{F_{S_{r2}}} = \tan \alpha$$

如上式不成立的话, $F_{S_{r2}}$ 、 $F_{S_{z2}}$ 的合力将使右大架转动,就不能保持平衡状态。

(2) 第二种假设为

$$\frac{F_{S_{z2}}}{F_{S_{z1}}} = \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_2}$$

这样就建立了八个方程,解题条件已足。

由于动力偶矩 $F_{pt} L_e$ 和 M_t 作用的时间很短,传至大架时已减弱很多,又因为 $F_{pt} L_e$ 和 M_t 与最大后坐阻力 F_{Rm} 并不同时出现,为了简化计算,可以将 $F_{pt} L_e$ (当 L_e 较小时) 与 M_t 忽略,故在以后公式推导中仅考虑 F_R 和 F_{Q_z} 。



以上关于基础对火炮的反作用力是把射击时火炮受到的载荷作为静载处理,并把火炮和基础看做刚体后根据静力平衡方程求得的。实际上,火炮受到的是动载荷,而炮架和基础在受力后也会产生弹塑性变形。因此,静力计算方法所得的结果与大架实际受力情况是有距离的。

为了使计算符合实际情况,一方面应根据现有火炮的工作条件和实际破坏情况选取合适的系数,另一方面应对火炮进行动力学分析。

已经求得下架对上架的作用(约束反力),以及基础对大架的作用(约束反力),进而可以求得下架受力。

5.2.3 架体的强度分析

一、摇架的强度分析

当摇架结构尺寸以及作用在摇架上的外力和反力均已确定以后,就可以进行摇架强度计算,来检验摇架是否有足够的强度和刚度,是否能保证火炮在正常的工作条件下,摇架各部位不发生破坏现象。验算时,首先遇到的问题是决定危险断面,就是那些最容易破坏的断面。危险断面一般选取受力最大和强度最弱的地方,即断面较小、形状有激烈变化或承载能力较差的地方。由于摇架结构形状复杂,确定危险断面比较困难,常常在断面变化的部位多验算几处。一般不需要验算那些比危险断面更强的断面。

摇架强度计算的内容比较多,随着摇架的结构不同,其强度计算的内容也不完全相同。一般计算应包括:摇架本体的强度、耳轴强度、耳轴座箍的强度、耳轴座箍与本体的连接强度、摇架滑轨(或衬瓦)的强度、高低齿弧与摇架的连接强度等。

在危险断面上应当校核的有以下应力:

弯曲及法向正应力 σ_1 为

$$\sigma_1 = \frac{M}{W} + \frac{F_n}{A} \leq [\sigma]$$

式中 M ——作用在断面上的弯矩;

W ——断面系数;

F_n ——作用在断面上的法向力;

A ——断面的面积;

$[\sigma]$ ——许用应力。

剪切应力 τ 为

$$\tau = \frac{F_t}{A} \leq [\tau]$$

式中 F_t ——作用在断面上的切向力;



$[\tau]$ ——许用剪切应力。

合成主应力 σ_H 为

$$\sigma_H = \sqrt{\sigma_1^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]$$

许用应力 $[\sigma]$ 为

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n}$$

式中 σ_s ——材料的屈服极限；

n ——安全系数。

摇架强度分析的一般步骤：

(1) 解出作用在摇架各零部件上的受力。例如,对图 5.14 所示的槽型摇架,射击时,摇架本体受有 $F_f(1+\gamma_f)$, $F_\phi(1+\gamma_\phi)$, F_{N1} , F_{N2} , fF_{N1} , fF_{N2} , F_p 和摇架本身重力。除此以外,对于线膛炮在弹丸沿炮膛运动时,还有扭矩 M_t 作用于摇架本体。一般由于重力较其他各力为小,可忽略不计。

(2) 简化摇架各零部件结构模型。例如,对图 5.14 所示的槽型摇架,当炮身后坐时,可将摇架本体看做夹于耳轴座箍之间的悬臂梁。

(3) 分析危险断面。例如,对图 5.14 所示的槽型摇架,如果摇架本体各横断面的结构尺寸是相同的,即是一个等截面梁,则不难看出,应力最大的断面在 I—I 断面和 II—II 断面处。如果耳轴座箍与本体焊成一体,则 I—I 断面和 II—II 断面取在焊缝处;如果耳轴座箍与本体铆接成一体,则 I—I 断面和 II—II 断面应取在最外一排铆钉处。I—I 断面和 II—II 断面即为危险断面。

(4) 计算危险断面上的应力。包括计算断面的几何特性数(面积、断面系数等)和应力。例如,对图 5.14 所示的槽型摇架,可以采用材料力学有关复杂截面梁的弯曲计算方法计算。

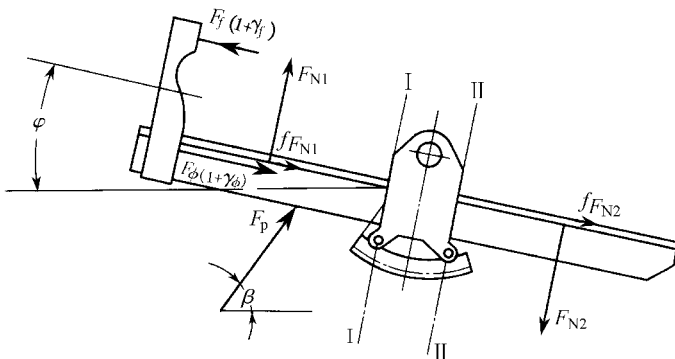


图 5.14 槽型摇架受力简图



① 计算断面的几何特性数。

首先是确定中性轴的位置。由于断面所承受的弯曲载荷与力的作用线和断面中性轴的位置有关,因此,只有决定了中性轴位置以后,才能决定出该断面的应力值。对于具有对称轴的断面,中性轴位置就是形心位置。由于要尽量减小摇架的质量和使各断面上的应力尽量均匀分布,故摇架的断面形状常常是比较复杂的。因此,无论是求它的断面面积,还是求中性轴位置,都需要作较多的计算。为此,可以将复杂形状的断面近似分成很多形状简单的小断面,分别计算出各形状简单小断面的面积 A_i ,各形状简单小断面的形心位置 y_i 和 z_i ,计算各形状简单小断面对坐标轴的面积矩 $M_{yi} = A_i y_i$ 和 $M_{zi} = A_i z_i$,并计算 $A = \sum A_i$, $M_y = \sum M_{yi}$ 和 $M_z = \sum M_{zi}$,以及中性轴的位置 $y_0 = \frac{M_y}{A}$ 和 $z_0 = \frac{M_z}{A}$,如图 5.15 所示。可以采用列表计算方法进行。

其次是确定危险断面对中性轴的惯性矩。

先求各小断面对本身形心轴的惯性矩 J_{0yi} 和 J_{0zi} (可以查表得到),再利用平行轴原理,求出各小断面对中性轴的惯性矩

$$J_{yi} = J_{0yi} + A_i (z_i - z_0)^2$$

及

$$J_{zi} = J_{0zi} + A_i (y_i - y_0)^2$$

然后求和

$$J_y = \sum J_{yi}$$

及

$$J_z = \sum J_{zi}$$

即为危险断面对中性轴的惯性矩。

② 计算危险断面上的应力。

例如,对图 5.14 所示的槽型摇架,如果反后坐装置和平衡机的布置都是左右对称的,并忽略弹丸回转力矩的作用,则各力在同一平面内,是一个平面力系问题,即在危险断面上仅在射面内存在弯矩。

对 II—II 断面中性轴 Z 的弯矩 M_{Wz} 为

$$M_{Wz} = F_{N2} x_2 + f F_{N2} y_2$$

在 II—II 断面上垂直作用力 F_Q 为

$$F_Q = f F_{N2}$$

在 II—II 断面上的剪力 F_S 为

$$F_S = F_{N2}$$

对于 II—II 断面来说,弯曲是主要的,剪切与弯曲相比很小,一般可以忽略。将弯曲所产

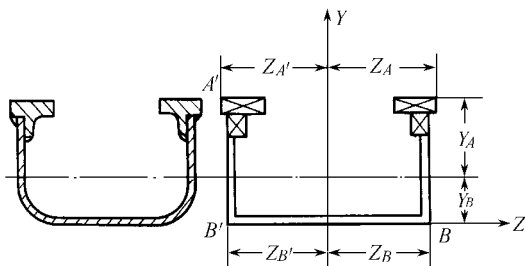


图 5.15 槽型摇架的断面简图



生的应力与垂直作用力所产生的应力合成时,由于力和力矩作用方向的不同,由图 5.15 知,可能在 A 或 B 点应力最大。该两点的应力一般取拉应力为正,压应力为负,则

$$\sigma_A = \pm \frac{M_{Wz}y_A}{J_z} \pm \frac{F_Q}{A}$$

$$\sigma_B = \pm \frac{M_{Wz}y_B}{J_z} \pm \frac{F_Q}{A}$$

式中 y_A, y_B ——分别为 A 或 B 点到 Z 轴的坐标;

A——II—II 断面的面积;

J_z ——II—II 断面对 Z 轴的惯性矩。

当摇架本体上受有弯矩 M_{Wy} 时,最大应力可能产生在 A、A'、B 和 B' 点,四点应力公式为

$$\sigma_A = \pm \frac{M_{Wz}y_A}{J_z} \pm \frac{M_{Wy}z_A}{J_Y} \pm \frac{F_Q}{A}$$

$$\sigma_{A'} = \pm \frac{M_{Wz}y_A}{J_z} \mp \frac{M_{Wy}z_A}{J_Y} \pm \frac{F_Q}{A}$$

$$\sigma_B = \pm \frac{M_{Wz}y_B}{J_z} \pm \frac{M_{Wy}z_B}{J_Y} \pm \frac{F_Q}{A}$$

$$\sigma_{B'} = \pm \frac{M_{Wz}y_B}{J_z} \mp \frac{M_{Wy}z_B}{J_Y} \pm \frac{F_Q}{A}$$

M_W 和 F_Q 中包含 F_f, F_φ, F_{N1} 和 F_{N2} , 它们都随后坐行程 x 变化,故知摇架本体的应力是 x 的函数。如果不采用变后坐,可以在 $\varphi = \varphi_{\min}$ 时求解;如果采用变后坐,常在 $\varphi = \varphi_{\min}$ 和 $\varphi = \varphi_{\max}$ 时求解。为了找出最大应力,一般在最大膛压时后坐长度 X_m 、最大后坐阻力时的后坐长度 X_{Rm} 和后坐终了点 λ 三点计算。对于变截面梁常是试算几个断面,以便找出它的最大应力。

(5) 校核危险断面强度。

当求出各种情况下危险断面上危险点的应力之后,即可取其中最大应力 σ_{\max} 计算安全系数 n

$$n = \frac{\sigma_s}{\sigma_{\max}}$$

式中 σ_s ——摇架材料的屈服极限。

一般火炮摇架本体采用铸钢件或钢板冲压焊接件。铸造摇架常用材料为 ZG35, 材料的屈服极限 $\sigma_s = 350 \sim 400$ MPa。焊接摇架常用材料牌号为 20CrMnMo 和 25Ni3 的低碳合金钢板, 屈服极限约为 600 MPa。为了减小质量,现在也采用高强度合金钢制造火炮摇架本体,其屈服极限要高得多。对于火炮摇架本体最小安全系数应大于 2。

耳轴可以和摇架本体铸在一起或与耳轴座箍铸在一起,但通常是采用较好的材料单独锻制,加工好后压入摇架本体再进行焊接或采用螺栓将耳轴与本体连接在一起。锻制耳轴常用材料为 PCrMo、20CrMnSi 等。



二、上架强度分析

当作用在上架上的外力和反力均已求得以后,就可以进行上架的强度计算,来检验上架是否具有足够的强度和刚度。

上架强度分析的主要方法有计算法、比较法和实验法。计算法又分为传统计算法和现代计算法。传统计算法就是应用理论力学和材料力学的理论来验算上架的强度和刚度,即验算危险点的应力是否超过许用应力,变形是否超过刚度要求。由于上架结构复杂,并非理想刚体,受力情况往往是超静定的,且有动载荷存在,所以要通过一些假设将问题简化后才能验算。现代计算法主要是应用弹塑性理论,利用计算机和大型软件建立上架的实体模型,应用有限元方法计算应力应变,来进行上架的强度和刚度分析。比较法就是设计炮与母型炮采用相同的验算,将验算结果进行比较,用以估计设计炮的强度和刚度。这是一种简单可靠的方法,它可以将难以考虑的因素估计进去。这种方法只能在有母型炮的情况下才使用。实验法就是采用光弹实验、模拟实验和实弹实验来测定各种数据进行研究,其中最可靠的是实弹射击试验,来检查上架的强度和刚度。有时故意减小零件的安全系数,使之尺寸变小,经过反复试验,反复修改,最后确定合适的结构尺寸,从而达到既安全可靠,质量又小的要求。上架的结构设计与强度分析往往是交替进行的,强度分析的三种方法往往也是同时使用,互相弥补不足。

上架需要验算强度的部位有侧板、立轴、底板、防撬板及各支臂。由于上架的形状复杂,确定危险断面比较困难,常常在断面变化的部位多验算几处。

上架强度分析传统计算法的主要步骤:

(1) 解出作用在上架各零部件上的受力。

例如,对上架侧板强度分析,射击时,上架侧板受有摇架耳轴反力 F_r 、平衡机力 F_p 和高低齿弧作用力 F_u 的作用,如图 5.16 所示。

(2) 简化上架各零部件结构模型。例如,上架侧板看做一悬臂梁。

(3) 分析危险断面。例如,在 I—I 和 II—II 断面上只有 F_r 的作用,在 III—III 断面上还有 F_p 和 F_u 的作用(若 F_p 和 F_u 力的作用对侧板强度有利,则忽略不计),由于各截面作用力不同,而截面积也不同,因此危险断面不易判别,只好多算几个截面,现以 I—I 断面为例。力 F_r 的大小和方向随着射角 φ 而变化。根据摇架耳轴受力计算的结果,选取最大值进行强度验算。在初步估算上架侧板强度时,可按最小射角时的 F_r 值进行计算。

(4) 计算危险断面上的应力和变形。

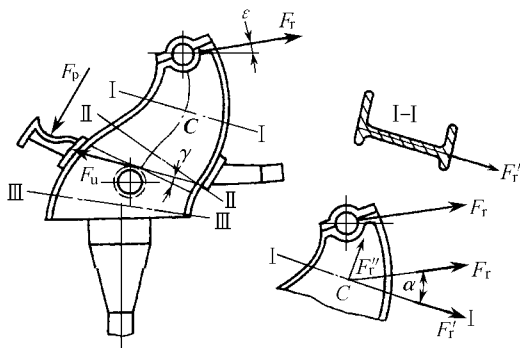


图 5.16 上架侧板受力简图

力 F_r 的大小和方向随着射角 φ 而变化。根据摇架耳轴受力计算的结果,选取最大值进行强度验算。在初步估算上架侧板强度时,可按最小射角时的 F_r 值进行计算。



力 F_r 对 I—I 断面的中性轴产生一弯矩 $M_w = F_r l_r$ 。将力 F_r 分解成沿 I—I 断面与垂直 I—I 断面的二分力 F'_r 和 F''_r 。 F'_r 引起剪切应力。 F''_r 引起垂直拉伸应力。设 W 为 I—I 断面的断面系数, A 为 I—I 断面的面积, C 为 I—I 断面的中性轴的投影, l_r 为断面的中性轴和力 F_r 之间的距离。

弯曲和拉伸的合成最大法向应力为

$$\sigma = \frac{M_w}{W} + \frac{F''_r}{A} \leq [\sigma]$$

剪应力为

$$\tau = \frac{F'_r}{A} \leq [\tau]$$

常用合成主应力 σ_H 计算, 则

$$\sigma_H = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]$$

(5) 校核危险断面强度和刚度。

当求出各种情况下危险断面上危险点的应力之后, 即可校核危险断面强度和刚度: 弯曲和拉伸的合成最大法向应力

$$\sigma \leq [\sigma]$$

剪切应力

$$\tau \leq [\tau]$$

常用合成主应力 σ_H

$$\sigma_H \leq [\sigma]$$

许用应力 $[\sigma]$ 为

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n}$$

式中 σ_s ——材料的屈服极限;

n ——安全系数。

或者取危险点的最大应力 σ_{\max} 计算实际安全系数 n_s

$$n_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{\max}}$$

实际安全系数应满足

$$n_s \geq n$$

在强度校核时, 要合理选择安全系数, 主要考虑的因素包括:

(1) 不同的工作条件所选取的安全系数不同。如承受动载的零件的安全系数比承受静载的高, 速度大精度高的零件的安全系数也要高一些。

(2) 不同的计算方法对应安全系数不同。由于假设不同所得计算应力也不同, 要保证同样强度, 不同计算方法所得尺寸应当相同, 因此不同的计算方法对应安全系数应取不同。假设



比较符合实际,计算比较精确,安全系数应相对取小一些。由于刚度和稳定性计算的方法还不完善,对刚度小、稳定性差的构件安全系数应取大一些。

(3) 零件的重要程度不同所选取的安全系数不同。如果零件重要,安全系数应取高一些,反之应取小一些。

铸造上架的材料常用 ZG35~40,安全系数可取为 2 左右。在保证强度,减小质量的同时,必须保证上架有足够的刚度。刚度不足,射击时会产生剧烈的振动,影响射击密集度。

5.3 平衡机设计

5.3.1 平衡原理与平衡机结构

一般火炮的起落部分质心与火炮耳轴中心不能完全重合,不能实现自然平衡。随着现代火炮威力的日益提高,炮身增长,使得起落部分质心更加靠前。为了保证火炮射击稳定性,需要尽量降低火线高,增大后坐长;同时为了避免大仰角(射角)时炮尾后坐碰地,通常将火炮后坐部分向前布置。为了提高发射速率,在起落部分后端设有供弹、输弹等机构,以利于装填弹药,也需将炮身向前布置。这样,不能实现自然平衡的现象更加突出。当自然平衡时,进行高低瞄准,手轮力(或驱动电机力矩)只需克服起落部分的惯性力矩。当不能自然平衡时,进行高低瞄准,手轮力(或驱动电机力矩)不仅要克服起落部分的惯性力矩,还要克服起落部分的重力矩。在将炮身打高时,起落部分的重力矩与惯性力矩同向,使得手轮力很大,甚至无法进行高低瞄准。在将炮身打低时,起落部分的重力矩与惯性力矩反向,由于瞄准机的自锁性要求,使得高低瞄准不平稳,炮身抖动,甚至产生冲击。

为了平衡起落部分的重力矩,火炮设计中通常有两种平衡方式:

(1) 配置平衡,又称自重平衡、自然平衡。在起落部分耳轴后端炮尾或摇架上附加适量的配重。配重可用灌铅或能调整质量的铅板。由于其结构简单,易于实现完全平衡,载体(车、船)的颠簸、摇摆运动对这种平衡的影响小,高低机手轮力不致变化太大,因而广泛用在某些自行炮和坦克炮、舰炮上。其缺点是使起落部分的无效质量增加。

(2) 外力平衡,又称平衡机平衡。用专门设计的平衡机所产生的拉力或推力来达到平衡的方法。与配重平衡相比,平衡机质量小,但多了一个部件,也就多了一个影响可靠性的因素,并使火炮结构更复杂。

平衡原理是设计火炮的平衡机所依据的假设和基本理论。常规平衡机设计所作假设有:

- (1) 把起落部分视作一绕耳轴中心回转的刚性梁;
- (2) 起落部分的质心任何时候均处于通过耳轴中心并与炮膛或发射装置定向器轴线平行的直线上;



(3) 起落部分的质心任何时候与耳轴中心的距离不变；

(4) 起落部分质量不变。

根据以上假设,得平衡力矩间的关系(见图

5.17):

起落部分重力矩

$$M_q = F_q l_q \cos \varphi$$

平衡机平衡力矩

$$M_p = F_p l_p \sin \alpha$$

式中 F_q ——作用在起落部分的重力；

l_q ——起落部分质心距耳轴中心距离(仰角为0时)；

φ ——仰角；

F_p ——平衡机力；

l_p ——平衡机力作用点距耳轴中心距离；

α ——平衡机力作用方向与通过耳轴中心且平行于炮膛轴线的直线的夹角。

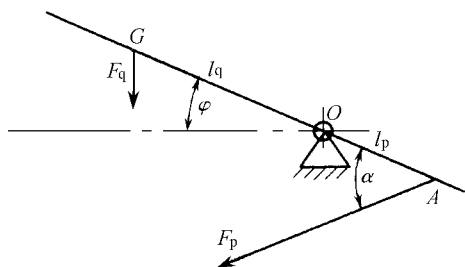


图 5.17 平衡原理简图

可知,起落部分重力矩 M_q 是随仰角 φ 的余弦函数值而变化的;平衡机平衡力矩 M_p 则随夹角 α 的正弦函数值和平衡机作用力而变化,与平衡机型式结构及安装位置有关。起落部分重力矩与平衡机的平衡力矩之差的绝对值 $\Delta M = |M_q - M_p|$ 称为不平衡力矩,它是计算高低机手轮力或高低传动装置输出扭矩的主要考虑因素(还包括高低传动系统的摩擦力矩)。因此不平衡力矩要限制在一定范围内。

根据不平衡力矩的情况有:

(1) 完全平衡:在仰角范围内,任何仰角处不平衡力矩均等于零的平衡。要设计此种平衡机是困难的,实践中一般规定在仰角范围内不平衡力矩的最大值不超过某一规定值。

(2) 三点平衡:在仰角范围内,有三个仰角处不平衡力矩等于零的平衡。

(3) 两点平衡:在仰角范围内,有两个仰角处不平衡力矩等于零的平衡,三点平衡和两点平衡均可称为不完全平衡。

近代有些舰炮平衡机设计还考虑起落部分质心射击时变化的因素,这与上述假设不完全相符,所以设计原理有较大的不同。

平衡机是一种平衡某些火炮起落部分的重力矩,使俯仰操作或动力传动轻便、平稳的装置。

绝大多数火炮受总体结构布置的限制,起落部分的质心不可能与耳轴中心重合,一般均位于耳轴前方某处,形成对耳轴中心的重力矩。平衡机的功能就是提供一个与重力矩大小相近、变化规律相似、方向相反的力矩,以减小高低机手轮力和动力传动扭矩,以保证操作高低机时,



打高轻便,打低平稳。平衡机一端铰接于上架或托架上,一端直接或通过挠性体(如链条、钢缆等)与起落部分连接。根据总体要求,平衡机一般制成单件装于上架或托架一侧或两件对称装于两侧。有的火炮将高低机与平衡机结合成一体,称为高低平衡机。

根据产生平衡机力的弹性元件不同,分为弹簧式、扭杆(叠板)式、气压式、气液式和弹簧液体式。按平衡机对起落部分施力情况的不同分为拉式平衡机(即对起落部分的作用力为拉力的平衡机,见图 5.18)和推式平衡机(即对起落部分的作用力为推力的平衡机,见图 5.19)。此外,还有变行程平衡机和考虑起落部分质心位置变化因素的万能平衡机。

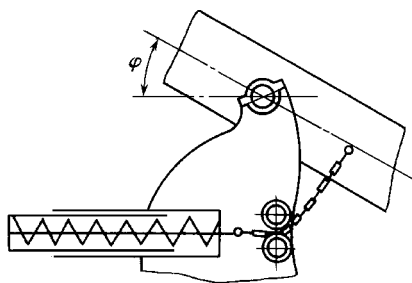


图 5.18 拉式平衡机

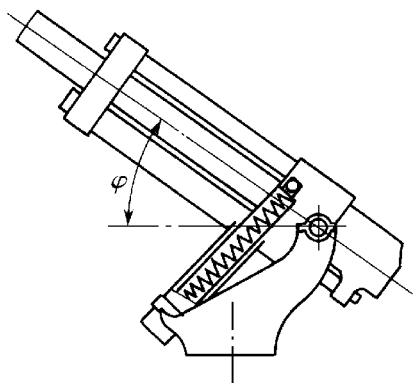


图 5.19 推式平衡机

弹簧式平衡机是由弹簧提供平衡力矩的平衡装置(见图 5.20)。按所用弹簧类型不同分为螺旋弹簧和扭杆弹簧两类。螺旋弹簧又分为圆柱螺旋弹簧式平衡机和平面涡卷弹簧式平衡机。圆柱螺旋弹簧式平衡机,随仰角的增大(或减小),弹簧压缩量相应减小(或增大),平衡机即可向起落部分提供一随仰角而变化的平衡力矩。此类平衡机结构简单,不受气温变化影响,便于维修,应用较广,有拉式和推式两种。拉式的随施力方向和施力点位置不同又有上拉式和下拉式之分。平面涡卷弹簧式平衡机,平面涡卷弹簧的一端与上架相连,另一端通过与链鼓连接的轴、链拉杆与起落部分相连。炮身俯仰时,弹簧旋紧程度相应改变,并通过曲臂、连杆等中间构件向起落部分提供一随仰角而改变的平衡力矩。

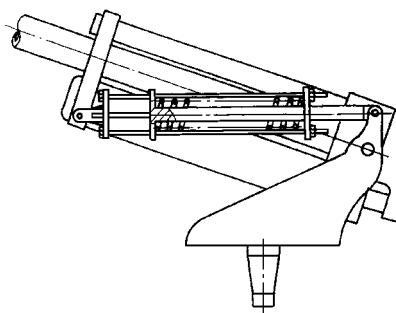


图 5.20 弹簧式平衡机

扭杆式平衡机是由弹性杆件的扭转变形产生平衡力矩的平衡装置。弹性杆件可以是圆截面的整体式扭杆也可以是多层叠板式。扭杆弹簧的一端固定连接于上架,另一端通过中间构件(如连杆机构)与起落部分铰连。起落部分俯仰时,通过连杆机构使扭杆两端产生相对转动,



扭转变形随仰角的变化而改变,并通过中间机构向起落部分提供一个随仰角而变化的平衡力矩。为缩短扭杆的轴向尺寸,可与扭力筒串联使用,而成为扭杆-扭筒式平衡机,此类平衡机结构紧凑,维修简单,寿命较长。另外还有扭杆为多件平行并连的结构,构造较复杂但传递扭矩较大。

气压式平衡机是由被压缩的气体产生平衡力矩的平衡装置(见图 5.21)。由活塞、外筒、紧塞装置及开闭器、补偿器等组成。外筒和活塞杆用球轴或铰链与上架及摇架铰接。筒内充有高压气体(空气或氮气),用紧塞装置和液体进行密封。起落部分俯仰时,活塞杆与外筒相对移动,筒内容积及气体压强随仰角而改变。气体压力通过活塞杆连接点作用在起落部分上,对耳轴形成一个平衡力矩,用以平衡起落部分重力矩,这种平衡机体积小,质量小,但密封气体的紧塞装置摩擦阻力大且气体压强易受环境温度影响,通常要用温度补偿器,维护较麻烦。如果需用两个气压式平衡机时,常左右对称布置,且用导管连通,以使两者工作压力相同。

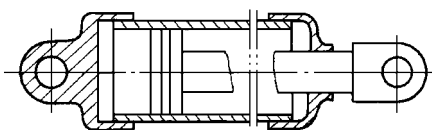


图 5.21 气压式平衡机

液体气压式平衡机是利用压缩气体作储能介质,由液体传递气体压力产生平衡力矩的平衡机(见图 5.22)。主体部分装于火炮上架与摇架间,包括接续器、活塞杆、活塞、缸体、液压室、气压室及密封环等。置于上架附近的其他部件有柔性软管与蓄力器(按需要设置一个或多个)。柔性软管一端与接续器液体入口连接,另一端通到蓄力器。蓄力器上部为压缩空气。摇架仰角增大时,气压室容积增大,压力下降,油液在蓄力器压缩空气作用下经柔性软管、接续器、活塞杆、活塞流入液压室,此时压缩空气压力较小。反之,摇架仰角变小时,油液反向流动,压缩空气压力增大。这种平衡机较气压式平衡机密封好,摩擦阻力小,便于调节环境温度的影响,但结构不紧凑。

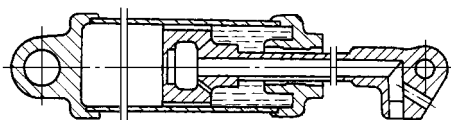


图 5.22 液体气压式平衡机

高低平衡机是具有高低机和平衡机双重作用的机构。有机械式和液体气压式两种。机械式的由螺杆(或滚珠丝杆)式高低机与弹簧式平衡机组成。平衡机的螺旋弹簧套在高低机螺杆外面,靠螺杆的伸缩实现仰角变化,由弹簧提供平衡力矩。目前用于大口径自行炮和牵引炮的多为液体气压式的,由作用筒、平衡蓄能器、高低液泵(手动或电动)、补液泵、储液箱、各种控制阀及管路等液压元件组成。某大口径牵引炮高低平衡机有两个相同的作用筒,装在火炮两侧,筒体端与上架相连,活塞杆和摇架相连。平衡蓄能器接于双向高低手摇泵。整个系统管路及作用筒上下腔都充满液体时,摇动高低手轮,平衡蓄能器内的气压就将使作用筒上下腔压强相等,靠活塞两面的面积差所产生的总推力来克服起落部分的重力矩。高低手轮与高低手摇泵同轴,手轮不动时,液控单向阀关闭,火炮起落部分被液力闭锁,可以进行射击。这时,缓冲蓄能器与作用筒之间液路仍相通,可起缓冲作用。摇高低手轮时,双向高低手摇泵产生的压力使



液控单向阀打开,随手轮转动方向不同,可使作用筒上下两腔的液体一腔流向另一腔,火炮仰角即随之抬高或降低。平衡蓄能器与一般火炮平衡机作用相同,可克服火炮起落部分重力矩的绝大部分;不平衡力矩、耳轴摩擦力矩和管路阻力由双向高低手摇泵克服。这种高低平衡机与独立的高低机和平衡机相比,结构简单,质量小,设计、调整得当时高低手轮力很小。缺点是液压管路较多,不易维护。液体气压式高低平衡机是大口径火炮简化高低机和平衡机的发展趋势。

变行程平衡机是与起落部分连接端的位移大于平衡机中活动部分位移的平衡机。高射炮和榴弹炮高低射界大,在某些情况下,平衡机(拉式)总长度过大,难于布置,所以采用变行程的。这种平衡机中活动部件的位移只有起落部分连接端位移的一半,而可减小平衡机总长度。

万能平衡机是能使火炮起落部分在任意仰角下瞄准或射击时都能完全平衡的平衡机。是与常规平衡机的原理不同的新型平衡机。主要由弹簧筒、两根对称的链索和联结装置组成。平衡弹簧可用圆柱螺旋弹簧或碟形弹簧。弹簧筒固定在炮身正上方的炮架上,弹簧后端与链索连接。链索绕过滑轮,切点假定为一固定点(实际有微小变动),位于耳轴中心的铅垂线上。链索另一端与后坐部分(炮尾侧面)某点连接,此点位置是随后坐变化的。这种平衡机可实现:① 射击前在任意仰角下的瞄准平衡;② 射击时在任意仰角下的后坐平衡;③ 射击时在任意仰角下的射击稳定。

各类平衡机的优缺点可根据结构简便性、紧凑性、维护保养性、操作灵活性、适应性、可靠性及最低费用来评价。

5.3.2 平衡机设计

平衡机设计就是合理设计平衡机结构,使得不平衡力矩最小。

平衡力矩取决于三个因素,即平衡机力 F_p 、平衡机力作用距离 l_p 和平衡机力作用方向 α 。平衡机设计也就是通过结构设计,确定 F_p 、 l_p 和 α 的变化规律。下面以弹簧平衡机设计为例,说明平衡机设计方法。

平衡机的弹性力一端作用在上架上的一点,相对耳轴来说,这个点是一个定点,另一端作用在摇架上的一点,这个点以耳轴为中心作圆弧运动。

为了便于对各式平衡机进行分析,先看看结构和位置参数相互间的关系。设:

O —— 耳轴中心;

A —— 摇架上平衡机力作用点;

B —— 上架上平衡机力作用点;

r_a —— O 与 A 之间的距离;

r_b —— O 与 B 之间的距离;

l —— A 与 B 之间的距离;



β —— OA 与 OB 之间的夹角;

h —— O 点到 AB 的垂直距离;

δ —— 平衡机弹簧的压缩量;

k —— 平衡机弹簧的刚度;

m_q —— 起落部分质量;

G —— 起落部分质心(当炮身轴线水平时, G 点对耳轴坐标为 (x_q, y_q) , $l_q = \sqrt{x_q^2 + y_q^2}$);

γ —— 连线 OG 与水平线夹角;

φ —— 仰角;

F_p —— 平衡机力。

如图 5.23 所示, 脚标 0 表示 $\varphi=0$ 时的状态, j 表示任意仰角 φ_j 时的状态, m 表示最大仰角 φ_m 时的状态。

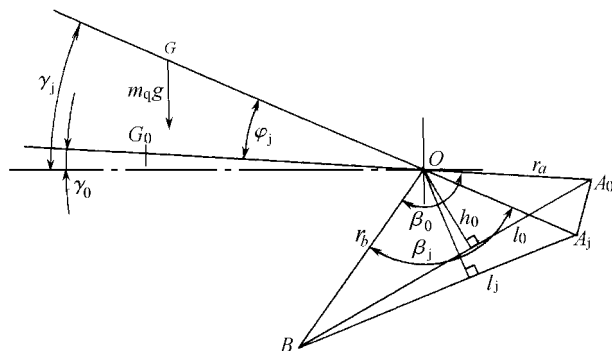


图 5.23 平衡机位置关系简图

根据图 5.23, 有以下几何关系

$$\beta_j = \beta_0 + \varphi_j$$

$$\gamma_j = \gamma_0 + \varphi_j$$

$$l_j = \sqrt{r_a^2 + r_b^2 - 2r_ar_b\cos\beta_j} = r_a L_j$$

$$\text{其中 } L_j = \sqrt{1 + \frac{r_b^2}{r_a^2} - 2\frac{r_b}{r_a}\cos\beta_j},$$

$$h_j = r_a \sin\angle OA_j B = r_a \frac{r_b}{l_j} \sin\beta_j = r_b \frac{\sin\beta_j}{L_j} = r_b H_j$$

$$\text{其中 } H_j = \frac{\sin\beta_j}{L_j}.$$

在任意仰角 φ_j , 重力对耳轴的力矩为



$$M_q = F_q l_q \cos \gamma_j$$

平衡机对耳轴的平衡力矩

$$M_p = F_p h_j = k \delta_j \frac{r_a r_b}{l_j} \sin \beta_j = k \delta_j \frac{r_a r_b}{l_j} \sin(\beta_0 + \gamma_0 - \gamma_j)$$

要实现完全平衡,就是对于任意仰角 φ_j 有 $M_q = M_p$ 。由于随 φ_j 变化的量只有 l_j 、 δ_j 和 γ_j , 其余都是常量,而 M_q 是 γ_j 的余弦函数,如果在结构上能保证 $l_j = \delta_j$ 及 $\beta_0 + \gamma_0 = 90^\circ$, 则 M_p 也可以转化为 γ_j 的余弦函数,这样就保证了 M_p 与 M_q 的函数形式一致,再适当选择弹簧的刚度系数就可以使 M_q 与 M_p 相等,即

$$F_q l_q = k r_a r_b$$

故

$$k = \frac{F_q l_q}{r_a r_b}$$

至此可知实现完全平衡需要的三个条件为

$$k = \frac{F_q l_q}{r_a r_b}$$

$$l_j = \delta_j$$

$$\beta_0 + \gamma_0 = 90^\circ$$

推导这些关系时,要牵涉到平衡机的结构参量 r_a 、 r_b 、 β_0 ,而与 r_a 、 r_b 、 β_0 所构成的 $\triangle AOB$ 的位置无关。在绕耳轴摆动的任何位置上,上述结论均可成立。这一特点对结构设计是有利的。显然对上拉式平衡机上述结论同样适用。

$\beta_0 + \gamma_0 = 90^\circ$ 这个条件可通过结构布置来实现。因 γ_0 是一个确定角,故只要在结构上保证仰角为 0° 时, OA 与 OB 之间的夹角 $\beta_0 = 90^\circ - \gamma_0$ 即可。当 OG 水平时 ($\gamma_0 = 0^\circ$), 只要保证 $OA \perp OB$ 即可。 $k = \frac{F_q l_q}{r_a r_b}$ 是通过弹簧设计来保证的。

对于拉式平衡机, l_j 与 δ_j 都随仰角减小而增大,两者变化趋势相同,而且两者增减的是同一个量,即

$$l_j = l_m + \Delta$$

$$\delta_j = \delta_m + \Delta$$

因此,只要 $l_m = \delta_m$ 就可以保证 $l_j = \delta_j$,也就是说,在装配时必须保证在最大仰角时弹簧的初压缩量 δ_m 与最大仰角时 A 、 B 两点的距离相等。

对于弹簧推式平衡机,随着仰角增大 l_j 增大, δ_j 却减小,两者变化方向相反,排除了任何仰角下 $l_j = \delta_j$ 的可能性。因此弹簧推式平衡机不可能实现完全平衡。

虽然我们不能在任何仰角下使平衡力矩均与重力矩相等,但是可以实现在某些仰角下使平衡力矩与重力矩相等,而在其余仰角使两者之差,即不平衡力矩限制在一定范围之内。这是设计推式平衡机的出发点。



对不可能实现完全平衡的平衡机,我们可以选择在几个点处平衡,由不平衡力矩表达式可知,弹簧平衡机主要有五个参数,即平衡机弹簧刚度 k 和弹簧的初始压缩量 δ_0 (或最大压缩量 δ_m),以及平衡机安装的结构参量 r_a, r_b, β_0 。一般,给定五个不同仰角 $\varphi_i (i=1, 2, \dots, 5)$,令 $\Delta M(\varphi_i)=0 (i=1, 2, \dots, 5)$,得五个方程,可以解得弹簧平衡机主要的五个参数。也就是说,对不可能实现完全平衡的平衡机最多可以实现五点平衡。当给定其中三个参数时,就只能实现两点平衡,即给定三个参数和两个不同的平衡位置(仰角),就可以解出其余两个参数。当给定其中两个参数时,就只能实现三点平衡,即给定两个参数和三个不同的平衡位置(仰角),就可以解出其余三个参数。设计出平衡机之后,就可以计算最大不平衡力矩 ΔM_m 。如果 ΔM_m 超过容许范围,则重新设计,直到满足要求为止。一般应将平衡点布置在常用的角度上,而将最大不平衡力矩点布置在不常用的角度上。

对于两点平衡,一般选择 r_a, r_b, β_0 ,指定在两个仰角 $\varphi_1 < \varphi_2$ 处, $\Delta M(\varphi_1)=0$ 和 $\Delta M(\varphi_2)=0$,分别计算出两个仰角 φ_1, φ_2 对应的平衡机力 F_{p1}, F_{p2} ,平衡机弹簧刚度 k 和弹簧的初始压缩量 δ_0 (或最大压缩量 δ_m)。

对于三点平衡,一般选择 r_a, r_b ,指定在三个仰角 $\varphi_1 < \varphi_2 < \varphi_3$ 处, $\Delta M(\varphi_i)=0 (i=1, 2, 3)$,分别计算出 β_0, k, δ_0 (或 δ_m)。

对于扭杆平衡机、气压式平衡机,可以应用类似原理,根据平衡机的连接方式,导出结构参数的几何关系,建立平衡机力的表达式。根据不平衡力矩等于 0,寻找结构参数的关系,最终解得结构参数,再进行具体结构设计。

平衡机设计过程实际上是一个优化设计过程,可以应用优化设计理论和方法进行平衡机结构参数的优化设计。

无论采用哪种平衡方式或哪种结构的平衡机,在仰角变化范围内,多数存在较大的不平衡力矩。这是因为:

- (1) 采用配重平衡时,起落部分质心不能绝对与耳轴中心重合;
- (2) 拉式弹簧平衡机按完全平衡条件设计时,设起落部分质量为一定值,重力矩为仰角(近似)的余弦函数,而实际上瞄准具及平衡机本身等的质量随仰角变动时对耳轴的力矩并不是简单的余弦函数;
- (3) 推式平衡机(无论弹簧式或气压式)的重力矩与平衡机力矩相等是非常困难的,存在较大的不平衡力矩。

为改善平衡性能、减小不平衡力矩而设置一种辅助平衡装置,即平衡补偿装置。所谓补偿,一般是在局部范围内并联一个补偿弹簧,补偿弹簧平时处于自由状态,从一个平衡点处参加工作,通过补偿再出现一个平衡点。理论上,补偿装置应在整个仰角范围内提供一个补偿力矩,实际上难以做到,一般只在小仰角部分或只在大仰角部分进行补偿。平衡补偿装置依平衡方式或平衡机结构的不同而不同。例如气压式平衡机的平衡补偿装置,当起落部分仰角减小时,平衡机内外筒相对压缩气体至小弹簧右端接触外筒底部时,开始提供一个补偿力矩。这种



平衡补偿装置一般仅在小仰角部分补偿。

5.3.3 平衡性能调整

设计时要求将 ΔM_m 限制在一定范围内,但实际上,无论在生产中还是在使用中,由于许多因素的影响,如起落部分质量和质心位置测得不准确、弹簧制造公差、弹簧的疲劳、气温的影响、气体泄漏等,都不能达到计算的理想情况,这样,原来设计的平衡实际上就变成不平衡,结果使高低机手轮力过大或不均匀。这就需要采取相应的措施对平衡机进行调整,使平衡机恢复其原有平衡性能。

弹簧式平衡机的调整机构又称调节器,通常是用弹簧杆上的调节螺母改变弹簧预压量以调节初力,或移动平衡机支点位置来调节力臂。

气压式平衡机的调整机构的工作原理有三种:

- (1) 调容: 借移动调节器中活塞位置改变平衡机内气体初容积,从而改变平衡机初压力;
- (2) 调压: 由平衡机内放出部分气体,或用高压气瓶向平衡机内补充气体,直接改变平衡机气体初压来改变平衡机初压力;
- (3) 调臂长: 用专门的机构调整平衡机支点位置,改变力臂长度,恢复平衡性能。气液式、簧液式平衡机基本上是分别按上述方法调节。

5.4 瞄准机设计

5.4.1 瞄准与瞄准机

火炮在射击前必须先进行瞄准。所谓瞄准,就是赋予炮膛轴线以射击所必须的正确位置,使射击时的平均弹道通过预定射击点的动作过程。完成瞄准操作的装置称瞄准机。瞄准机分为高低机和方向机。通过高低机操纵起落部分绕耳轴旋转赋予炮膛轴线的高低角,称为高低瞄准。通过方向机操纵回转部分绕立轴旋转赋予炮膛轴线的方位角,称为方向瞄准。

瞄准机一般由下述部分组成:动力(人力或电动机等)、传动机构(减速器等)和辅助装置(极限角限制器等)。

设计瞄准机的依据是战术技术要求。瞄准机的工作性能关系着实现战术技术要求中的一些重要指标,例如:火力机动性、射击精度、发射速度和低功率要求等。因此在设计时必须明确战术技术条件中对瞄准机提出的有关要求。另外尚有一些在战术技术条件中并未提出具体要求,但在设计中亦需考虑的问题。

1. 瞄准速度



瞄准速度是指每秒钟炮身回转的角度。对于手动瞄准,瞄准速度常用手轮每转一转时炮身的转角表示。

瞄准操作能否迅速完成,对提高火力机动性有直接意义。瞄准操作是否能迅速完全取决于瞄准速度。瞄准速度应根据火炮的基本用途决定,同时要考虑操纵瞄准机所用能源的限制,不可能任意提高。如果火炮主要对静止目标射击,决定瞄准速度应从提高火力机动性(即在歼灭了一个目标后能迅速地瞄准另一个目标的性能)着眼,在可能范围内尽量提高瞄准速度。对于活动目标,决定瞄准速度不仅要考虑火力机动性,主要应考虑能否快速、精确地跟踪目标。

2. 操作轻便

瞄准操作是否轻便直接影响到瞄准速度的提高和炮手能否坚持长时间操作。瞄准的轻便程度以手轮力的大小衡量,它取决于瞄准手所能发出功率的大小。如手轮位置布置合适,一般体力的战士长时间工作所能发出的功率约为 $70\sim 100\text{W}$ 。

3. 保证有足够的射界

射界的大小是火炮火力机动性的一个主要标志,是一项主要的战技指标。射界越大,炮架越重,这对控制全炮质量不利。如何按照火炮战技指标要求解决火力机动性与全炮质量的矛盾,是炮架设计的任务之一。

一般地面火炮的高低射界,由于在最小射角射击的机会较少,最小射角取为 $-3^\circ\sim -5^\circ$,反坦克炮有在负角射击的机会,最小射角取为 -10° 左右。最大射角主要随火炮的外弹道性能而定,反坦克炮约为 $25^\circ\sim 35^\circ$,加农炮常为 $35^\circ\sim 45^\circ$,加农榴弹炮为 65° 左右,而且有增大的趋势,最近国内外开始服役和在研的加农榴弹炮都大于或等于 70° 。方向射界常为 60° (左、右各 30°),另有少数地面火炮为了提高火力机动性而将方向射界扩大为 360° 。高射炮的高低射界一般为 $-5^\circ\sim 85^\circ$,少数的最大射角小于 85° ,也有的大于 85° ,甚至超过 90° 。高射炮的方向射界为 360° 。

4. 瞄准位置不易破坏

发射时,火炮在后坐阻力、动力偶矩和弹丸回转反作用力矩的作用下,使得起落部分和回转部分有绕自身转轴转动的趋势。对瞄准机的这种反传动如不加限制,瞄准线就可能变位,直接影响火炮的射击密集度。同时,这些力矩反向通过齿轮系,有使手轮产生不利的自转而危害操作人员的可能。

为避免反传动的产生,通常在瞄准机的传动链中设有一个自锁环节,即单向传动环节。

现有火炮的瞄准机中,大都采用蜗轮、蜗杆副作为自锁环节,螺杆式瞄准机,则由螺杆螺母本身进行自锁。为了自锁可靠,一般螺杆和蜗杆的螺旋升角不应超过 3° (采用滚动轴承)或 5° (采用滑动轴承)。但是螺旋升角越小,传动效率越低,瞄准时所需的功率越大。为了提高传动效率,有些火炮将螺旋升角适当加大,为防止反传动而专门设置反传动保险装置。

5. 保证一定的传动精度

火炮的瞄准精度包含有两方面的含义:一是瞄准机能将炮身准确地转到所需的射角上射



击;二是射击时火炮的瞄准位置不被破坏。实际在射击时,由于瞄准机本身的误差,常引起火炮的实际瞄准角与理想的瞄准角的不一致,其差值称为瞄准机的误差,这一误差可用来衡量瞄准机的精度。瞄准机的误差,主要是由于传动链中的间隙、零件的变形和某些构件的相对移动等所引起。因此在设计瞄准机时,应尽量缩短传动链,提高零件的刚度和必要的制造精度。对于传动链中各部分所留的间隙要适当,过大会使机构的空回量增大,影响精度;过小则加大摩擦力,使手轮力加大,影响操作。如果将瞄准机的空回量用手轮的空回量表示,一般地面火炮手轮的空回量不允许大于 $1/4$ 转,高射炮不允许大于 $1/64$ 转。瞄准机零件磨损后,使得联结零件之间的间隙增大,从而加大了空回量。为消除磨损对加大间隙的不利影响,有些瞄准机常采用可调整结构。对于全自动高炮,间隙对瞄准精度影响更大,常采用消除间隙的机构,保证正、反转都没有间隙。

6. 操作、保养和修理方便

操作方便主要决定于手轮的位置。高低、方向机手轮的高度、相互位置和手轮半径的大小应与瞄准手进行瞄准时的姿势相协调,使操作处于较自然的状态,不易产生疲劳,为使炮手便于同时观察和操作,手轮和其他瞄准控制器件必须布置在相互靠近的地方。所有的操纵装置,如手轮、手柄和按钮等必须有足够的尺寸和一定的空间,以便在气候寒冷时带手套操作。瞄准机在满足总体布置和使用要求的条件下,应力求结构简单,并应做到制造、检修、润滑和拆装方便。对易磨损零件,应有互换性,便于更换。

7. 不易损坏

瞄准机应该尽量布置在防盾可以遮蔽到的地方,防止被炮火损伤。结构应紧凑,避免搬运或操作时碰伤。传动部分应尽量设有防尘措施,避免灰砂侵入,增加磨损。为减小受力,有些大口径火炮在瞄准机中增加了缓冲机构,如摩擦片缓冲器等。

5.4.2 瞄准机设计

瞄准机的基本结构型式有螺杆式和齿弧式。它们的共同点是一端为原动机(由人工操作的手轮或电动机等),另一端是起落部分或回转部分,为防止产生反传动,传动链中一般都设有能自锁的环节。

螺杆式高低机(见图 5.24)结构简单,本身可以自锁是其优点。但传速比不是常数,射界不能太大,实现机械动力操作困难。一般适用于轻型火炮。

当转动手轮时,通过直齿轮、锥齿轮带动螺母转动,使得螺杆相对螺母作上、下直线运动,推、拉起落部分而赋予高低射角。为了提高螺杆式高低机的传动效率和扩大高低射界,有将螺杆改为滚珠丝杠的滚珠丝杠高低机。这种结构的传动效率高,有可能增大射角,但不能自锁,使用时必须在传动链中另加自锁机构。

齿弧式高低机(见图 5.25)是一种应用最广的型式,其射角不受限制,可以用人力操作或



机械操作,也可以两者兼备,由此它能适用于多种型式和口径的火炮。

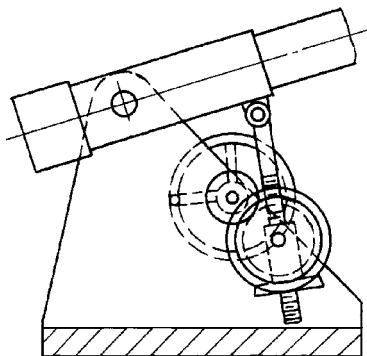


图 5.24 螺杆式高低机

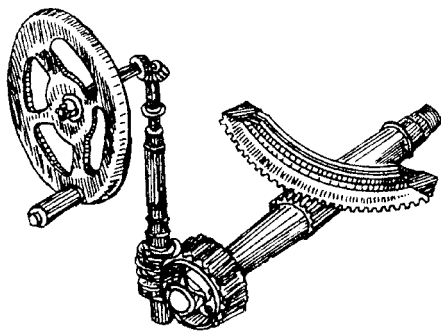


图 5.25 齿弧式高低机

一般高低齿弧安装在摇架上,其余备件均安装在上架上。转动手轮,通过锥齿轮、蜗杆、蜗轮到高低机齿轮,带动齿弧使起落部分绕耳轴旋转而赋予高低射角。蜗轮蜗杆副在转动链中除调整传动比外,同时起防止反传动的自锁作用。锥齿轮的作用是使手轮变换方向,使之处于较合适的操作位置。必要时亦可取不同的齿数,使之起到调整传动比的作用。

螺杆式方向机(见图 5.26)的结构和使用特点与螺杆式高低机基本相同。由于结构简单、质量小,方向射角虽然受到限制,不能太大,但能满足大多数火炮的要求,因此在火炮上得到较多的使用。螺杆式方向机,一般由两个支点分别和上架支臂及下架联结。转动手轮,螺筒相对螺杆转动,同时伸长或缩短,推动上架(回转部分)相对下架旋转而获得方向射角。为使手轮的转动方向与炮尾的转动方向一致,便于操作,方向机的螺杆和螺筒一般都采用左旋螺纹。

齿弧式方向机(见图 5.27)和齿弧式高低机的结构和工作原理基本相同。它的最大特点是方向射界不受限制,因此在方向射界要求较大的火炮(特别是方向射界需要 360° 的火炮)上使用较多。缺点是结构较复杂。

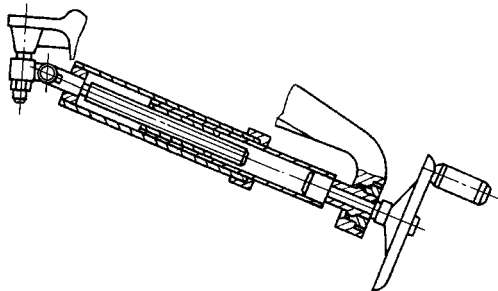


图 5.26 螺杆式方向机

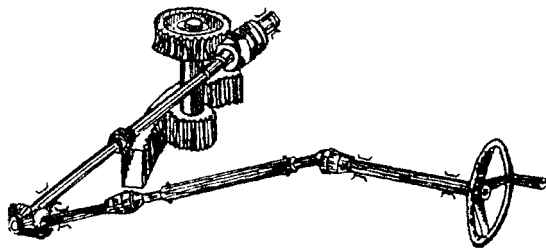


图 5.27 齿弧式方向机



齿弧式方向机的齿弧一般安装在下架上,其余部分装在上架上随上架转动。转动手轮,通过锥齿轮、蜗杆蜗轮到小齿轮,齿弧不动,小齿轮沿齿弧滚动,带动上架(回转部分)转动,实现方向瞄准。采用蜗轮蜗杆,结构较紧凑,并起自锁作用。锥齿轮的作用是改变手轮的位置。如将齿弧延长成一个齿圈,则方向射界可到 360° ,这是螺杆式方向机不能实现的。

现代火炮,一般都采用随动系统,实现自动瞄准。为了在各种条件下都能可靠工作,除自动瞄准外,通常都要求能人工操瞄,即一般都设有手工操瞄和自动操瞄两套瞄准机。

瞄准机设计,首先就是确定瞄准机传动方案。瞄准机传动方案设计的内容包括:

- (1) 选择动力,确定瞄准机总的传动比;
- (2) 根据总体布置的要求确定瞄准机的布置和结构安排,并进行各级传动比的分配;
- (3) 选择和设计传动构件的结构型式;
- (4) 绘制传动原理图。

在拟定瞄准机传动方案时,为贯彻战术技术要求,一般设计原则如下:

(1) 合理选择动力类型。合理地选择瞄准机的动力类型,不仅为保证最大角速度和最大角加速度的实现,而且对瞄准机的总质量、尺寸、效率和精度等方面都有影响。动力类型在火炮总体论证和随动系统论证时确定。

(2) 选择最佳传动比。对于动力传动的瞄准机,确定最佳传动比不仅要根据电机(液压马达)的最大输出扭矩来保证最大角加速度和最大转速,以实现最大角速度,同时还应考虑使随动系统能获得最小静态误差。最佳速比的选择在总体论证和随动系统论证时确定。

(3) 应尽可能采用传动链最短和构件最少的传动方案。用手操作的地面火炮,传动链一般为2~3级。较大口径的地面火炮为满足手轮力和操作方便性的要求,有的将传动链增加到4级。螺杆式瞄准机一般为单级。对于动力传动的坦克炮、自行炮和高射炮等火炮,其减速级一般为3~5级,备用的手操作传动除利用动力传动减速级最后2级外,一般再增加1~2级。

(4) 主啮合齿轮对的位置要和起落部分或基座等一起考虑。确定时应从能减小传动机构的受力而又不使高低齿弧或方向齿圈的尺寸增大来考虑。

(5) 将总传动比分配到各级传动比时,一方面要保证瞄准速度,另一方面应在满足强度的要求下,减小齿轮和传动轴的尺寸,使瞄准机结构紧凑,质量较小。为实现总传动比的值,各分传动比可以有多种不同的组合。对于各级齿轮对的传动比分配,一般情况下采用从齿轮齿弧对开始到动力源的各级依次按传动比递减的原则分配较有利,这样可使结构紧凑,机构的总质量较小。

(6) 为防止逆传动和原动机承受射击作用力而设置的自锁装置应接近主啮合齿轮对。

(7) 设计时应尽量避免使用刚性小的传动构件。

(8) 摩擦保险装置一般布置在蜗轮蜗杆副的蜗杆轴上。对无自锁装置的传动链,摩擦保险装置应布置在接近原动机轴处。

(9) 人力传动和动力传动兼有的瞄准机,应尽量使传动机构共用。一般主啮合齿轮对和



自锁装置均为共用的构件。

(10) 在结构上可合理采用一些辅助装置,如偏心筒、垫片等用来调整制造误差和磨损形成的间隙,以减小瞄准位置的误差。

(11) 传动结构必须根据战术技术条件和总体要求进行恰当的选择。

确定了瞄准机传动方案以后,必须检查手轮力是否能满足要求。

观察瞄准操作的过程可知,开始转动手轮时,起落部分由静止到转动,在此瞬间,各传动关节之间的摩擦阻力也由静到动。已知物体静摩擦系数比动摩擦系数大,故手轮力应按静摩擦系数计算,此瞬间称为起动时期。起动以后,为使起落部分加速回转到所要求的最大瞄准速度,故需加速转动手轮,此时期称为加速时期。加速以后起落部分等速回转,称为等速时期。在此以后为减速时期,这一时期无须讨论。

由此可见,瞄准操作可以分为起动、加速和等速三个时期,各时期的手轮力不同。等速时期的手轮力标志着瞄准机的重要性能轻便性。加速时期的手轮力标志着火炮要达到既定的瞄准速度是否迅速,它也是瞄准轻便性的一个指标。一般允许加速时期的手轮力约为等速时期的 2 倍。起动时期的手轮力可能达到加速时期手轮力的 1.5~2.0 倍。

关于手轮力的确定,我们一般所说的手轮力为等速时期的手轮力。现有标准《炮手操作力 (GJB703-89)》中规定了等速转动手轮,手轮直径为 20~30 cm 时不同炮种和不同操作姿势的手轮力如下:

(1) 对小口径高射炮,坐姿有靠背,手轮回转中心离地高约 80 cm,位于胸前约 30 cm,双手操作的高低机(方向机)手轮,大速挡时取 78 N,小速挡时取 39~49 N。

(2) 对反坦克炮高低机和方向机的手轮力,立姿,两手分别操作高低机和方向机手轮,手轮回转中心离地高约 90 cm,高低机手轮力为 58 N,方向机手轮力为 39 N。

(3) 对加农炮、榴弹炮和加榴炮高低机和方向机的手轮力,立姿,两手分别操作高低机和方向机手轮,手轮回转中心离地高约 110 cm,高低机手轮力为 69 N,方向机手轮力为 49 N。本条所提的加农炮是指主要用于完成压制任务的加农炮。

手轮力需要克服的阻力矩主要包括不平衡力矩、摩擦力矩、惯性阻力矩(包括转动部分的惯性阻力矩和传动机构的惯性阻力矩)。各种阻力矩,对不同火炮有所不同,计算时要按实际情况确定。

例如,高低机等速时期的阻力矩 M_R 一般包括:耳轴轴承的摩擦阻力矩、不平衡力矩和平衡机筒内的摩擦力矩、平衡机铰链的摩擦力矩、活动防盾及瞄准具与起落部分连动部分的摩擦力矩,有变后坐机构的火炮尚有变后坐机构的传动阻力矩、高低机传动阻力矩等。

等速时期的手轮力为

$$F_s = \frac{M_R}{ir\eta}$$

式中 i ——传动比;



r ——手轮半径；

η ——传动效率。

对于手传动的高低机,传动机构的惯性阻力矩影响不大,因此在估算手轮力时可忽略不计,主要考虑起落部分的惯性阻力矩。对于机动传动的瞄准机,其齿轮系的惯性矩应加以考虑。

设计瞄准机,在满足传动要求的同时,还必须保证高低齿弧和齿轮、蜗轮、蜗杆以及连接轴等零件有足够的强度。这些零件强度验算的方法可以参考机械设计教科书,在此从略。但必须注意的是瞄准机的特定工作条件,它在工作时受有较大的冲击载荷,润滑条件不好,在野外工作,雨水和灰尘都可能侵入,运转速度不高。这些都和密封性较好,高速运转而有很好润滑条件的一般机械不同,因此在选择安全系数时应给予考虑。

例如,作用在高低齿弧和齿轮上的力为 F_{gd} 。如果不采用变后坐制动,可得在射角 $\varphi=0$ 时对应最大膛压处、最大后坐阻力处和后坐终了处三点相应的 F_{gd} 值,取其最大者,认为是作用在高低齿弧上的最大载荷值,作为验算高低机零件强度的载荷。扭矩为

$$M_1 = F_{gd} \rho \cos \gamma$$

式中 ρ ——齿弧半径；

γ ——啮合角。

对于动力驱动的火炮,还应考虑电机(或液压马达)在最大承载能力下施于高低齿轮上的扭矩,此扭矩常按下式计算,即

$$M_2 = 9\,750i \frac{P}{n}$$

式中 M ——扭矩(N·m)；

P ——电机的功率(kW)；

n ——电机的额定转数(r/min)；

i ——高低机机动传动链的传动比。

将 M_1 与 M_2 相比较,选其大值作为验算强度的载荷。

采用蜗轮、蜗杆副自锁的手传动的齿弧式高低机,在自锁蜗杆以后的零件不受射击时的载荷,所以一般只对齿弧和高低齿轮、蜗轮和蜗杆进行强度校核。蜗杆以后零件的强度验算,可以假设把手施加在手轮握把上的最大力为 300 N 的扭矩进行。

对于螺杆式方向机应验算螺杆、螺筒和各连接部分的强度。

螺杆受力有三种情况,即射击时、瞄准时和瞄准突然停止时,可选其中受力最大的一种作为强度校核的依据。由于方向机螺杆自锁,在瞄准突然停止时,回转部分的惯性动能将使螺杆承受很大的冲击载荷。此载荷远超过射击时和瞄准时的载荷,所以方向机的强度一般以瞄准突然停止时的受力来进行强度校核。

假设回转部分的惯性动能全部变成螺杆和螺筒的变形能,惯性动能 E 为



$$E = \frac{1}{2} J_{\text{hz}} \dot{\phi}^2$$

式中 J_{hz} ——回转部分的转动惯量；

$\dot{\phi}$ ——方向瞄准角速度。

螺杆和螺筒的变形能为

$$U = \left(\frac{l_1}{2E_1 A_1} + \frac{l_2}{2E_2 A_2} \right) F_z^2$$

式中 l_1, l_2 ——分别为螺杆与螺筒的计算长度；

E_1, E_2 ——分别为螺杆与螺筒的弹性模量；

A_1, A_2 ——分别为螺杆与螺筒的断面积；

F_z ——作用在方向机螺杆上的力。

根据假设条件, $U=E$, 由此可解得

$$F_z = \sqrt{J_{\text{hz}} \left(\frac{l_1}{2E_1 A_1} + \frac{l_2}{2E_2 A_2} \right)^{-1}} \dot{\phi}$$

F_z 的最大值 $F_{z\text{max}}$ 应在 $l_1 = l_{1\text{min}}$ 时出现, 则有

$$F_{z\text{max}} = \sqrt{J_{\text{hz}} \left(\frac{l_{1\text{min}}}{2E_1 A_1} + \frac{l_2}{2E_2 A_2} \right)^{-1}} \dot{\phi}$$

求出力 $F_{z\text{max}}$ 后, 可引用机械设计中的有关公式, 验算螺杆和螺筒的强度。并用此力验算球轴支座和下架轴销的强度。

5.5 运动体设计

火炮机动性是火力机动性和运动性的总称。运动性是火炮机动性的一个重要方面。火炮运动性主要包括火炮的运行速度、行军通过性等。现代战争要求火炮具有良好的运动性, 也就是具有在战场上能快速运动并能迅速变换行军战斗状态的性能。

影响火炮运动性的因素很多, 如质量、质心、有关结构尺寸及运动体。但在火炮的主要结构尺寸和全炮质量确定之后, 影响火炮运动性的关键则为运动体。

运动体是火炮运行和承载机构的总称, 又称为运行部分。牵引式高炮的运动体一般称为炮车, 自行火炮的运动体一般称为底盘。牵引式地面炮的运动体由前车、后车、基座(或十字梁)、行军缓冲器、减震器、刹车装置、牵引装置等组成。为了提高机动性, 现代大口径牵引火炮还设有辅助推进装置。牵引式地面炮运动体的结构, 因炮种、口径和质量不同而有很大差别, 有单轴二轮或四轮、两轴四轮、三轴六轮等。自行火炮的底盘分为履带式底盘和轮式底盘。轮式底盘又有 4×2 、 4×4 、 6×6 、 8×8 等多种形式。

设计火炮运动体应设法提高下列一些主要要求:



(1) 运动便捷性:主要设法减小运动阻力,包括减小车轮与车轮轴之间的摩擦阻力和地面对车轮的滚动阻力;

(2) 道路通过性:主要是尽可能减小总体尺寸和合理设计最低点离地高;设法使各轮的载荷分布均匀,并能减小车轮对地面的单位面积压力;

(3) 高速行驶性:主要设法提高运动体的缓冲及减振性能,以保证火炮在高速牵引或行驶中能经受不断的冲击,平稳行驶;

(4) 操作轻便性:主要使设计的行军战斗固定装置与牵引车分解结合可靠和轻便,在行军战斗转换时,操作轻便、迅速而安全;

(5) 工作可靠性:主要应保证各机构的动作灵活可靠,并有足够的强度贮备,耐磨性好,并能有效地防尘。轮胎具有良好的防滑性,特别是保证在雨天、雪地运行,以及刹车的可靠性。

5.5.1 缓冲与缓冲装置设计

为了保证火炮的牵引或行驶速度,必须设法减小火炮在牵引或行驶过程中的受力和振动。解决方法是对火炮进行缓冲及减振。

当火炮在高速牵引或行驶中由于地面不平或碰到弹坑、石块等障碍时,车轮就要受到冲击。如果炮架与车轮之间为刚性连接(假如车轮也是刚性的),则炮架亦要受到同样大小的冲击。这种冲击的冲击力很大,炮架某些机构的强度无法保证,或者为安全起见只能以低速运行。

如果将炮架与车轮通过弹性构件相连接,这样当车轮受到一个冲击力作用时,此力不是直接而是通过弹性元件传到炮架上,使得炮架所受的只是弹性元件的力。由于弹性元件因车轮的跳起其压缩量比静载时要大,因此传给炮架的力比静止状态时亦有增加,但比之刚性连接时传给炮架的力则要小很多。这就使得火炮在行进中虽然车轮跳动很剧烈,而对炮架的颤动却较缓和,这就是弹性构件所起的缓冲作用。缓冲作用从冲量的观点看,就是将突然的冲击转化为作用时间较长而作用力较小的冲击;从能量观点看,就是将车轮受冲击后所获得的垂直方向运动的动能,由弹性元件吸收,变为弹性元件的变形能。

如果火炮上没有减振装置,那么当经过一次冲击后,受压弹性元件即要伸张,将其在冲击时所吸收的能量全部放出而变为炮架的动能,从而引起炮架在铅垂方向的自由振动。这样因冲击而获得的机械能则以炮架动能和弹性元件变形能的形式互相转化。由于地面的冲击是随机的,因而就有可能出现共振现象,使炮架振幅加大而碰到限制器。限制器上尽管有橡皮垫等缓冲元件,而炮架受到的冲击力还是会加大很多倍,这对保证炮架各零部件的强度不利,同时使火炮的行驶平顺性变坏。减振器的作用就是要将铅垂方向因冲击而获得的机械能通过摩擦不可逆地转化为热能散失掉,以衰减炮架的振动。

可见,缓冲是使炮架受力和缓,即减小受力;减振是加大阻尼,衰减炮架的振动。两者的综

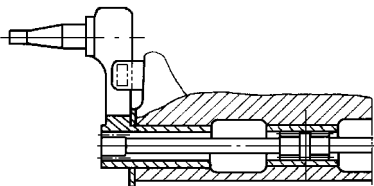


合作用,其结果是既减小了炮架的受力,又提高了火炮的行驶平顺性,从而提高了火炮高速牵引的性能。

由于车轮轮胎为弹性体,因此具有缓冲功能。有关资料表明,火炮较多使用的海绵胶胎车轮可吸收地面撞击能量的 20%~45%。对于充气轮胎,其缓冲性能则更好。现有一些较大口径的火炮采用充气轮胎(内支撑轮胎)而不另加缓冲装置,可以满足高速行军的要求。

对于减振,在运动体系统中,能引起振动衰减的阻尼来源不仅是因为系统中装设了减振器,而且在有相对运动的摩擦副中(如缓冲器组成各零件之间的摩擦),轮胎受力变形时橡胶分子之间的摩擦等也均能起到一定的减振作用。从装置减振器的必要性、火炮结构的复杂性、质量和经济性等方面综合考虑,现代火炮基本未采用减振器减振。

缓冲器中最关键的零件是弹性元件。目前常用的弹性元件有圆柱螺旋弹簧、板簧、碟形弹簧和扭杆。圆柱螺旋弹簧的优点是工艺简单,加工量小,不需精密加工设备,但质量和结构尺寸较大,容易折断。叠板弹簧容易制造,但表面疵病不易避免,因此容易折断,质量较大。板簧在工作时,各片之间有相对滑动而产生摩擦,工作时能吸收一部分缓冲能量,故其减振性能较好。但其摩擦力不稳定,而且由于摩擦的存在,相对加大了板簧的刚度,因而降低了缓冲性能。碟形弹簧缓冲器的缓冲性能较好,当个别弹簧片碎裂时,整个缓冲器仍能工作。由于串联的碟形弹簧组在工作变形时各片端部接触处有摩擦存在,故有一定的减振作用。这种缓冲器相对螺旋弹簧式的刚度大,结构尺寸较小。扭杆弹簧(见图 5.28)比叠板弹簧单位质量储藏的能量大 3 倍多,所以在相同负荷下,可大幅度减小结构尺寸和减小质量。另外,对于一个受反复载荷的零件,其强度和寿命与表面质量有很大的关系,表面疵病常是弹簧折断的主要原因。扭杆外形简单,表面容易做到精细加工,强化处理,故质量容易保证,寿命较长。由于扭杆为杆状,适合安装在下架内,这样可使结构紧凑,维护保养较好。又知,减小非簧载质量(不是由缓冲弹簧支承部分的质量,如车轮、车轴等)使簧载质量(由缓冲弹簧支承部分的质量)与非簧载质量的比值加大,可提高行驶平顺性。扭杆缓冲器两者的比值较大,对行驶平顺性有利。扭杆需要选用较好的合金钢制造,加工量较大,加工要求较高,故生产成本较高。当采用横向布置时,扭杆长度有时受到轴距的限制。



5.28 扭杆弹簧

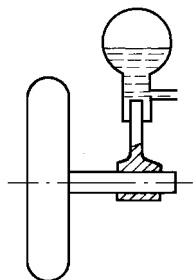
扭杆弹簧按其断面形状可分为圆形、管形和片状三种。圆形扭杆结构简单,制造方便,故应用最多。管形扭杆同前者相比,在材料利用上较合理,但加工不如圆形简单。片状扭杆是由几片固定在四方孔套筒内的扁钢组成,这种扭杆的材料利用率不如圆形和管形扭杆,但是当三者断面面积和最大剪应力相同时,片状扭杆的极限角最大,即刚度最小。这种扭杆在小口径火炮上采用过。

在有的旧式火炮上曾采用过橡胶式缓冲器。这种缓冲器由于行军速度的提高而被弹簧式代替。但由于它的结构简单,后又引起人们的注意,出现过一些新的结构方案。



有些国家研究过气压式缓冲器,如图 5.29 所示。由于其弹性元件是气体,因而不存在金属弹性元件的疲劳问题,同时可利用改变气压的方法来调节缓冲性能,以适应不同路面和运行速度的需要。

缓冲性能指标是设计缓冲器的主要依据。已知作为缓冲器弹性元件的预压力(即静压力)由所承受火炮的质量决定。当车轮受到冲击时,炮架受力则与弹性元件的附加压缩量和刚度有关。因此,决定缓冲性能的主要指标有缓冲行程(即不碰限制器的车轮最大跳动量)、动载系数(与弹性元件的刚度有关)和缓冲能容量(与缓冲行程及刚度有关)。



5.29 气压式弹簧

1. 缓冲行程

当弹性元件从初始状态(平衡状态或静止状态)变为极限工作状态(接触限制器)时,车轮相对炮架在铅直方向上运动的距离,即车轮的最大跳动量,称缓冲行程。

2. 动载系数

车轮通过缓冲器支撑炮架,动载系数就是缓冲器处于极限状态时车轮对炮架的支撑力与静止时的支撑力之比,也就是两种状态下缓冲器对车轮的作用力之比。动载系数反映了火炮对障碍物作用的敏感程度。

3. 能容量

弹性元件在工作过程中能最大限度贮存的能量称能容量。当火炮在运行中撞击障碍物时,车轮、车轮轴(曲臂)等构件获得的机械能将被缓冲器吸收变为弹性元件的变形能。在相同行驶条件下,提高能容量可以减小撞击频率和撞击强度,从而提高行驶平顺性。

能容量与火炮的质量有关。为了可比性,有时引入相对能容量即比容量的概念。比容量为缓冲单位质量所需要的能容量。从物理意义上看,比容量是一个高度,火炮从这个高度落下时,缓冲器正好吸收其下落的动能而不会在限制器处发生撞击。

火炮的有关数据与载重汽车相比,火炮的缓冲行程偏小,动载系数偏大,比容量较接近。

下面以扭杆缓冲器设计为例说明缓冲器设计方法。

设计的一般步骤:

- (1) 一般先根据对缓冲性能的要求,给定缓冲行程 H 和动载系数 K ;
- (2) 选定扭杆的材料,确定扭杆的许用剪应力 $[\tau]$;
- (3) 根据结构和总体条件选择曲臂半径 R ;
- (4) 求每一个缓冲器的静负荷 P_j ,及动载 $P_m = KP_j$;
- (5) 求缓冲器的结构尺寸(扭杆直径 d 和工作长度 l):

在动载作用下,扭杆应满足强度条件

$$\tau_m = \frac{KP_j R}{0.2d^3} \leq [\tau]$$

即



$$d \geq \sqrt[3]{\frac{KP_j R}{0.2[\tau]}}$$

一般应将求出的扭杆直径 d 归整为标准直径。

扭杆在静载作用下的扭转角为

$$\varphi_j = \frac{P_j R l}{0.1 G d^4}$$

式中 G ——扭杆的剪切模量。

扭杆在动载作用下的扭转角为

$$\varphi_m = \frac{P_m R l}{0.1 G d^4} = \frac{K P_j R l}{0.1 G d^4}$$

由于缓冲器的工作扭转角 $\varphi_h = \varphi_m - \varphi_j$ 较小,故可近似写成

$$\frac{H}{R} \approx \varphi_h = \varphi_m - \varphi_j = \frac{(K-1)P_j R l}{0.1 G d^4}$$

即解得

$$l = \frac{0.1 G H d^4}{(K-1)P_j R^2}$$

扭杆设计中应注意的几个问题:

(1) 材料。火炮缓冲器扭杆常用的材料为 45CrNiMoVA 钢。其性能指标应符合 YB476-97 的技术条件中所规定的各项要求。对于材料为 45CrNiMoVA 钢的扭杆,淬火后经喷丸、强扭和滚压等机械强化处理。

扭杆弹簧的使用应力较高,扭杆的主要失效形式为疲劳破坏。为了保证缓冲器的寿命,需将不同路面的行军速度加以限制,以减少缓冲器工作时达到极限状态的次数。路面条件越差,规定的行军速度越低。国家靶场考核火炮时的牵引试验,对路面和牵引速度的规定如下:对一级路道路,在允许的条件下,牵引速度 45 km/h 以上;对二级路道路,牵引速度 20~30 km/h;对三级路道路,牵引速度 10~20 km/h。

(2) 扭转试验。对扭杆进行喷丸、强扭和滚压等机械强化处理都可以提高疲劳寿命。

强扭是按图样规定的强化角及使用角进行扭转(强化角大于使用角)。强扭处理时将扭杆弹簧的一端固定,另一端扭转到强化角后放松,连续重复 3~6 次,然后在使用角下扭转 1~3 次,在最后一次卸载后按图样规定测定永久变形量。经扭转试验强化处理的扭杆,只能承受与扭转方向相同的单向载荷。而火炮的缓冲扭杆弹簧仅承受单方向载荷,故可使用,但须注意扭转试验后应在扭杆上刻上扭转试验方向标志,使用时必须注意使扭杆的受载方向和扭转试验的扭转方向一致。

(3) 扭杆弹簧的端部形状。为了安装和调整方便,缓冲扭杆端部制成花键细齿。端头直径一般取 $D = (1.15 \sim 1.30)d$ 。花键细齿的长度可根据强度要求确定。为了避免过大的应力集中,端部与杆体的联结处如采用圆弧过渡,则过渡圆的半径应取扭杆直径的 3 倍以上。如采



用圆锥形过渡,一般取锥顶角为 30° 。花键细齿的端面形状一般采用夹角为 90° 的三角形。如夹角太小,则载荷分布不均。为了避免应力集中,花键的齿顶和齿根都要避免尖角。扭杆两端的花键齿齿数不同,一般差一个齿,其目的是为了当扭杆疲劳时可以进行微调。

(4) 扭杆的有效工作长度。由于杆体两端的过渡部分也发生扭转变形,因此在计算时,应将两端的过渡部分换算成当量长度。

5.5.2 车轮及其制动

车轮由轮胎、轮毂、轮辐和轮辋组成。其功用是:与架尾共同支持炮重;保证轮胎与路面有良好的附着,传递驱动力矩和制动力矩;确定行驶方向;单独或和缓冲器共同缓和火炮在行驶中由于路面不平而受到的冲击,并衰减由此而产生的振动。

一、车轮的工作特点和要求

1. 保证在额定负荷和正常行驶速度下能安全工作

火炮大部分质量均作用在轮胎上,因此轮胎必须具有合适的弹性和承受一定负荷的能力。当车轮滚动时,作用在相应轮胎上的部分炮重和由于不平路面产生的冲击载荷使轮胎压缩。压缩变形所消耗的功有一部分使轮胎发热而温度升高。温度过高将加速轮胎的磨损,从而降低使用寿命。轮胎的发热程度取决于轮胎的结构、内部压力、负荷及行驶速度等。

2. 保证有尽量小的滚动阻力

减小车轮在路面上的滚动阻力,也就是减小滚动能量的消耗,这可减小牵引车的动力消耗,节省燃料,同时也可延长轮胎的寿命。影响滚动阻力的因素有:轮胎的构造和材料、轮胎气压、行驶速度及车轮的滚动半径等。

3. 保证有较好的通过性能

轮胎对地面的压力和对地面的附着力是表征轮胎的通过性能的主要参数。当火炮在松软的地面上行驶时,车轮下陷,直到作用于接地面上的单位压力降低到与土壤的支承能力相适应时为止。所以降低轮胎对松软地面上的单位压力,可减少车轮的下陷,从而可提高轮胎的通过性能。对于附着力,在硬路面上附着力的数值取决于车轮与支承路面的接触面间的摩擦。而在松软路面上,除接触面间的摩擦外,还取决于被嵌土壤的轮胎花纹凸部所挤压的土壤的抗剪强度。为此,增加轮胎的直径和断面,降低轮胎的气压以增大接地面积,减小车轮接地面的单位压力,并采用大花纹的轮胎,以加大被挤压土壤的抗剪强度,这些是提高轮胎通过性能的有效方法。

4. 保证有良好的行驶平顺性

轮胎由于本身的弹性在很大程度上吸收了因路面不平所产生的振动(特别是高频振动),因此它和缓冲器共同保证了行驶的平顺性(带缓冲器的火炮)。轮胎的弹性(径向弹性)好,对



行驶平顺性有利,同时可减小缓冲器受损。车轮本身旋转质量的不平衡对行驶平顺性不利,故需选用旋转质量平衡性好的车轮。

二、轮胎的选择

车轮的轮胎按胎体结构可分为实心、海绵和充气轮胎。实心轮胎结构简单,但缓冲性能差,现已很少采用。海绵轮胎的优点是缓冲性能较实心轮胎有较大的提高,当被弹片和子弹等击中后不会很快丧失作用。其缺点是质量大(和充气轮胎比较),行军时由于内摩擦生热大,可能将海绵融化。另外在长期存放时,因受压及高温影响容易失去弹性。充气轮胎弹性好,故缓冲性能优于前两种轮胎,散热性能好、质量小为其主要优点。缺点是轮胎被弹片等击中后不能继续使用。目前已有一种在轮胎内加有支撑物的充气轮胎(内支撑轮胎)。这就弥补了一般充气轮胎中弹后不能行驶的缺点。另外,充气轮胎弹性大,有可能影响射击精度。目前较大、中口径火炮射击时已不用车轮而另设座盘支撑,故此问题已不存在。轮胎缓冲性能好,采用轮胎有可能不需另加缓冲器(现已有不用缓冲器的大口径火炮),这对简化火炮结构和减小全炮质量均有利。可见,使用充气轮胎(内支撑轮胎)比使用海绵轮胎对提高火炮的综合性能有利。

选择轮胎的规格,主要根据轮胎的承载能力,即允许载荷来选择。同时考虑到火炮行军时的恶劣条件,而将载荷加大 $12\% \sim 15\%$ 估算。如果所用车轮规格相同,则按受载最大的车轮选取。选择轮胎规格时,同时应考虑火炮最低点离地高和火线高的要求,以及对减小滚动阻力和提高通过性是否有利等。

三、车轮制动器

现代机械牵引的火炮,行军速度较高。在高速行军中,当遇到坑洼、障碍、下大坡、转弯、桥梁或遇到险情时都要降低速度,因此牵引车制动频繁。从安全考虑,对于质量较大的火炮应设有相应的制动装置。否则,当牵引车紧急制动时,火炮则以较大的惯性力顶牵引车,这就容易发生事故。

目前火炮大都采用蹄片式(履带式)制动器及气压式操纵装置,后者与牵引车刹车气路相接。这样当牵引车制动时,火炮同时制动。另外在火炮上还设有一套手操纵装置,以保证火炮在进出阵地和短距离移动推炮时的安全及发射时使车轮处于制动状态,以提高火炮的静止性。从提高可靠性以及提高快速反应能力角度,气压式制动操纵应该带压运行,放气制动。

制动就是在车轮上施加一个与车轮转动方向相反的制动力矩,从而使行进中的火炮受到一个制动力(阻力),以减小火炮的运动速度。火炮的运动动能则通过制动器的摩擦变成热能而散失掉。

火炮车轮制动器用在火炮行驶中根据需要制动火炮,使之减速行驶或停止行驶。这是保证火炮安全行驶的重要装置,由此对火炮车轮制动器应有如下要求:

(1) 应有足够的制动力矩,要求在紧急制动时能刹住,即使车轮不再转动。



(2) 制动力矩的大小应能控制,以满足减速行驶的需要。实施制动时,制动力矩应能迅速而平稳地增加。解除制动时,应能迅速而全部地松开。

(3) 结构简单、紧凑、容易调整。

(4) 车轮在跳动(振动)或转弯时,不应发生自动制动现象。

(5) 应有良好的散热性能及防尘措施。刹车片与刹车毂之间不应有油污。

火炮车轮制动器设计一般程序:

(1) 根据一般道路情况确定附着系数,以某一要求的速度求制动距离,看其是否满足要求;

(2) 计算将车轮抱死时所需的最大制动力和最大制动力矩;

(3) 确定制动器各部分的结构尺寸;

(4) 选定摩擦片材料确定摩擦系数;

(5) 计算当量摩擦系数;

(6) 计算施于杠杆上的力,确定手操纵的手把尺寸和气制动活塞的直径;

(7) 计算摩擦片单位面积上的最大压力。如不合适,可调整有关参量重新计算,直到求得合适的值。

5.5.3 行军战斗变换与辅助推进

行军战斗变换器是牵引式火炮行军状态和战斗状态互相转换的机构。装于运行部分,可使火炮从行军状态转为战斗状态时动作平稳、迅速,从战斗状态转为行军状态时操作轻便。

对牵引高炮来说,行军是为了保证火炮具有良好的通过性,要求炮床离地面有一定高度,运动轻便性要求增大车轮直径;为了保证射击稳定性,要求射击时火炮质心低,并且消除车轮弹性的影响。为了解决运动性与射击稳定性之间的矛盾,一般采用行军战斗变换器,发射前将火炮放列,降低炮床高度并使车轮与地面脱离接触;行军前将火炮收列,抬高炮床高度并使车轮与地面接触。现在一些牵引加农炮和榴弹炮也设置行军战斗变换器,采取下架着地、车轮上翻或座盘着地、车轮离地的结构,解决牵引加农炮和榴弹炮的运动性与射击稳定性之间的矛盾。

为了提高火炮的行军速度,大多数牵引式火炮除利用车轮进行缓冲外又增加了缓冲装置,以减小行军过程中作用到火炮上的较大的冲击力。但在射击时,缓冲装置如果起作用,则会使火炮产生较大的振动而影响其射击精度。可见,缓冲装置只能使其在行军过程中使用,而在射击过程中则不允许其起作用。由此,在具有缓冲装置的火炮上都需增加行军战斗变换机构(器),用来改变缓冲装置在行军和战斗状态时的工作状态,以实现上述对缓冲装置的要求。

对于行军战斗变换器的性能,要求其结构简单、作用可靠、放列平稳、收列迅速、转换速度快、操作轻便而安全。



常见的行军战斗变换器主要有弹簧式、液压式和机械式。

弹簧式行军战斗变换器,落炮时由弹簧储存一定的能量,起炮时释放出来,可以省力。这种行军战斗变换器,结构简单,动作迅速,但操作较费力,操作不当或出现意外时具有一定危险性。

液压式行军战斗变换器,主要由液压泵、油箱、活塞、活塞筒及传动件组成。起炮时,由液压泵泵油至活塞筒,将炮床顶起,落炮时依靠自身重力落下。液压式行军战斗变换器,落炮平稳迅速,操作轻便,但起炮费时,机构质量大。

机械式行军战斗变换器实际上就是一个机械起重器(千斤顶),最简单形式是杠起螺杆,为了提高效率,可以采用滚珠丝杠。机构简单、结构紧凑,工作平稳,但工作速度慢。

牵引式火炮在长途行军中有汽车牵引,但在进入和撤出阵地时,由于阵地的限制,需战士推拉火炮,对质量大的火炮,不仅体力消耗大,且速度慢、转移时间长;而在转移阵地时,由于车、炮分离,其机动性也受到较大的限制;并且操作笨重,影响反应能力;大口径火炮的弹药质量大,没有动力,对实现装填自动化不利而影响发射速度的提高等。在现代战争中,由于炮兵侦察手段的高度发展,在一点停留愈久的火炮遭敌火力反击的可能性也就愈高。因此,为了提高作战效能和自身的生存能力,现代战争要求火炮在进入和撤出阵地时具有高度的机动性能,增加辅助推进装置(APU),可轻松完成炮车在复杂地形上火炮前进后退,实现操作自动化等,大大提高火炮的机动性、快速反应能力和发射速度。带辅助推进装置的火炮如图 5.30 所示。

所谓火炮辅助推进装置,是指火炮离开牵引车后,能使火炮本身独立地进行短途行驶(远距离行驶仍需靠汽车牵引),并能提供能源以实现火炮操作自动化的一种推进装置。其功能有:一是驱动火炮短途自行;二是在汽车牵引火炮行驶中,汽车驾驶员可根据需要通过遥控驱动火炮炮轮进行助推,从而实现车—炮列车的串联驱动;三是以辅助推进装置发动机为动力源,实现瞄准、弹药装填和火炮收列与放列等操作的自动化。



图 5.30 带辅助推进装置的火炮

辅助推进装置发展较快,它经历了一个由传统的机械传动到液压传动,由单一自运功能到多功能发展的完善过程。带辅助推进装置,主要是解决短途自运和操作机械化问题。早期带辅助推进装置的火炮就曾被称为自走炮或自运炮,也曾作为空降兵的重型装备。

辅助推进装置一般由发动机、传动、行走和操纵等部分组成。传动装置一般为液压式,由液压泵和液压马达组成。液压能量通过高压软管输送到各个执行机构。辅助推进装置一般安装在牵引火炮下架的前方位置。

液压系统是辅助推进装置的关键部分,由多个分系统组成,分别完成各自的功能。一般包



括主驱动系统(完成火炮自运)、转向系统(控制火炮转向)、行军战斗转换系统(完成行军、战斗转换的各个动作)、刹车系统(实现刹车功能)、自由轮系统(火炮牵引)等。

辅助推进装置驾驶员一般由瞄准手兼任。驾驶员操纵小操纵杆控制液压泵,可随时改变液压马达(炮轮)的转速和旋转方向,以实现炮车的前进、倒车、停车、变速和转向。当两个液压马达(炮轮)相互反向转动时,可实现炮车的中心转向。

火炮在短途自行时,可以把辅助推进装置看成是一辆结构比较简单的炮车。这种炮车的行走原理和一般车辆是相同的。如 FH77 式火炮的辅助推进装置的发动机是一台功率为 80 hp(hp 为非法定计量单位, $1 \text{ hp} = 745.6999 \text{ W}$)的 4 缸水冷汽油机,装在炮架的前部。发动机带动液压泵,可以驱动位于火炮炮轮上的液压马达使炮轮转动,从而实现为炮车的驱动轮,另外一般在大架架尾装有支撑轮,自行时使其着地作为炮车的从动轮。牵引行驶时,架尾支撑轮翻倒固定在大架上。

火炮的行军战斗转换也可以通过辅助推进装置驾驶员的操作实现。驾驶员控制辅助推进装置的架尾支撑轮油缸,操纵支撑轮油缸升、降架尾,实现火炮与牵引汽车的自动摘、挂;操纵火炮轮单边驱动使炮架扭动,以实现开、并大架;操纵炮轮前进与后退,完成行军战斗的转换。如 FH77 式火炮应用了辅助推进装置,实现了火炮自行和助推,以及瞄准、供弹和火炮放列等项操作的自动化,改进了供弹系统和提高了火炮的机动性。完成行军战斗的转换,两名炮手只需 2 min 即可完成。利用辅助推进装置实现火炮操作的自动化,不仅缩短了行军战斗转换时间,而且也大大减轻了炮手的劳动强度。

火炮短途自行,能较好地解决牵引火炮的阵地机动问题。在现代战争中,要求火炮尽可能经常地和快速地变换发射阵地。而一般用汽车牵引行驶的火炮,其最大弱点就是战术机动性差,进出和转移阵地相当困难。装有辅助推进装置的火炮,在进行阵地机动时,不需等待牵引车开进阵地,也不要完成挂炮上车等项操作,一旦完成射击任务,即可利用火炮本身的短途自行能力,迅速转移到新的阵地上去,以便继续为被支援的部队提供及时有效的火力支援,或者撤出足够的距离,极大地提高了火炮自身的生存能力。在汽车牵引火炮行驶中,当汽车的驱动形式为 6×6 时,若再遥控驱动两个炮轮助推,则车一炮列车就成为 8×8 的驱动型式,这样就大大提高了车一炮列车的越野通行能力。

采用辅助推进装置后,有了动力源,即有可能使摘挂炮、开并架、起落火炮、装填弹丸等实现机械化或半机械化操作,以减小操作力。在大口径火炮上增加辅助推进装置可提高火炮的机动性和操作轻便性,对提高火炮的反应能力和发射速度有着较明显的效果。但在增加该装置后,全炮质量增加较多,生产成本提高,因而是否采用,应根据使用条件和要求,经全面分析论证后确定。



5.6 自行火炮炮塔设计

5.6.1 自行火炮炮塔及其设计

除了单纯的装甲人员输送车和工程车之外,大多数装甲战车均装有某种形式的炮塔。虽然也研制了一些供新生产的装用大口径高速火炮的炮塔,但是这些大尺寸的炮塔仅占相当有限的市场份额。目前新炮塔研制的热点集中在供轻型及中型装甲战车使用的小型炮塔上。为了进一步提高车辆的生存能力,还推出了遥控武器站等无人炮塔。

炮塔武器的配置主要有六种类型:机枪、多用途自动炮、高射炮、防空或反坦克导弹、自动炮加防空导弹或自动炮加反坦克导弹。其中,配备自动炮和导弹的炮塔还能够安装并列或外装式机枪。目前,人们对同时装备火炮和导弹的炮塔越来越感兴趣。大多数火炮和防空导弹一体的炮塔,主要用作机动式防空武器,但是,有的炮塔却是提高战车生存能力的,而并非自行防空系统。多数装备自动炮的炮塔都能够同时对付地面和空中目标,但也有一些国家强调对空攻击能力而设计了专门用作近程防空用的炮塔。这些炮塔安装在轮式或履带式装甲战车上,与坦克、装甲人员输送车或其他机动平台协同作战,为其提供防空保护。

无人炮塔、升降式武器站的研制是目前炮塔的最新发展趋势。常规结构的炮塔内设有炮长,有的还设有车长,主要武器安装在炮塔内。炮长、车长与武器都被塞在炮塔有限的空间内。在大多数情况下,炮塔内还安装有观瞄系统、潜望镜或其他观察装置,大尺寸炮塔内还需要安装通信系统。最近推出的许多炮塔虽然仍保持了常规的结构形式,但已有采用外装式火炮的炮塔,炮长依然安排在炮塔内。这种类型的炮塔通常称之为遥控炮塔或外装顶置式武器站。遥控武器的采用有助于获得尺寸和质量较小的炮塔,这样的炮塔需要的驱动能量较小,便于采用全电驱动及稳定系统;而且当需要进行三防时易于密封。炮塔缩小所减小的质量能够用来增加车体装甲。另外,由于武器安装在炮塔外部,还能够简化武器的改进工作。遥控武器的另一个应用就是可以使无人炮塔成为现实。但遥控武器的应用也并非完美无缺,它对控制及观瞄系统的要求将大大提高。另一个引人注目的发展趋势是采用升降式探测装置或导弹发射装置,从而将车辆的被探测率降低到最低,而且仅在射击时才暴露。随着发射后不管导弹技术的进一步发展,可以预计,升降式武器站将会成为未来装甲战车最常用的“炮塔”。

自行火炮炮塔在不同场合有不同的含义,一般根据使用场合是可以区分的。广义上说,有人将自行火炮除底盘和火力控制与通讯系统以外的部分(主要是火力部分)统称为炮塔,如图 5.31 所示。广义的炮塔由组合炮塔、武器系统、传动与控制系统、观瞄系统、供输弹系统等几大部分组成。组合炮塔包括:炮塔本体、吊篮及相关的构件。狭义上,将支撑火炮,保证其可在一定射界内进行射击,并起防护作用的自行炮装置称为炮塔,也就是炮塔只包括炮塔本体和吊篮及相关的构件。也有将炮塔本体简称为炮塔。不加说明的话,所说的炮塔一般指狭义炮塔。



对炮塔的主要要求:

- (1) 具有足够的强度和刚度;
- (2) 具有一定的装甲防护能力;
- (3) 具有一定的核、生、化“三防”能力;
- (4) 具有较高的可靠性和维修性;
- (5) 结构简单,工艺性好;
- (6) 质量小。

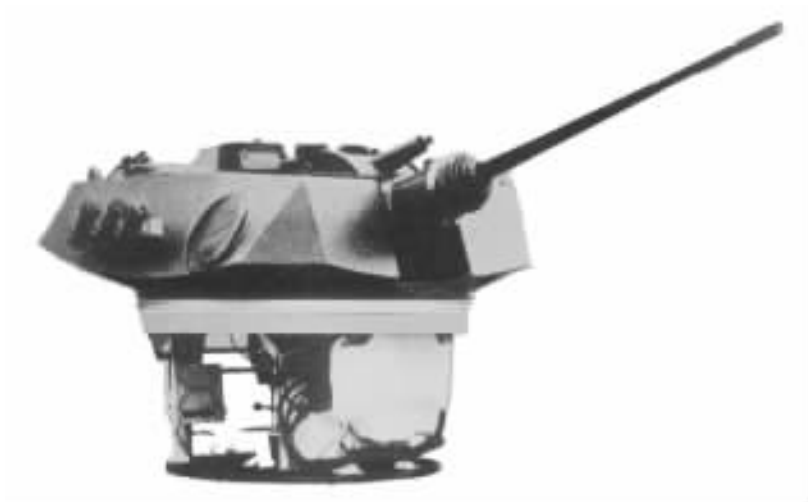


图 5.31 炮塔

炮塔设计包括功能设计、结构设计、刚强度设计等。

炮塔设计的基本原则:

(1) 在满足基本功能和主要性能的前提下,尽可能地采用系列化、通用化的成熟技术和结构,研制技术难度和风险小,研制和采购费用低,研制周期短,具有较高的效费比,技术可行性好,组织实施方便易行。

(2) 应在继承性的基础上创新,充分考虑适应性和通用性,为发展留有充足的余地。不仅能满足当前需要,而且还可以方便地移植,用于改造现装备和发展新装备。

(3) 设计过程中,应充分运用动力学计算与动态仿真技术以及结构优化技术等现代设计方法和技术,及时分析设计和结构的薄弱环节,采取积极防范措施。

(4) 在设计时尽量简化系统结构、减少系统元器件使用数量、选用成熟可靠的元器件,以降低系统故障率,提高可靠性。



5.6.2 炮塔本体、吊篮及座圈设计

炮塔本体的功能,主要是安置火炮搭载乘员、弹药,为各种配套设备提供支座并承受各种负载,同时为乘员、弹药及设备提供一定的防护。炮塔与吊篮一起构成战斗乘员的活动空间。

炮塔本体作为整个炮塔系统的基础构件,炮塔本体结构的设计,在满足总体对各机构的合理布置要求的前提下,主要围绕自动操瞄以及供输弹系统合理协调的布置展开。在满足炮塔总体战术技术要求的同时,一方面注重系统各机构合理性、操作简便性的设计;另一方面更注重系统各机构可靠性的设计。

炮塔本体一般为锥台形或多面体焊接结构,炮塔前方左右两侧的护板与托架的结构焊成一体,其上连接座圈和吊篮等。

炮塔本体的设计,应确保强度和刚度能满足射击要求,尤其是保证炮塔本体刚度。

炮塔本体的强度和刚度分析,主要是在结构设计方案确定之后,应用有限元分析方法,分析各种射击条件下,炮塔本体的受力与变形,校核炮塔本体的强度和刚度,找出薄弱环节,采取适当的改进措施,提高炮塔本体的强度和刚度。

减小质量是炮塔本体设计中应充分注意的另一个问题。减小质量是以满足强度和刚度为前提的。只有满足强度和刚度要求,才可能考虑减小质量。

炮塔外形尺寸以总体布局紧凑为原则。设计人员在确定自行火炮炮塔高度时受到几个因素的限制:

首先是装填手站立时,由其靴底到其工作帽顶的这一高度。在车内,他必须持站立姿势来装填炮弹。在上部,这一高度要加上车长指挥塔的光学仪器超出炮塔的高度。在下部,要加上车底距地高。为了防地雷杀伤,有时还有防护底甲板。

第二个影响总高度的因素是炮塔座圈的高度加最大俯角时炮门抬起高度之和。炮塔座圈的高度决定于自行火炮的宽度。自行火炮的战术机动性与其宽度有着密切关系。大多数自行火炮的炮塔座圈的直径较大,不能置于两条履带(或炮轮)之间,而只能处于其上。

第三个影响总高度的因素是考虑火炮高低射界的影响。火炮是在耳轴上垂直转动。火炮俯角越大,炮尾顶部升起越高,而炮塔顶部的高度即由此决定。

炮塔高度直接决定了火炮的高度。高度的重要性不仅仅在于战术上,它对质量和防护力也有重要意义。火炮越小,需要装甲防护的体积就越小,火炮本身也就越轻。实际上,体积、质量和所要求的机动性共同决定着火炮的总尺寸和总质量。

如果能完全取消装填手,而代之以自动装弹机。虽然会增加结构复杂性,但由此也随之取消了对直立的装填手所要求的高度限制,这样一来,决定高度的因素就只剩下炮塔座圈的高度和由火炮最大俯角决定的炮塔高度。结果是高度和体积都减小了。

炮塔的防护能力设计是炮塔设计主要内容。一般要求尽可能降低总体高度,减少受弹面积,提高装甲防弹能力。



在实际应用中,装甲的设计在很大程度上取决于所受到的威胁。轧制钢均质装甲一直是常规装甲。充分利用倾斜装甲,可以提高防护能力。从图 5.32 中可以很清楚地看出倾斜装甲的优越性。倾斜为 60° 的装甲,不仅使弹丸穿透的距离增加了一倍(假设弹丸沿水平线击中),而且还有可能引起跳弹。设计人员的目标是使炮塔装甲尽可能地倾斜。

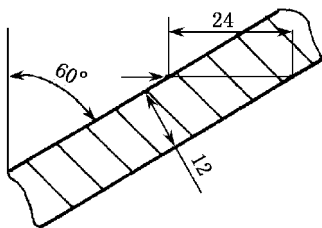


图 5.32 倾斜装甲的优越性

提高装甲防弹能力,轻装甲防护,适于一般防护要求的轻型装甲车辆配置,一般要求炮塔正面装甲可防 12.7mm 穿甲弹,侧面和后面装甲可防 7.62mm 穿甲弹,顶装甲可防炮弹碎片。中型装甲防护,适于防护要求较高的装甲车辆配置,一般要求炮塔前装甲可防 25mm 穿甲弹,侧面和后面装甲可防 12.7mm 穿甲弹,顶装甲可防炮弹碎片。特别是复合装甲的应用,既可减小炮塔的质量,又可大大提高炮塔整体的防护性能。

吊篮作为炮塔内部的支撑构件,主要用作安装炮长座椅、枪炮弹箱、供输弹系统以及部分传动装置。吊篮一般以多根可调节长度的吊杆与炮塔本体连接。

吊篮的结构设计,主要考虑紧凑性、维修性和可靠性,以及人机工程学。

吊篮的结构形式主要由多个吊杆和吊篮体组成。它们分别由焊接件组成,其间由螺栓连接,以便于装卸和调整。

为了保证可靠性和维修性,设计时应注意:

- (1) 保证足够的强度和刚度,一般应考虑动载影响,设计时可以选择动载荷为静载荷的 3 倍。
- (2) 注意可达性设计,各组件单层排列,避免了交叉拆卸。
- (3) 注意标准化和互换性设计,优先考虑采用标准件和通用件。
- (4) 注意维修性设计,维修工具为常用工具,减少维修内容,降低维修技术要求。
- (5) 注意模块化设计,结构可以进行模块化组合,但应设计具有完善的防差错措施和识别标记。
- (6) 吊篮的各部件尺寸设计应符合人机工程要求,维修方便,工作可靠。

自行火炮一般要求能实施 360° 圆周射击,以便对活动目标进行射击,火力灵活性较好,因此要求炮塔在整个圆周内能自由平稳地回转。为实现这一点,炮塔与底盘之间的连接通常采用滚珠座圈。它由固定在炮塔上的活动座圈和固定在底盘上的固定座圈、滚珠(或滚柱)以及密封装置等组成。

座圈的结构种类很多,按滚动体的形式可以分为:滚珠式、滚柱式和滚珠滚柱联合式的。按滚动体的排列方式可以分为:单排的、双排的和多排的。按承载特性可以分为:两点接触式和四点接触式。现有火炮中滚珠式座圈采用比较广泛。

单列两点接触式座圈(如图 5.33 所示)是由径向止推滚珠轴承演变而来的,其优点是仅用



一排滚珠,且滚珠几乎是纯滚动的,因而结构比较简单,火炮回转阻力小,可以不用防撬板便能防止回转部分翻转。但是这种座圈加工较困难,座圈侧方需留有装配孔,滚珠一个一个装入座圈后,再用螺栓堵住。

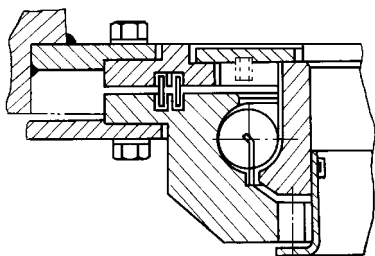


图 5.33 单列两点接触式座圈

双列两点接触式座圈(如图 5.34 所示)是一列滚珠承受水平(或径向)负荷,另一列承受垂直负荷。此种结构能保证纯滚动摩擦,火炮回转阻力小,但结构复杂,支承座的体积大,需设防撬板防止回转部分翻转。

平直滚道四点接触式座圈(如图 5.35 所示)的优点是结构简单便于安装,缺点是为抵抗翻转力矩必须设防撬板。

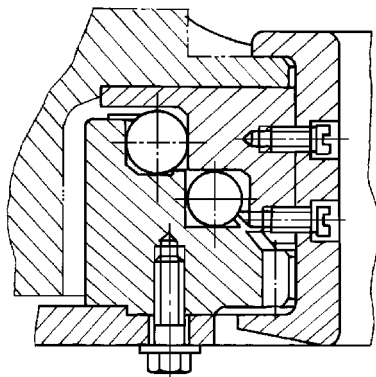


图 5.34 双列两点接触式座圈

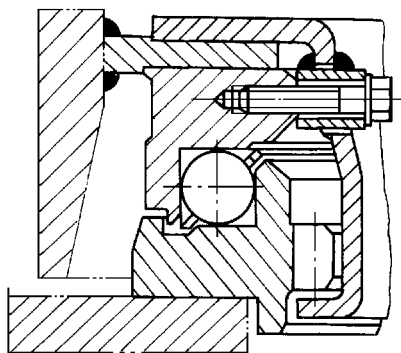


图 5.35 平直滚道四点接触式座圈

直角形滚道四点接触式座圈,既能使火炮回转轻便,又能防止射击时火炮回转部分翻转,一般将滚珠内座圈做成 90° 的 V 形环槽,为了便于装配和调整,外围由上下对称的、内表面成 45° 的两个环组成。

交叉滚柱式座圈有两排滚柱,它们是互相交叉倾斜地在不同的平面内回转。为了安装和拆卸方便,座圈固定圈由两部分组成。这种支承能保证火炮回转阻力小,可承受较大的负荷,因此可应用于大威力的火炮上。

此外,滚珠座圈中的辅助装置有:润滑装置、调整装置、防水防尘装置、滚珠的拆卸装置、滚动体的隔离圈等。

对座圈的主要技术要求:

- (1) 具有较高的强度、刚度和硬度;
- (2) 具有良好的密封性;
- (3) 较小的回转阻力;



(4) 质量小,结构紧凑,工艺性好,装拆方便。

座圈有两种布置形式:活动座圈包围滚珠和固定座圈包围滚珠,由于布置不同,滚珠受力也不一样。取回转部分为自由体,施加于回转部分上的作用力有:作用于火炮上的合力、动力偶和回转部分的重力。

当活动座圈包围滚珠时,合力和动力偶矩比较均匀地沿所有滚珠分布。当固定座圈包围滚珠时,外部负荷沿滚珠分布较不均匀。

滚珠座圈的类型和基本尺寸(如滚珠或滚柱中心圆的直径)的选取和火炮的用途、威力、重力和尺寸空间有密切关系。一般在总体布置时已初步确定,其尺寸大小主要考虑下列因素:

(1) 考虑滚珠座圈的强度。由强度计算可知,增大滚珠座圈的直径,可以减小滚珠上的总载荷,有利于滚珠座圈的强度。但是直径过大时,将造成结构尺寸不紧凑,体积较大,回转力矩增加和重力过大的缺点。

(2) 考虑起落部分的宽度等。

(3) 考虑起落部分的俯仰范围,保证火炮在高低极限射角时,起落部分与座圈不互相干涉。

滚珠滚道的结构参量包括:滚道的圆弧半径、滚道深度、滚道厚度、装填系数等。

为了保证滚珠受力均匀、正常运转、减少摩擦力,常采用隔离圈来保证滚珠(柱)间的正常距离。在一些轻型的座圈中常采用简单的隔离器来保持滚珠的均匀分布。

滚珠座圈的设计除结构设计之外,主要是控制接触应力、塑性变形以及最大弹性变形。

最大弹性变形直接影响射击密集度,在设计时必须校核刚度,将最大弹性变形控制在容许范围之内。

假设托架和炮床支承环在射击时不变形,只有滚珠(柱)和滚珠槽(滚道平面)的变形才能引起滚道的位移。根据赫兹弹性理论可以求出作用力、接触应力、变形量之间的关系。

当滚珠(柱)与滚道材料不同时,应当校核较弱材料零件的接触强度。当滚道材料的机械性能取得比滚珠(柱)低时,应当校核滚道的接触强度和滚珠(柱)的压碎强度。

由滚珠的压碎试验表明,目前采用的滚珠强度的安全系数较大,一般为 6~9。

滚珠座圈的强度计算的关键在于,求出滚珠座圈在受外载后滚珠(柱)上所受的最大负荷。

为保证滚珠座圈的强度和使用寿命,对滚珠和滚道的一般要求为:滚珠(柱)要选用标准的直径,其直径公差在 0.02 mm 以下。滚珠的硬度要比滚道大一些(HRC62~66)。对直角形滚道要求表面硬度不小于 HRC52(一般 HRC52~56)。当采用圆弧形滚道时,滚道表面的硬度要求 HRC35~47。然后再进行滚压,使滚道表层产生硬化层来提高耐用度。

5.6.3 其他结构设计

一、托架设计

托架的作用是:支承起落部分俯仰、承受射击载荷、安装火炮上的辅助装置,同时还要密封



炮塔和防盾间隙。

对托架设计的主要要求:

- (1) 要有足够的刚强度。如刚强度不足,会引起瞄准错位,影响射击精度。
- (2) 要有可达的维修性设计。
- (3) 质量小、结构紧凑,工艺性好。

托架一般采用铸焊结构或钢板焊接结构。

对铸焊结构,刚强度较好,但质量较大,铸件表面的光洁度很差,并且经常出现一些铸造缺陷,如气孔、粘砂、壁厚不均等现象,为修复这些疵病,常常采用电弧、气刨和补焊等方法,这样,就极大地降低了铸件表面的质量。此外,采用铸焊结构,需要经过木型制作、铸造、焊接、机加、热处理等工序,制造周期长,耗能大,污染环境,成本很高。

对钢板焊接结构,可以减小质量,提高表面质量,降低成本,缩短生产周期,但是必须确保满足刚强度要求。

托架一般由托架体、耳轴装置(包括胀紧机构)、密封装置、角度传感器装置等部分组成。托架体支承起落部分俯仰,承受射击载荷,安装瞄准系统和一些辅助系统。耳轴装置是托架和起落部分的连接体。密封装置用于密封炮塔和防盾间隙。角度传感器装置用于控制协调器转动信号的装置。

焊接托架本体一般是由左(右)托架体和上下底板组焊的框架结构,用厚钢板制成的左(右)侧板、斜板和上顶板进行组焊,形成左(右)托架体的主体,在架体主体内侧焊有裙板和半弧型过渡板,以裙板和半弧型过渡板为侧板上焊筋板的基架,在耳轴室、主轴室等受力部位的受力方向上组焊一些放射性筋板,这样,增大了危险截面的抗弯断面系数,减小了危险截面的最大应力,增加了侧板的强度和刚度,满足架体在射击时的刚强度要求。在左(右)托架体侧板上分别设有耳轴室、主轴室、瞄准具安装支座,为防止它们焊后变形,在左(右)托架体主体形成后,在侧板上安装它们位置处加工止口,以止口定位,然后,把它们组焊在左(右)托架体的侧板上。目的是为了减少焊后变形量,保证加工精度的要求。

密封装置一般是采用气密袋结构形式,能快速充气密封。例如在右侧板上安装一储气瓶,内装 50 个大气压的压缩氮气,通过减压阀、管路、电磁阀等与气密胶管连接,当需要密封时,可通过人工或电器元件控制立刻对气密胶管充气,实现炮塔密封。如果上述装置电器元件和管路泄露,使储气瓶内的气体的气压下降,造成密封不可靠。可以在连接储气瓶嘴的阀体上增设一个开闭装置,只有通过手柄,打开阀体上的开闭装置,储气瓶内的高压气体才能通过减压阀、管路、电磁阀与气密胶管相通,反之,开闭装置关闭,封闭储气瓶内的气体,储气瓶内的高压气体与电器元件、管路不通,这样,就不会因电器元件和管路泄漏,造成储气瓶内气体气压下降,影响密封效果。

对影响射击精度的构件(如耳轴、耳轴室)要用可靠的制造精度和装配精度来保证,如工艺上加工和装配难以保证的精度,则在结构设计上采取一些调整装置来消除制造误差,确保加工



和装配精度,满足可靠性性能指标,保证可靠性、维修性的设计。

托架的强度和刚度计算,是分析射击时托架上所受的主要力,以及在这些力的作用下托架的内应力、变形,校核托架的强度和刚度是否满足要求。

托架的可靠性、维修性设计是托架设计的重要组成部分之一,它与托架的性能设计同等重要。

二、三防装置设计

三防装置是为提高本炮乘员在现代化战争条件下的生存能力所采取的主要措施之一。当战场上出现核爆炸或敌方施放毒气而需要通过核辐射、污染区和毒剂污染区时,该装置能自动迅速地感受到威胁的存在,并迅速地发出信号,使各关闭机构工作,即关闭通风扇,密封进、排气孔口;开启增压风机过滤器的引入风道和甩尘出口,使外界进入车内的气体无毒害。

三防装置主要由增压风机、过滤吸收器及三个活门、电磁铁及其控制的拉杆等组成。通过拉杆控制进风及甩尘关闭机构来打开进风口和甩尘口,使外界空气依次进入增压风机、过滤器,进入炮塔内,实现了一信号多控制的机构。

当火炮进入核辐射污染区时或在核爆炸冲击波到达之前,三防装置能自动控制各关闭机构完成相应的动作。能自动净化进入炮塔内的空气,并建立起一定超压。必要时,可手动控制各手动开关,实现手动开与关的动作。

三防装置主要技术性能要求:

- (1) 要求在温度 $-40^{\circ}\text{C} \sim 50^{\circ}\text{C}$ 、相对湿度 98% 时均能可靠工作;
- (2) 要求净化后进入塔内的空气达到一定流量和压力;
- (3) 要求增压风机有一定连续工作时间(一般不小于 4h/次);
- (4) 要求在规定浓度下防毒气不小于规定时间,如防氯化氢蒸气的时间为 15s(浓度为 1 mg/L),防沙林芥子气的时间不小于 2 h(浓度为 0.05 mg/L)。

三防装置设计时应确保工作可靠性:

- (1) 确保系统应呈常闭状态,并设置保险装置,在战斗前应打开保险,用炮完毕后装上保险;
- (2) 确保三防探测装置发出报警信号后,电磁铁给电后,出风口活门和甩尘口的活门在进风口活门弹簧的作用下均能自动打开,与此同时,增压风机能开始工作;
- (3) 确保当探测装置处于手动状态时,可扳手动开关,该系统也能正常工作;
- (4) 停止报警后,手动关闭出风口活门后,电磁铁冲头在其弹簧的作用下能锁上活门。

为了保证三防装置的工作可靠性,用炮前应对三防装置的控制系統(探测及自动控制)检查,并且还要进行下列检查:

- (1) 过滤吸收器检查。战斗前或每半年应按厂家规定的检验办法,对过滤器进行性能检查。不合格者应予以更换。



(2) 各关闭机构的检查。电磁铁给电后或手动收回电磁铁衔头,则三个活门自动可靠地打开到位。手动关闭出风口活门时其余两个活门也应自动关闭到位。

(3) 系统给电检查。当三防控制系统的控制开关扳到手动位置系统给电时,增压风机及三个活门应立即开启。

(4) 全炮各窗关闭后,启动本装置及底盘内的三防装置,检查车内超压是否达规定要求。

第六章 火炮系统分析与总体设计

6.1 火炮战术技术指标

火炮设计是按照对它提出的主要战术技术性能要求进行的。战术技术性能要求以量化的形式给出,则称为战术技术指标。也就是说,战术技术指标全面地概括了所设计火炮的性能特性。

火炮的战术技术指标主要从作战效能和全寿命周期费用两个方面考虑。

系统效能是预期一个系统满足一组特定任务要求的度量,它是系统的有效性、可信赖性和功能的函数。有效性是开始执行任务时系统状态的度量,是指系统在规定条件下随时使用时能正常工作的能力。可信赖性是在执行任务过程中系统状态的度量,是指系统在规定条件下在规定时间内能正常工作的能力。功能是指系统能达到任务目标的能力。火炮的作战效能是火炮所能达到预定作战任务程度的定量度量。火炮的全寿命周期费用是指研究、研制、采购、装备、使用这种火炮所需的全部费用。

火炮的作战效能分为五个方面,即威力、机动性、快速反应能力、战场生存能力、可靠性。

火炮威力是火炮在战斗中迅速而准确地歼灭、毁伤或压制目标的能力,它是一个与弹、炮、药三要素密切相关的多目标函数。通常包括射程、射击精度、火力密度、弹丸对目标的毁伤效能等。

射程,一般将弹丸发射起点(射出点)至落点(炸点)的水平距离称为射程或射击距离,对空中目标射击通常用射高表示。它是衡量火炮远射能力的标志。对于压制火炮,通常以最大射程和最小射程来描述。对于坦克炮和反坦克火炮,通常以直射距离和有效(穿/破甲)距离来描述。直射距离是指射弹的最大弹道高等于给定目标高(一般为 2 m)时的射击距离。有效距离是指在给定目标条件和射击条件下射弹能够达到给定毁伤概率的射击距离。对于防空火炮,通常以有效射高和最大射高来描述。目前大口径地面压制火炮的最大射程可以达到 40 km,采用增程技术的超远程火炮的最大射程可以达到 120 km,美国正在研制最大射程可以达到 160 km 的超远程火炮。

射击精度是射击(弹)密集度和射击准确度的总称。射击密集度是指在相同的条件下(气象、弹质量、装药、射击诸元),用同一火炮发射的弹丸,其弹着点(落点)相对于平均弹着点的密集程度,通常用标准偏差或公算偏差(或然误差)表示。对大口径地面压制火炮,射击密集度一



般用地面密集度来度量。地面密集度分为纵向密集度和横向密集度。纵向密集度一般用距离标准偏差(或公算偏差)与最大射程的比值的百分数(或多少分之一)表示。横向密集度一般用方向标准偏差(或公算偏差)与最大射程的比值的密位数表示。目前大口径地面压制火炮发射非精确制导弹药的纵向密集度可以达到 3‰ 左右,横向密集度可以达到 1 密位左右。对以直瞄射击为主的火炮,射击密集度一般用立靶密集度来度量。立靶按距离设置有 100 m 立靶、200 m 立靶、1 000 m 立靶等。立靶密集度分为高低密集度和方向密集度。高低密集度一般用高低标准偏差(或公算偏差)与立靶距离的比值的密位数表示。方向密集度一般用方向标准偏差(或然误差)与立靶距离的比值的密位数表示。目前小口径自动炮的 200 m 立靶密集度为 1.5 密位左右。射击准确度是指平均弹着点对预期命中点的偏离程度。射击精度越高,对目标毁伤的概率就越大。精确制导弹药就是通过在弹药系统中引入制导技术,排除了人工操作和射弹散布的偏差,极大地提高火炮与自动火炮的射击精度。

单位时间内火炮发射弹丸的数量称为火力密度。火力密度大,对目标毁伤的概率和开火的突然性大,既增加了命中目标的可能性,也使敌方来不及采取机动的防御措施,从而增大了对目标毁伤的效果。一般用发射速度来描述火力密度。发射速度是指火炮在单位时间内可能发射的弹数。发射速度可分为理论射速和实际射速。理论射速是指单位时间内可能的射击循环次数。实际射速是指在战斗条件下按规定的环境和射击方式单位时间内能发射的平均弹数。实际射速又分为最大射速、爆发射速(也称突击射速)和持续射速(也称极限射速和额定射速)。最大射速是指在正常操作和射击条件下在单位时间内能发射的最大弹数。爆发射速是指在最有利条件下在给定的短时间(一般 10~30 s)内能发射的最大弹数。持续射速是指在给定的较长时间(一般 1 h)内火炮不超过温升极限时可以发射的最大弹数。爆发射速远大于正常的射速。例如 FH70 式 155 mm 榴弹炮的最大射速为 6 r/min,爆发射速为 6 r/13 s,持续射速为 2 r/min(1 h 内)。小口径自动炮的发射速度比大口径地面压制火炮的发射速度高 2~3 个数量级。如美国 20 mm 转管自动炮的理论射速可以达到 6 000 r/min。

弹丸对目标的毁伤效能,是指弹丸在目标区或对目标作用时,通过直接高速碰撞、装填物的特性或其自身反应,产生或释放具有机械、热、化学、生物、电磁、核、光学、声学等效应的毁伤元,如实心弹丸、破片、爆炸冲击波、聚能射流、热辐射、高能粒子束、激光、次声、生物及化学战剂气溶胶等,使目标处于极端状态的环境中,暂时或永久地、局部或全部丧失其正常功能。常用指标包括口径、初速、弹重、杀伤半径等等。

火炮机动性分为运行的机动能力和火力的机动能力两个方面。

火炮运行的机动能力是行走能力和对各种运输方式的适配能力的总称,通俗地说火炮运动性就是火炮快速运动、进入阵地和转换阵地的能力。行走能力,用火炮在不同路面上能够达到的牵引速度或行驶速度、距离、越障能力等来描述,例如最大牵引速度、公路最大行驶速度、公路平均行驶速度、越野平均行驶速度、水上最大行驶速度、最大行驶距离、最大爬坡度、最大侧倾行驶坡度、过垂直墙高、越壕宽等。这对各军、兵种联合作战非常重要。对各种运输方式



的适配能力,是指当部队进行大范围或远距离、特殊的紧急调动时,需要用各种运输手段实施,如火车、飞机、船只的载运,直升机的吊运,对火炮的质量、体积、外形尺寸、质心位置、固定或结合的接口都有明确要求,研制时都应满足。目前 155 mm 自行炮战斗全质量 40 t~50 t,最大行驶速度 60 km/h 左右,过垂直墙高 1 m 左右,越壕宽 3 m 左右,最大爬坡度 30°左右,最大侧倾行驶坡度 15°左右。

火力的机动能力,是指火炮在同一个阵地或射击位置上,迅速而准确地捕捉目标和跟踪目标并转移火力的能力,系统的射界、瞄准操作速度和多发同时弹着是衡量火力机动性的标志。

火炮系统反应时间是指火炮系统工作时由首先发现目标到火炮系统能开始发射第一发炮弹之间的时间。火炮从受领任务开始到开火为止所需的时间,是衡量火炮快速反应能力的标志。在战场上反应快的一方必占优势。火炮的反应能力主要取决于火炮行军与战斗状态相互转换的时间、火炮进入战斗状态时对阵地选择和设置的难易、对目标的发现、探测和跟踪能力、射击诸元求解与传输速度、射击准备(含弹药准备、供输弹、瞄准操作)的速度等。科学合理的结构设计,采用先进的侦察通讯设备和火控系统、随动系统,是提高火炮反应能力的有效技术途径。

“消灭敌人,保存自己”是永恒不变的作战原则。在现代战场环境中,对火炮和使用者生存的威胁因素大大增加,提高火炮和使用者在战场上的生存能力一直是火炮设计师关注的问题。战场生存能力主要包括伪装和隐身能力、装甲防护能力、核生化“三防”能力、紧急逃生能力、迅速脱离战斗的能力、电子战信息战的能力等。

伪装和隐身能力,主要是采用的伪装措施和隐身技术。当部队进行调动、集结和隐蔽待命时,尽量不让敌方侦察发现,因此,应有适应环境的伪装措施,如穿戴伪装网,插戴就地采集的树枝、野草,人员涂抹伪装油彩等;火炮装备采用隐身技术,如暴露的金属表面和光学玻璃,要经过适当的表面处理不会在阳光照射下闪亮,火炮装备的表面增加隐形涂料,采用隐身材料等。把发射时伴生的声、光、焰降低到尽可能小的程度。

装甲防护能力,主要是采用装甲和衬里防护。对非装甲的自行火炮采用防盾,在有限的范围内防枪弹和破片的毁伤,减少膛口冲击波的伤害。对装甲自行火炮,能防破片的毁伤。为了降低穿、破甲后的二次毁伤效应,在装甲车内增加一种特殊的衬里,可以降低车内人员、仪器、设备的毁伤。

核生化“三防”能力,主要是装备具有“三防”能力的设施。未来战争在敌方实施核、生、化攻击时,自行火炮应具有“三防”设施,以确保火炮能安全地通过核、生、化污染过的地域。

紧急逃生能力,主要是火炮应具备防火、灭火、抑爆、逃生的功能。遭敌攻击的一次或二次效应都可能引发火情,特别是在自行火炮的驾驶舱、战斗舱内,由于空间狭小、易燃易爆物集中,因而必须有较完善的火情报警、自动灭火系统和消防器材;在设计时采用隔舱化的结构,弹药舱具有抑爆的技术措施;在结构设计时应使各乘员具有迅速、安全紧急逃生的功能。

迅速脱离战斗的能力,主要是指为了防止敌方火力及突袭,火炮应具备迅速转移的能力。



当今侦察手段越来越先进,只要火炮一开火就能迅速确定炮位的坐标并实施反击,因而要能在反击的炮火到达前迅速撤出到敌炮火威力范围以外的地域,例如美国正在研制的 155 mm 自行榴弹炮,要求在 90 s 内急速行驶 750 m。装备有施放烟幕的系统,形成足够宽度、高度、厚度、浓度并持续一定时间的烟幕,以便自行火炮在烟幕的掩蔽下迅速脱离战斗。

电子战、信息战的能力,主要是为了对抗精确制导弹药的攻击,火炮要求具备电磁干扰的能力,或发射诱饵进行误导、迷盲等。

火炮的可靠性是火炮质量的重要特征和标志,是火炮的固有属性,贯穿着火炮全寿命周期。火炮的可靠性要求包括可靠性、维修性、安全性。

火炮可靠性是指火炮在规定的条件下和规定的时间内完成规定功能的能力。火炮可靠性指标一般用故障率、平均故障间隔发数、寿命、储存期限等来度量。

火炮维修性是指火炮在寿命周期内,经过维护和维修可以保持或恢复其正常功能的能力。火炮维修性指标一般用预防维修周期、维修时间、修复时间、保养时间等来度量。

火炮安全性包括操作安全性和设备安全性等。

火炮全寿命周期费用包括研究与研制阶段费用、投资与采购(生产与装备)阶段费用和使用与支援阶段费用等。

6.2 火炮系统分析

6.2.1 火炮系统分析的任务

火炮系统分析,就是用系统分析方法来分析火炮,寻求最优方案。火炮系统分析,是使用周密、可再现技术来确定火炮各种方案的可比性能。

火炮系统分析的任务:

(1) 向火炮设计决策者提供适当的资料和方法,帮助其选择能达到规定的战术技术指标的火炮方案;

(2) 对火炮设计的不同层次进行分析,提供优化方案;

(3) 对火炮的发展、选择、修改、使用提出改进意见。

系统分析者应该不带偏见,进行公正的技术评估。因此,在进行火炮系统分析时,必须注意系统分析的要素:

(1) 目标,系统分析的主要任务和目标必须明确;

(2) 方案,系统分析的目的是选择优化方案,必须进行多方案比较;

(3) 模型,系统分析确定的是各种方案的可比性能,必须建立抽象的模型并进行参数量化;



- (4) 准则, 系统分析的过程是选优过程, 必须实现制定优劣评判标准;
- (5) 结果, 系统分析的结果是得到最优方案;
- (6) 建议, 系统分析的最终结果是提出分析建议, 作为决策者的参考意见。

系统分析是对系统可比性能进行分析, 系统的性能一般应转化为数量指标。为了对火炮进行系统分析, 通常将火炮的主要战术技术指标转化为火炮综合性能指标。火炮综合性能指标主要有效费比、威力系数、金属利用系数、冲量系数等。

效费比(也称相对价值), 是以基本装备为基准, 经过规范化的, 火炮系统的相对战斗效能与相对寿命周期费用之比。即

$$W = \frac{E}{C}$$

式中 W ——相对价值;

E ——以基本装备为基准经过规范化的相对效能;

C ——以基本装备为基准经过规范化的相对费用。

效费比综合评定不同火炮的性能, 应用比较广泛。

威力系数是炮口动能与火炮口径的三次方之比。即

$$C_{\epsilon} = \frac{E_0}{d^3}$$

式中 C_{ϵ} ——威力系数;

$E_0 = \frac{1}{2} m V_0^2$ ——弹丸炮口动能;

m ——弹丸质量;

V_0 ——炮口速度;

d ——口径。

威力系数主要揭示火炮内弹道性能, 用以评定火炮威力。

金属利用系数是火炮炮口动能与全炮战斗状态质量之比。即

$$\eta_E = \frac{E_0}{m_Z}$$

式中 η_E ——金属利用系数;

E_0 ——炮口动能;

m_Z ——全炮战斗状态质量。

金属利用系数主要反映金属材料利用程度, 揭示威力与质量的矛盾关系。

冲量系数是火药气体作用在后坐部分的全冲量与火炮战斗状态质量之比。即

$$\eta_I = \frac{I_p}{m_Z}$$

式中 η_I ——冲量系数;



$I_p = m_0 W_T = (m + \beta m_w) \sqrt{1 - \eta_T} V_0$ ——火药气体作用全冲量；

m_0 ——后坐部分质量；

W_T ——最大自由后坐速度；

m ——弹丸质量；

m_w ——装药质量；

β ——火药气体作用系数；

η_T ——炮口制退器效率；

V_0 ——炮口速度；

m_Z ——火炮战斗状态质量。

冲量系数主要反映炮架结构设计合理性。

6.2.2 火炮系统分析方法

火炮系统分析方法主要包括系统技术预测和系统评估与决策两个方面。

火炮系统技术预测是预测现有火炮(零部件)的特性及行为。火炮系统技术预测方法主要有几何模拟法、物理模拟法、计算机仿真法、虚拟现实法等。

几何模拟法,是从结构尺寸上,用模型模拟实体,可以是实物几何模拟,如木模等,也可以是计算机实体造型、主要分析实体的造型、结构模式、连接关系等。

物理模拟法,是根据量纲理论,用实物或缩尺模拟实物的动态特性。

计算机仿真法,是应用动力学理论,建立数学模型,应用计算机求解,分析火炮系统动态特性,并用动画技术进行动态演示。

虚拟现实法,是利用多媒体技术,造就和谐的人机环境,创造崭新的思维空间、逼真的现实气氛,模拟系统的使用环境及效能。

火炮的研制过程是一个择优的动态设计过程,又是一个不断在主要研制环节上评价决策的过程。火炮的评价决策与研制过程中结构优化设计不同处在于:它是对经过多种方法优化提出的多方案的评价;它是系统的高层次综合性能评估。决策的目的和任务是合理决定火炮的战术技术指标,选择方案,以最经济的手段和最短的时间完成研制任务。因此要有评价方法。显然,评价方法应能对被评系统做出综合估价(综合性),同时评价的结果应能反映客观实际并可度量(代表性和可测性),最后方法应简单可行(简易性)。

火炮全面评价(不再区分方案与产品),应是性能(或效能)和经济性(全寿命周期费用)两方面的综合评价,即通常所说的“效费比”。根据需要,性能和经济性评价也可分开进行。

评价作为一种方案的选优方法或者作为提供决策的参考依据,不可能是绝对的。但评价方法的研究会促使决策的科学化,使考虑的问题更加有层次和系统,减少盲目性和片面性。

火炮系统评估与决策方法主要有有效费比分析法、模糊评估法、试验评价法等。



1. 效费比分析法

效费比分析法,也称综合指标法,是对能满足既定要求的每一火炮系统方案的战斗效能和寿命周期费用进行定量分析,给出评价准则,估计方案的相对价值,从中选择最佳方案。

效费比分析法主要用于三个方面:

- (1) 从众多方案中选择最佳方案;
- (2) 定量分析所选方案的相对价值;
- (3) 分析技术改进对系统的影响以及技术改进方向。

效费比分析的主要内容包括:任务需求分析,不足之处和可能范围分析,使用环境分析,约束条件分析,使用概念分析,具体功能目标分析,系统方案分析,系统特性、性能和效能分析,费用分析,不定性分析,最优方案分析,预演,简化模型,效能与费用分析报告等。

效费比分析的主要关键是模型的建立,及其定量化描述。

火炮效费比分析法的实质是建立一个能客观反映火炮性能主要因素间关系的、可以量化的评价指标体系,用以评估火炮的综合性能,并引入火炮效能概念,在估算或已知有关费用(成本或全寿命周期费用)的条件下对火炮进行效费分析。

火炮的效能与火炮对目标的毁伤能力、射击能力、可靠性、生存能力等综合在一起,建立起相关的数学模型,通过计算得到量化结果。目前尚未有适用于不同火炮的通用方法(主要指评价指标体系的组成与有关能力的定义和所含因素等),因此分析模型也因产品而异。

近来对自行高炮与加榴炮系统,有关单位经研究提出了评价指标体系的建立方法。把火炮系统的效能视为火力、火控、运载、防护各分系统效能的总和,各分系统的效能均包括三项基本能力,分别求得三项基本能力的加权系数,每项能力由若干层次相关的具体性能参数组成。利用有关模型逐步求得各基本能力。

火炮全寿命周期费用估算模型

$$C_0 = \sum C_i$$

式中 C_0 ——火炮全寿命周期总费用;

C_i ——火炮全寿命周期中,某个项目的费用。

火炮效能的数学模型为

$$E = ADC_a$$

式中 E ——火炮效能;

A ——有效性(战备状态,即火炮开始执行任务时,处于某种状态的能力)向量;

D ——可信赖性(火炮在完成某种特定任务时,处于某种状态并完成有关任务的能力)矩阵;

C_a ——性能(即火炮完成任务的能力)矩阵。

建立火炮效能的数学模型的关键是 A 、 D 、 C_a 的量化。

设系统由 m 个子系统组成,系统状态有 n 种。有效度为火炮在任务开始时处于 i 状态的



概率。系统有效度向量为

$$\mathbf{A} = (a_1, \dots, a_n)$$

$$a_i = \prod_{j=1}^m R_{ij}$$

式中 R_{ij} 为第 j 个子系统在任务开始时处于 i 状态的概率。

可信赖性是火炮执行任务过程中的特性。系统可信赖度矩阵为

$$\mathbf{D} = [d_{ij}]_{n \times n}$$

式中 d_{ij} 为已知一个系统在 i 状态中开始工作任务,该系统在执行任务过程中处于 j 状态的概率。如 d_{11} 为系统的正常工作状态开始执行任务,该系统各部件一直处于正常工作状态的概率。

由于开始执行任务时,给定状态 i ,必须使系统在全部有效状态之中完成任务。所以

$$\sum_{j=1}^n d_{ij} = 1 \quad (i = 1, \dots, n)$$

例如,系统组成框图如图 6.1 所示,单元 1 与单元 2 并联之后,再与单元 3 串联。

系统状态可以定义为:1(正常)、2(虽有故障,但仍正常工作)、3(故障)。则 d_{11} 为开始时系统正常(所有单元都正常),继续工作正常的概率

$$d_{11} = R_1 R_2 R_3$$

d_{12} 为开始时系统正常(所有单元都正常),继续工作中虽然系统出现故障,但能工作的概率。即单元 1 或单元 2 出现故障,但系统继续工作的概率

$$d_{12} = (1 - R_1) R_2 R_3 + R_1 (1 - R_2) R_3 = R_2 R_3 + R_1 R_3 - 2 R_1 R_2 R_3$$

d_{13} 为开始时系统正常(所有单元都正常),工作中系统故障的概率

$$\begin{aligned} d_{13} &= R(1 - R_1)(1 - R_2)R_3 + R_1 R_2 (1 - R_3) + (1 - R_1)R_2 (1 - R_3) + \\ &\quad R_1 (1 - R_2)(1 - R_3) + (1 - R_1)(1 - R_2)(1 - R_3) \\ &= 1 - R_1 R_3 - R_2 R_3 + R_1 R_2 R_3 \\ &= 1 - d_{11} - d_{12} \end{aligned}$$

d_{21} 为开始时系统有故障但能工作(单元 1 和单元 2 之一有故障),工作中系统正常工作的概率。显然系统已有故障,系统正常的概率为零

$$d_{21} = 0$$

d_{22} 为开始时系统有故障但能工作(单元 1 和单元 2 之一有故障),工作中系统有故障但能工作的概率。即始终只有单元 1 和单元 3 工作(或单元 2 和单元 3 工作)的概率

$$d_{22} = R_1 R_3$$

d_{23} 为开始时系统虽有故障但能工作,但工作中出现故障,系统故障的概率。即在工作中再出

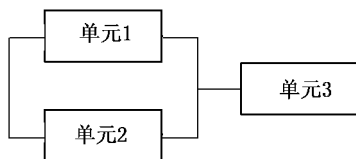


图 6.1 系统组成框图



现故障而使系统故障的概率

$$d_{23} = 1 - d_{21} - d_{22} = 1 - d_{22}$$

d_{31} 为开始系统故障(不可工作),工作中系统能工作的概率。系统实际上已不可能工作,系统继续工作的概率

$$d_{31} = 0$$

d_{32} 为开始系统故障(不可工作),工作中系统有故障但能工作的概率。系统实际上已不可能工作,再出现故障而使系统可以继续工作的概率

$$d_{32} = 0$$

d_{33} 为开始系统故障(不可工作),工作中系统有故障的概率。系统实际上已不可能工作,再出现故障而使系统不能工作的概率(即系统始终故障)

$$d_{33} = 1$$

即得到可信赖性矩阵

$$\mathbf{D} = \begin{pmatrix} d_{11} & d_{12} & d_{13} \\ 0 & d_{22} & d_{23} \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

对于火炮完成任务的能力,由于每一种系统状态都对应诸多能力,因此能力表示成能力矩阵

$$\mathbf{C}_a = \begin{pmatrix} C_1 \\ \vdots \\ C_n \end{pmatrix}$$

其中

$$C_i = \prod_{j=1}^k P_{ij}, \quad i = 1, \dots, n$$

式中 P_{ij} 为各种能力概率,如毁伤概率、生存概率、可靠概率等,毁伤概率又包含命中概率、破坏概率等。

按系统效能模型,可以计算出系统效能。按系统费用模型,可以计算出系统费用。按系统效费比的定义,可以计算出系统效费比。

2. 模糊评估法

模糊评估法,是应用模糊理论对系统进行评估,选择较优方案。火炮中常有一部分定性要求如结构布局、外形、使用操作方便等无法定量,只能以好、较好等模糊概念评价。模糊数学评价实质是将这些模糊信息数值化进行评价的方法。这种方法对系统复杂,评估层次较多时也很适用。

设有方案集 $V \in R^m$, 因数集(性能集) $U \in R^n$, 由 U 到 V 的关系(隶属度) $R \in R^m$ 。今要求的性能为 $X \in U$, 进行模糊运算 XR , 则可以得到对各方案的评估结果 $Y \in V$, 即



$$Y = XR$$

模糊评估法的关键,是隶属度的确定,即将用自然语言表述的各方案的性能关系(模糊的)进行数量化(确定的)。确定各方案的性能关系,一般可以采用专家评估法(专家评估法也可以作为独立评估法使用)。

专家评估法又分为名次计分法、加权计分法等。

名次计分法,是一组专家对 n 个方案进行评价,每人按方案优劣排序,按最好 n 分,最劣 1 分,依次排序给分,最后把各方案得分相加,总分最高者为最佳。对专家意见的一致性可用一致性(或收敛性)系数检验。系数是 1 到 0 之间的数,越接近 1 越一致。

加权计分法,是以评价的各个目标为序,邀请若干专家,对方案评分,经处理求得总分后,对各方案做出评价。评分可按 10 分制,以不可用为 0,理想为 10,依次按类似于不能用、缺陷多、较差、勉强可用、可用、基本满意、良、好、很好、超出目标、理想等评价级别给分;或按不能用、勉强可用、可用、良好、很好级别以 5 分制给分。如果评价各指标有指标要求值,则可按最低极限值、正常要求值、理想值给 0、8、10 分(5 分制给 0、4、5 分)之后,用三点定曲线的方法,从曲线上找出被评系统相应指标值的对应分数。为避免专家个人因素影响,常取各专家评分的平均值或去掉最高分和最低分后的平均值为对方案各指标的得分。对方案评价时应确定评价目标并加权。加权可由专家集体研讨确定各评价目标权值,各评价目标权值之和为 1。或由专家议定判别表,计算各目标加权系数(权值),将各评价目标对应的方案分加权后求和得总分。

例如,自动机的类型主要有后坐式(RO)、导气式(GO)、转膛式(RV)、转管式(GL)、链式(CH)等,今要设计一种新自动机,首先是选择自动机的类型,即可以设方案集(目标集)为

$$V = (RO, GO, RV, GL, CH)$$

自动机的性能主要有威力(PW)、机动性(MV)、经济性(EC)、后勤保障(SV)等,即可以设因素集(性能集)为

$$U = (PW, MV, EC, SV)$$

假设经专家评估,得到各种类型自动机的性能,即用自然语言表述的对各种类型自动机的性能评估,如表 6.1 所示。

表 6.1 自动机的性能的专家评估

	后坐式	导气式	转膛式	转管式	链式
威力	差	好	很好	极好	很差
机动性	好	好	差	好	较好
经济性	较好	一般	差	很差	好
后勤保障	好	较好	很差	很差	好



为了进行数量化,定义隶属度为{极差、很差、差、较差、一般、较好、好、很好、极好}= $\{0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9\}$ 。则可以得到各方案的性能关系矩阵

$$R = \begin{bmatrix} 0.3 & 0.7 & 0.8 & 0.9 & 0.2 \\ 0.7 & 0.7 & 0.3 & 0.7 & 0.6 \\ 0.6 & 0.5 & 0.3 & 0.2 & 0.7 \\ 0.7 & 0.6 & 0.2 & 0.2 & 0.7 \end{bmatrix}$$

今设计目标要求自动机的威力很好,经济性和后勤保障一般,对机动性不作要求(可以差一点),即要求的性能矩阵

$$X = [\text{很好, 差, 一般, 一般}] = [0.8, 0.3, 0.5, 0.5]$$

进行模糊运算

$$Y = X \cdot R$$

就可以得到各方案的评价结果 Y 。

模糊运算为隶属度运算,可以有各种运算法。可以按常规运算,可以按类的可靠度运算等,最常用的是求最小最大运算(交并运算)。即

$$y_j = \bigvee_{i=1}^n (x_i \wedge r_{ij}) \quad j = 1, \dots, m$$

其中

$$l_{ij} = (x_i \wedge r_{ij}) = \min(x_i, r_{ij})$$

$$y_j = \bigvee_{i=1}^n (l_{ij}) = \max(l_{1j}, \dots, l_{nj})$$

经模糊运算得到各方案的评价结果

$$Y = X \cdot R = [0.5, 0.7, 0.8, 0.8, 0.5]$$

利用隶属度,将数量化的各方案的评价结果转化成用自然语言表述的各方案满足设计要求的情况。用自然语言表述为选择转膛式或转管式能很好满足设计要求,选择导气式能比较好地满足设计要求,选择后坐式或链式一般能满足设计要求。

3. 试验评价法

在火炮研制中,当某些技术、设计方案最终产品必须通过试验后才能做出评价时,采用试验评价法。试验评价法大致可以分鉴定试验、验证试验和攻关试验三种类型。

鉴定试验,是对最终产品的各项功能,按照经批准的有效的试验方法或试验规程,进行试验,根据试验结果,评价被鉴定产品与下达的战术技术指标的符合程度,并得出结论,称鉴定试验。鉴定试验在设计定型和生产定型阶段,是做出能否定型结论的主要依据;在方案阶段是带有总结性的重要工作;对重大的改进项目,是决定取舍的依据。我国已制订了一系列作为国家和行业标准的试验法,是进行鉴定试验必须遵守的法规。

验证试验,是当一项新原理、新方案形成后,借助理论分析和计算仍不能完成评价和决策,而必须通过试验,取得结果才能评价、决策时所进行的试验。在方案构思和探索过程中,是十



分重要的工作。验证试验根据试验内容可能是实物、半实物或数字仿真试验,也可以是射击试验。验证试验一般都需要有实验装置或技术载体。

攻关试验,是当研制工作碰到重大的技术难题,靠理论分析和计算难以或不可能进行定性,特别是定量分析而不得不借助试验时,这类试验称攻关试验。进行攻关试验的关键是试验设计,合理的试验设计能迅捷地、经济地完成试验,达到预期的目的。攻关试验根据内容或运用现有的试验条件和措施,或部分、或全部更新;可以在实验室或厂房内,也可以在野外进行。

在火炮的总体设计中,除了应用理论、方法和技术以外,还应重视贯彻和执行相关的技术标准,重视运用各类指导性的文件、资料、手册、通则。这是十分重要的。因为它们都是大量实践经验的总结,代表了相应时期的科学技术发展水平。对它们的执行和运用,可以避免个人经验的局限和水平的制约,还可以使设计人员把精力集中在关键问题的创造性劳动上,避免不必要的低水平重复劳动。

6.3 火炮总体设计任务与内容

6.3.1 现代火炮的特点与总体设计要求

随着科学技术的发展以及高科技在战争中的应用,战争的模式和战场格局将发生根本的变化。作为战争主干力量的现代火炮,也要发生相应的变化。

为了适应现代战场的需要,现代火炮的工作和使用具有如下特点:

(1) 现代火炮是一种以发射药为能源的超强功率特种动力机械,在高温、高压、高速、高瞬态、大幅值负荷下工作,工作环境极其恶劣;

(2) 现代战场赋予了现代火炮新的战斗任务,大威力、高机动性、快速反应是基本要求;

(3) 现代火炮是以火力系统为核心,由光、电子、自动控制与软件系统组成的复杂产品,涉及机械、光学、电子、自动控制、计算机等多学科与技术,是一个复杂的综合体;

(4) 现代火炮不仅要适应在恶劣自然战场环境下工作,还要能在恶劣的人为环境(如电磁干扰、烟幕等)下工作;

(5) 现代战争的突发性要求现代火炮应具有全天候作战能力,并且贮存或训练时间远大于作战使用时间;

(6) 现代战争的规模大、作战时间短,战场上要求使用的装备数量多,战时要求能迅速扩大生产,和平时期与战争时期要有机结合,平时应积极开展先进技术研究和先进装备研制,增强技术储备。

根据现代火炮的特点,要求火炮总体设计时,应考虑如下几点:

(1) 在满足战术技术指标的前提下,要求火炮性能的先进性、可靠性与经济性兼顾;



- (2) 重视环境适应性设计；
- (3) 做好人机系统论证设计,把人与火炮作为一个系统,借助人机工程学的研究成果,以人为本,从人、机、环境三者之间的适应与协调去研究设计；
- (4) 技术研究和装备研制都应站在发展的高度,预留发展余地。

6.3.2 火炮总体设计的地位和作用

一、火炮总体设计的地位

- (1) 总体是设计的第一道工序和最后一道工序;设计从总体出发,最终回到总体。
- (2) 总体在设计过程中始终处于不可动摇的统帅地位。
- (3) 总体在设计过程中始终处于核心位置,是不断变化的。所有设计围绕总体进行,由简到繁由粗到细,逐步完善。

二、火炮总体设计的主要作用

1. 火炮总体设计具有承上启下的作用

- (1) 火炮总体设计是根据上级指令和用户要求,指挥设计；
- (2) 火炮总体设计始终把握着设计全过程；
- (3) 火炮总体设计从技术上按科学体系及需求,在一定继承性上创新。

2. 火炮总体设计具有驾驭全局的作用

- (1) 火炮总体设计是保证质量的关键,包括保证产品性能、质量、可靠性、可信性,以及经济性、进度等；
- (2) 火炮总体设计是火炮设计的保障技术,包括把握研制的重点、难点、研制风险和进程,以及把握冻结技术状态时机。

3. 分解综合作用的作用

- (1) 火炮总体设计不仅分解技术和问题,还要对研制工作以及参研单位进行明确分工,落实责任制；
- (2) 火炮设计是一个整体,火炮总体设计不仅指挥协调研制工作,组织系统评审,更重要的是组织对技术难点和重点的联合攻关。

4. 优化决策的作用

- (1) 火炮总体设计负责监管火炮各分系统及零部件的设计与研制,要求火炮各分系统及零部件的设计与研制尽可能做到局部优化；
- (2) 火炮设计最终实现战术技术指标,火炮总体设计必须站在总体高度,保证火炮各分系统及零部件的设计与研制符合整体利益,所有设计都必须有利于提高火炮总体性能；



(3) 战术技术指标以及设计方案许多都是矛盾的,火炮总体设计主要是进行优化决策,调和矛盾,扬长避短,有利者取其重,有弊者择其轻。

5. 匹配协调的作用

(1) 火炮设计是一项极其复杂工作,涉及的技术较多,涉及的单位和人员较多,工作头绪也较多,火炮总体设计实际上有很大一部分工作是系统管理工作,管理和协调设计工作中涉及的方方面面;

(2) 火炮总体设计主要技术匹配与协调,尤其是接口技术的匹配与协调。

6.3.3 火炮研制的一般程序

我国的火炮研制,一般分五个阶段:

(1) 论证阶段:主要工作是战术技术指标的可行性论证(论证由使用部门,即军兵种组织)。论证结果是得到战术技术指标。战术技术指标经批准后,将作为型号研制立项的依据。

(2) 方案阶段:主要工作是论证功能组成、原理方案、方案设计、结构与布局等。方案论证,除理论计算和初步设计外,对关键技术或部件乃至整机,需要设计制造原理样机进行试验验证。从方案阶段开始,主要由工业部门负责。方案论证结果落实到研制任务书的编制,上报主管领导机关,并经批准后,研制任务书即为设计、试制、试验、定型工作的依据。

(3) 工程研制阶段:主要工作是设计、试制、试验、鉴定等。工程研制阶段设计并制造出样机。通过工厂鉴定试验后,把遗留的问题逐一解决,并落实到设计定型样机(正样机)的图纸资料上,并按定型要求制造出若干设计定型样机。

(4) 设计定型阶段:主要工作是通过试验和部队热区、寒区试用,全面考核新设计的火炮性能,确认所设计的新火炮样机是否达到研制任务书的要求。设计定型阶段包括设计定型试验及设计定型(鉴定)。

(5) 生产定型阶段:主要工作是对生产工艺、生产条件的考核和鉴定,以及试生产产品的试验鉴定和部队试用。生产定型阶段包括生产定型试验、试用及生产定型。

美国的火炮研制过程,与我国的火炮研制阶段划分略有不同。美国的火炮研制过程一般分为:

- (1) 基本概念、原理、技术研究阶段;
- (2) 通过开发,进入探索性发展阶段;
- (3) 通过技术集成,进入先期技术演示阶段;
- (4) 通过项目论证,项目计划规划阶段;
- (5) 通过工程化研究,进入先期发展样机研制阶段;
- (6) 经认可,进行试验鉴定;
- (7) 经生产准备,研制产品工程及设备;



- (8) 经产品试生产,进行定型试验鉴定;
- (9) 批量生产,投放市场;
- (10) 售后服务。

火炮设计工作一般可以分为设计阶段和试制试验阶段。设计阶段和试制试验阶段是人为划分的,两个阶段是相互联系、相互渗透的,不能绝对分开。设计阶段主要是提出生产所需的技术资料,主要包括方案设计、技术设计、产品图设计、工艺设计等。

火炮设计工作,可以具体分为:

- (1) 设计准备:资料收集与整理、使用条件调查、生产条件调查等;
- (2) 方案设计:战术技术指标的分析、弹道设计与试验、总体布置及部件设计、重要零部件的试验等;
- (3) 技术设计:具体结构尺寸设计与计算、强度设计、装配关系、技术措施、性能计算、技术资料等;
- (4) 产品图设计:零件图、组件图、部件图、装配图、技术资料等。

根据我国火炮型号产品研制工作程序,一个新型号的火炮研制全过程一般要完成远离样炮(方案阶段)、初样炮、正样炮和定型样炮(工程研制阶段)共四轮样炮的研制,但根据研制进展情况和研制经费,可以减少或合并,这需要由设计师系统提出,行政指挥系统审查同意后报主管领导机关审批。每轮样炮都要进行上述设计工作。

6.3.4 总体设计的工作内容与步骤

火炮总体设计,始于新火炮的方案阶段并贯穿于火炮研制的全程。它侧重处理火炮全局性的问题。在方案阶段,根据上级下达的战术技术指标,分析可行的技术途径和技术难点,进行总体论证,对形成的若干个总体初步方案进行对比、评价决策和遴选;在工程研制阶段,运用参数分析、系统数值仿真、融合技术等方法,指导部件设计,侧重解决部件之间的接口、人机工程、可靠性、可维修性、预留发展、系统优化和可生产性等问题;在设计定型阶段,要考核火炮各项性能,还要继续处理新发现的问题。部件设计侧重解决具体技术问题,保证布局、结构、性能满足总体的要求。

火炮研制的技术依据是军方(或需方)的战术技术指标。战术技术指标是对火炮功能与战术性能的要求。

一、总体设计的任务

我国目前把火炮的研制过程分成五个密切联系的阶段。在方案阶段,新火炮已经进行了包括功能组成、结构与布局等总体和重要组成部分的多方案论证和评价,并经上级决策选择了一个方案转入工程研制。因此,可以说火炮的总体与全局性设计主要是在方案阶段完成的,也



是总体工作最为复杂和繁重的阶段,将决定工程研制阶段的技术进展与风险大小,决定产品的技术品质。方案论证和评价工作的深入与翔实、结论的可信度以及决策的准确性是十分关键的,是整个产品研制中的关键阶段。这个阶段形成的方案与设计是产品研制最早期的设计,在新技术采用较多以及经验相对不足时,设计者经常看不清设计系统中一些功能与所采取措施间的函数关系或必然联系,特别复杂的产品更是如此。方案论证中以及后续研制阶段中必然要反复协调修改与逐次迭代。

在分析研究战术技术指标的基础上,总体设计的任务是:

- (1) 提出火炮的(功能)组成方案、工作原理;
- (2) 分解战术技术指标,拟定和下达各组成部分的设计参数,确定各组成部分的软、硬界面,软、硬接口形式与要求;
- (3) 确定系统内物质、能量、信息的传递或流动路线与转换关系和要求;
- (4) 建立系统运行和工作的逻辑及时序关系,对有关模型和软件提出设计要求;
- (5) 进行总体布局设计,协调有关组成部分的结构设计,确定系统形体尺寸、质量、活动范围等界限以及安装、连接方式;
- (6) 组织和指导编制标准化、可靠性、维修及后勤保障、人机工程等专用大纲、专用规范等设计文件;
- (7) 组织关键技术、技术创新点的专题研究或试验验证,对关键配套产品、器件、材料进行调研落实,对关键工艺与技术措施进行可行性调研与分析并提出落实的建议;
- (8) 提出火炮工厂鉴定试验的方案与大纲,组织编写试验实施计划,组织火炮的试验技术工作;
- (9) 编制火炮总体设计、试验、论证等技术资料;
- (10) 负责研制全过程的技术管理。

二、火炮总体设计的一般原则

总体设计的原则是以低成本获得火炮的较佳综合性能,获得较高的效费比。为达到此目的,在系统构成选择、总体构形与布局、设计参数确定等方面有以下一些原则:

- (1) 着眼于系统综合性能的先进性。在总体方案设计、选择功能组成时不只是着眼于单个组成性能的先进性,更注意组成系统综合性能的先进性。
- (2) 在继承的基础上创新。在满足战术技术指标前提下,优先采用使用成熟技术和已有的产品、部件。结合实际情况,充分利用和借鉴现有相关技术的最新研究成果,积极开拓思路,进行技术创新,改进现有产品或进行创新设计。但是,一般采用新技术和新研制部件应控制在一定的百分比之内,比例过大将会增加风险和加长研制周期。
- (3) 避免从未经生产或试验验证的技术或产品系统中获取关键数据。
- (4) 从设计、制造、使用全过程来研究技术措施和方案的选取。综合考虑实现战术技术指



标,并满足可生产性、可靠性、维修性、训练与贮存等各有关要求,从初始设计起将上述问题纳入设计大纲和设计规格书之中,譬如新火炮设计不但要考虑维修性,而且要尽量利用已有的维修保养设施。可维修性考虑不周,问题积累多,可能造成装备实际上不可用的严重后果。

(5) 注意标准化、通用化、系列化与组合理化设计。在总体设计时,应当与使用方和生产企业充分研究标准化、通用化、系列化的实施,对必须贯彻执行的有关国家和军用标准,应列出明细统一下发,对只需部分贯彻执行的,则进行剪裁或拟定具体的大纲。充分重视组合理化设计。

(6) 尽量缩短有关能量、物质和信息的传递路线,减少传递线路中的转接装置数量。

(7) 在技术方案设计完成后应认真编制制造验收技术条件及相关的检测、验收技术文件,进行综合试验设计并拟定试验大纲。

(8) 软件是火炮的重要组成部分,对它的功能要求、设计参数拟定、输入与输出、与有关组成的接口关系、检测与试验设计,应按系统组成要求进行。

三、火炮总体设计的主要内容

1. 方案论证

方案论证对后续工作有重要影响,方案论证充分则事半功倍,否则后患无穷。方案论证主要包括以下内容:

(1) 技术指标,可以分为可以达到的技术指标、经努力可能达到的技术指标、可能达不到的技术指标、不可能达到的技术指标。

(2) 关键技术,包括需采取的技术措施,需专项攻关的问题。

(3) 必要的实物论证,包括弹道、供输弹系统、反后坐装置、总体布置、随动系统、火控系统、探测系统等考核性试验。

2. 样炮方案设计

样炮主要有原理样炮、初样炮、正样炮、定型样炮等。样炮方案设计主要包括:

(1) 系统组成原理(框图),采用黑匣子设计原理,串行设计与并行设计相结合,合理管理。

(2) 性能指标的分解与分配。

(3) 结构总图(由粗到精)。

(4) 各子系统的界面、接口的划定及技术协调、仲裁。火炮参数是多维的(三维空间、时间、质量、环境条件、电、磁等),接口技术原则是适配、协调、安全、可用、标准。接口界面有物理参数(相关作用、匹配管理)、结构适配(干涉)、时序分配、电磁屏蔽、软件(可靠性、兼容性、稳定性)等。

3. 组织实施系统试验

策划全系统的以及关系重大的各种试验,并组织实施,获取多种有用的试验数据,进行处理分析,对试验结果进行评估。

4. 系统设计规范化、保证技术状态一致性



适时地下达设计技术规格书,确保技术状态一致性,可追溯性。

5. 组织设计评审

组织和主持全系统和下一层次的设计评审。

6. 技术文件及管理

拟定各类技术管理文件,并具体落实到位,实施管理。

四、火炮总体设计要解决的主要问题

1. 选定系统组成

战术技术指标大体上确定了火炮组成的基本框架。但由于某些功能可以合并或分解,因而可以设计或选择为一个或两个功能部件,又由于许多功能部件或产品有多种不同形式或结构,加上设计者可以根据需要进行创新,如功能合并或分解、结构形式或工作原理不同等,所以可以有不同的组成方案。只有针对具体的组成方案才能进行战术技术指标的分解,并对具体组成件提出为保证对应指标实现的具体设计参数。

不同国家的许多同类火炮,功能和指标相近,但具体组成件的数目不尽相同,同功能件结构形式不同,因而在总体结构与外观上有十分显著的区别。在它们之间性能相近时,体现了一种设计风格;如果性能指标有高低之别,则体现了设计水平。所以选定系统组成时在实现战术技术指标的前提下,应从总体与组成件,各组成件之间的结构、工作协调以及经济性、工艺性等各个方面综合权衡。在满足功能和指标要求下,尽量选用成熟部件或设计,经加权处理后,一般新研制部件以不超过 30% 左右为宜。

选定系统组成是总体工作的初始工作,它与指标分解、设计参数拟定、总体结构和布局与接口关系等一系列总体工作有关,是一个反复协调的过程。

2. 分解战术技术指标与确定设计参数

把战术技术指标转化为火炮组成部分的设计参数,是满足战术技术指标,提出系统组成及有关技术方案的重要工作。譬如火炮的远射性指标有最大射程,或直射距离,或有效射高等,这项战术技术指标通过外弹道设计将转化为弹丸的初速。内弹道设计把初速转化为身管长度、药室尺寸以及发射药品号、药形、装药量等一系列身管、发射装药的设计参数。对一定质量的弹丸,达到一定初速,可以有不同的内弹道方案,所以战术技术指标分解为有关设计参数,形成技术措施时是多方案的。一项战术技术指标转化成各层次相应的设计参数时,有些参数还受其他战术技术指标的制约,如弹形不仅和射程有关也和散布有关,这种相互制约表示了火炮各组成部分的依从和制约关系。所以分解转化战术技术指标必须全面分析,注意保证火炮的综合性能,而不能只从一项指标考虑。

在实际工作中,战术技术指标有可分配和不可分配两类。如系统的质量,在经过分析或类比有关设计后,可向低层次逐层分配,为可分配参数。而如贯彻标准化、通用化、系列化、组合化的要求将直接用于有关组成部分,并不分配或不可分配。可分配战术技术指标还分为直接



分配类和间接分配类。前者如火炮从接到战斗命令,到完成一切射击准备的反应时间,可直接按一定比例分到有关组成环节上;后者如射程、环境条件,要通过各种可能措施的分析,选定有关组成的设计参数。战术技术指标的分解、转化都将从分析、分配过程中找出实现战术技术指标的关键和薄弱环节。

战术技术指标分解、设计参数的确定与系统组成的选定是密切相关的,实际上是对组成方案的分析和论证,并在各组成的软、硬特征上进一步细化和确定。这项工作是由总设计师统一组织,在组成系统的各层次,由各级设计师同时进行的,是火炮方案设计、总体设计的重要环节。

系统中指标分配主要是射程与射弹散布、反应时间、射击诸元求解与瞄准误差、射速、质量等等,通过分配将基本确定火炮的软、硬特性。

战术技术指标分解与转化后应形成一个火炮按组成层次形成的技术设计参数体系,它将反映指标分配与方案论证的过程,是火炮设计的基础,也是制订各层次设计规格书的基础。

3. 火炮的原理设计

与火炮组成和战术技术指标转化工作同时进行的工作是原理设计,主要解决:

(1) 火炮各功能组成间能量、物质、信息传递的方向和转换,各功能组成间的界限与接口关系;

(2) 系统的逻辑与时序关系;

(3) 模型或软件的总体设计。

火炮的各功能结构在工作时要按一定的顺序,有一定的持续时间,与其前行或后继的功能结构间有能量、物质、信息等的传递和转换。在功能组成设计、战术技术指标分解的同时,必须将各功能组成的上述关系一一弄清,才能形成完整的火炮功能,包括各种工作方式的设计。

以现代自行加农榴弹炮为例,它由火力、火控、底盘三个主要分系统和有关装置组成,包含有信息接收与发送装置、观察与瞄准镜、导航定位装置、火炮姿态测量装置、火控计算机、随动系统、全自动供输弹装置、弹丸初速测量与发射药温测量等传感器、引信装定装置、能源站、三防装置、灭火抑爆装置、战斗舱空调装置等等。在原理设计时要解决:

(1) 在全自动、半自动、手动三种工作方式时各有哪些功能机构参加工作,具有什么样的转换方式;

(2) 在各种工作方式下,包括信息传递、能源供应等在内各功能机构工作的顺序、时间分配;

(3) 有关信息的转换关系,如依据大地坐标求解目标射击诸元、构建何种模型、由何种途径变为火炮对射击平台的装定量;

(4) 火炮各功能机构与仪器用电体制的协调、器件选择、能源分配设计;

(5) 火控计算机工作内容、模型与软件设计原则;

(6) 功能结构件的软硬接口。



火炮原理设计主要以方块图表示,在各方块之间有表明传递性质或要求的连线,此外有流程或逻辑框图来表明工作逻辑关系。时序图是协调处理时间分配的主要手段。

4. 总体布置与结构设计

确定火炮的总体布置是各种火炮设计的重要环节,与火炮中主要装置或部件的结构、布局直接有关,应从火力部分以及一些最主要的关键装置或部件的结构选择开始。对自行火炮而言,首先是火炮及炮塔结构与布局,其次是发动机布局与底盘结构设计。如多管自行高炮炮塔是按中炮还是边炮布局,容纳几名炮手,对整个火炮形式与有关仪器设备的布局与联结均带来很大的不同。

火炮的总体布置要做到全系统的部件、装置在空间、尺寸与质量分布上满足火炮射击时的稳定,各部件受力合理等有关要求,还应使勤务操作方便,动力与控制信号传输路程短,安装、调试、维修方便并减少分解结合工作,减少不安全因素等。

要做到上述要求是不容易的,因为总体布局与有关结构设计是在有空间、质量等各种限制条件下进行的,许多要求之间是矛盾的。

在总体布置中各个装置或部件要考虑:

- (1) 各装置或部件的功能及相关部件的适配性、相容性;
- (2) 温度、湿度、污物、振动、摇摆等引起的影响;
- (3) 可靠性;
- (4) 安装方式与空间;
- (5) 动力供应;
- (6) 控制方式与施控件联系;
- (7) 向外施放的力、热、电磁波等;
- (8) 操作、维修、检测要求。

5. 火炮总体性能检验、试验方法及规程、规范的制定

火炮设计中对于人机工程、操作勤务、维修保养、安全与防护各方面要求,应有详细的设计规范或参考资料。

在结构设计时除使用计算机辅助手段设计平面布置图,各种剖视图、三维实体与运动图外,对特别难以布置或特别重要的结构布置,用按比例或同尺寸实体模型进行辅助设计是必要的。

五、火炮的总体设计的一般步骤

火炮的总体设计的一般步骤包括:

- (1) 分析战术技术指标;
- (2) 根据战术技术指标划分功能组成,确定产品的组成层次;
- (3) 分解战术技术指标,拟定下属层次组成的设计参数和要求;



- (4) 进行工作原理与结构布局设计;
- (5) 对方案进行评价、决策;
- (6) 编制总体设计文件。

由于火炮的特殊性和设计要求,研制中总体设计任务贯穿在研制的各阶段中,并且根据需要设置若干评审决策点,以确保研制工作正常进行。

6.4 火炮总体设计方法与技术

火炮总体设计的方法与技术是以基础理论、通用技术为基础,结合火炮的特点应用而形成的。

6.4.1 系统工程理论与方法

系统工程用于火炮设计,其基本思想是将设计对象看成系统,确定系统目的和功能组成,并对组成结构进行优化,制订计划予以实施(制造)并进行现代管理。系统工程有几个重点,一是对设计系统的分析,明确设计要求;二是通过功能分析提出多个方案;三是对方案进行优化与综合评价决策。

上述几点中,系统分析是系统工程的重要组成部分,其目的是“对设计对象从系统观点进行分析与综合,找出各种方案供决策”,其步骤是:

- (1) 总体分析:确定系统范围与限制条件;
- (2) 任务与要求分析:要实现的系统范围及要完成的任务;
- (3) 功能分析:提出功能组成部分;
- (4) 指标分配:确定各功能组成要求及设计参数;
- (5) 提出各可能方案;
- (6) 分析模拟:分析有关因素变化对系统的影响;
- (7) 推荐方案;
- (8) 评价决策。

系统分析是运用系统概念对火炮设计问题进行分析,为总体设计确定科学的逻辑程序,也为技术管理提供协调控制的节点。

6.4.2 优化方法

优化技术的应用,主要是根据火炮战术技术指标,建立优化目标,根据实际可能情况,建立约束条件,应用最优化理论和计算技术,进行最优设计。



火炮的总体设计优化有两类不同性质的问题。一是根据战术技术指标设计原理方案时的优化；二是主要技术参数的优化。

原理方案的优化一般不易运用数学方法。而火炮的参数优化,由于战术技术指标的多目标性,设计参数众多而且参数与目标之间难以有确定的数学模型描述。当前一般采用综合优化方法。

综合优化方法包括:

(1) 制定明确的设计指导原则。从火炮综合性能的先进性出发,提出方案设计的指导原则,譬如重点部分全新设计,非主要部分用已有的方案设计,关键部分相对独立以便改进或更新等指导性原则。

(2) 对研制过程实行系统管理。从系统工程的角度对研制全过程实施动态控制,制定严格的研制程序,对关键研制点进行方案评审、筛选,对反馈信息迅速判定并设计更改;严格技术状态管理。

(3) 重视信息和专家的作用。方案论证和设计过程中以各种方式收集、识别、利用有关信息;采取各种方法充分利用专家经验。

(4) 进行定量分析与试验。对总体方案论证、参数设计中涉及的问题,根据实际状况采用各种定量择优分析方法,包括数学规划法,总体动力学分析与设计、仿真,模型试验等。

(5) 应用先进设计手段与理论。

以上可以说是对设计的过程控制。这与单纯的类比设计、经验设计有本质的不同。它已经把火炮设计从思想方法到过程控制纳入到现代设计方法学上来。

目前火炮某些重要部件或涉及总体有关的部分参数设计已在可能条件下应用了数学优化方法,主要使用非线性有约束离散优化方法,此方法在火炮设计中的运用正在逐步扩展。

试验优化方法主要用在新产品或新组成研制中,因机理不完全清楚,或设计经验不足,各参数对设计指标影响灵敏度难以确定,其一般做法是制造样机或模拟装置,经过多次试验、修改而确定方案;或者按试验数据构造一个函数,求该函数的极值。所以,火炮的优化设计在全过程中仍然是多种途径并行的综合过程。目前仍在进一步的研究和探索。

6.4.3 火炮动力学仿真

火炮动力学仿真是在计算机和数值计算方法发展的条件下形成的一门新学科。我国在火炮中使用动力学仿真代替刚体静力学分析是从20世纪80年代开始的。目前火炮的动力学分析、动力学设计、动态模拟和动力学仿真以及有关的试验、测试研究已具备了相当的水平,对火炮的研制、开发起到积极的推动作用。

在总体与重要构件设计中,动力学仿真主要解决以下问题:

(1) 已知力的作用规律和火炮的结构,求火炮一定部位的运动规律;



- (2) 已知力的作用规律和对火炮运动规律的特定要求,对火炮结构进行修改或动态设计;
- (3) 已知力的作用规律和火炮的结构,求力的传递和分布规律。

如自行火炮行进间射击时,对路面的响应对射弹散布影响分析;火炮动态特性优化设计;以减小火炮膛口动力响应为目标(跳动位移、速度,侧向位移、速度,转角及角速度等),找出主要影响因素,进行结构的动态修改。

在建立了模型和相应的计算软件后,可对火炮的运动进行仿真模拟,进而进行其他相应分析。

火炮动力学分析已成为火炮设计的重要基础,对它的研究备受重视。如有限元法和多体系统的动力学方法的研究;火炮动力学试验研究中新的测量仪器和方法的研究;影响弹丸起始扰动的因素研究等。火炮动力学的进展将使火炮有关的分析和设计更加符合实际。

6.4.4 计算机辅助设计(CAD)

计算机辅助设计(CAD)是现代火炮研制开发的重要手段。随着计算机的日益普及,有关软件、硬件支撑系统的不断升级与扩充,目前火炮研制中广泛地采用了CAD技术,基本实现了无纸化设计。

火炮CAD技术应用主要内容是:建立火炮图形库、数据库,利用计算机进行火炮总体结构设计(造型)和火炮结构设计,以及系统评估。

CAD技术在火炮中应用的关键技术主要有:火炮设计、火炮动力学分析、火炮系统评估等应用程序与图形软件的接口技术,火炮三维实体建模与造型技术,火炮参数设计技术(火炮结构设计标准化,保留设计过程,用若干组参数代表结构,即结构参数化)以及图形库与模型库的保护与管理技术等。

当前在火炮的总体方案论证和结构方案设计上,开发研制了一大批适用的软件包,如内、外弹道设计与分析,装药结构设计分析,火炮发射动力学分析及仿真,火炮结构动态设计,火炮重要部件的计算分析与优化设计,三维实体建模,专家系统和应用程序,火炮效能分析、评价等等,并相继建立了配套的数据库和图形库。这不但提高了火炮的研究和设计工作的效率与质量,也给火炮设计、研究工作的进一步现代化提供了良好的条件。

6.4.5 可靠性设计

火炮系统可靠性的重要性越来越突出,甚至在某种情况下宁肯降低一些系统的作战性能也要提高系统的可靠性。广义可靠性包括可靠性、维修性、测试性、安全性和保障性,有时将安全性包含在可靠性中,而将测试性包含在维修性中。可靠性是系统固有属性,主要是设计出来的,在制造中实现的,在使用中表现出来的。可靠性设计将渗透到工程设计的全过程。



火炮系统可靠性设计技术,一般包括火炮系统可靠性分析、火炮系统可靠性指标分配、火炮结构可靠性三个方面。

火炮系统可靠性分析,主要采用故障模式及影响分析法和故障树分析法。

火炮系统可靠性指标分配,主要是根据各分系统的重要性、复杂性、技术成熟程度、技术力量等因素,将系统可靠性指标合理地分配到各分系统即零部件上,保证完成后的整个系统满足可靠性指标的要求。

火炮结构可靠性,是保证系统满足可靠性指标要求的基础。在零部件设计时必须考虑提高可靠性的措施。提高可靠性的措施主要有如下几个方面:

- (1) 简化结构,减少系统构成;
- (2) 采用冗余设计;
- (3) 负荷减额设计;
- (4) 结构强度概率设计;
- (5) 稳健性设计;
- (6) 零件标准化、通用化设计;
- (7) 安全保险装置设计;
- (8) 调节环节设计;
- (9) 局部更换重要件,延长系统寿命;
- (10) 自由行程设计;
- (11) 防护装置设计;
- (12) 运动平稳性设计;
- (13) 合理设计剩余能量,减少撞击;
- (14) 减振设计;
- (15) 放松设计;
- (16) 人机环工程设计。

6.4.6 轻量化技术

火炮的威力与机动性是一对相互制约的矛盾,随着威力的不断提高,火炮质量和体积都会增加,从而降低机动性。火炮总体设计中,解决火炮威力与机动性之间的矛盾是其永恒的主题。

火炮总体设计时不可避免地要受到一些限制,尤其是对火炮的尺寸和质量以及防护性能的限制。当前,我国对火炮的尺寸和质量的限制主要是由于火炮常常需要经铁路和公路输送。铁路上的限制主要指桥梁和隧道的高度、平板车的宽度以及正常的两列火车错车时的限制。公路输送时的主要限制来自火炮自身的质量。限制火炮质量的因素是公路桥梁的负载强度。在战区内,火炮能通过的桥梁越多,其机动力越强。火炮越重,它需要工程保障部队提供的架



桥设备就会更强更重。在铁路和公路输送的尺寸限制之内,要最大限度地降低火炮的高度,使其侧影尽可能低,使其目标尽可能小。这一点具有重要战术意义。此外,火炮质量也是越小越好,这样有利于将火炮运动体承受的压力降到最低限度,对提高火炮的通行能力有重要影响。火炮的战略机动性能,主要决定于铁路和公路运输对火炮外部尺寸的限制。火炮的战术机动性能,主要指火炮在战区内靠自己的动力,在一定的距离上行驶的能力,战场机动力是很容易理解的。它包括灵活地进入和撤出发射阵地,快速地跃进和敏捷地更换隐蔽地。很明显,火炮暴露于敌人火力之下的时间的长短与它的战场机动力密切相关。决定机动性能的主要因素首先是发动机输出功率与质量之间的关系。被称作功率质量比。其次,是悬挂系统的减震性能和保证越野平稳,使乘员不致过于疲劳的能力。第三是履带或车轮的设计,它决定着对地面的附着力以及对地面的压力。最后,是通过壕沟、坡道和断崖的能力。为获得最佳战术机动性能,设计人员要求履带或车轮能经受长距离的道路行驶,而又不破坏路面和阻碍后续部队的行动。还要求它不破坏传动比,以保证持久的高速度。为获得最佳战场机动力,设计人员又要求传动比高,以便能提供良好的加速性能和爬坡性能。这都是战场上不可缺少的条件。悬挂系统的高度精密的控制能力,对其火炮的瞄准是必不可少的。保证乘员能够经受高速越野行驶的性能,仍是十分重要的。这对持久地越野行驶,仍然是个决定因素。

当前,对于我国的空降兵所需求的火炮,要满足空降的要求。若干年后,随着国防现代化的发展,无论是战略机动,还是战区机动,就不仅仅是铁路和公路输送,也要进行空运、空吊和海运等方式,对火炮的轻量化将提出新的要求。

轻量化技术就是在满足一定的威力需求下,解决使用方对火炮的质量和体积的要求,并取得良好的射击效果。轻量化技术是火炮总体设计中自始至终必须考虑的主要技术之一。

火炮设计,也像一般机械产品设计一样,是始于结构终于结构的设计。轻量化技术中一个十分重要的途径就是创新的结构设计,如新颖的多功能零部件的构思,一件多用,紧凑、合理的结构布局,符合力学原理的构件外形、断面、支撑部位及力的传递路径等。采用新结构原理,如下架落地、新型炮口制退器、前冲原理、新型反后坐装置、减小后坐力等。一个开放的系统,结构方案无穷多,可以在规定的约束条件下,进行多方案的优化。由于仿真技术、可视化技术和虚拟现实技术的发展,创新的结构设计完全可以少做乃至不做实物模型,而用计算机进行各种分析与试验,从而经过优化与权衡,选取较优的方案。结构优化设计,尤其是基于应力流的结构拓扑优化设计和基于结构刚度的结构优化设计,在结构轻量化中将起到积极作用。

火炮的各种构件都要承受发射时火药燃气产生的作用力,或经过各类缓冲装置减载后传递下来的力。减小后坐力是轻量化技术的一个主要方面,尤其是自动炮设计,始终将减小后坐力作为一项关键技术,目前普遍采用浮动原理来减小后坐力。当前火炮普遍采用反后坐技术,由此引起火炮结构的一系列变化,发明了许多新结构、新装置。同时普遍采用炮口制退器,且效率有增大的趋势。随着效率的增加,噪声和冲击波的超压值对炮手和暴露的装置、设备的有害影响一直困扰着火炮的设计,需要研制新的防护装置和寻求减少、抑制负面影响的新原理、



新结构。对于有运动体的火炮,除了承受发射的载荷以外,还要承受运动时不同路面、不同运动速度产生的载荷,它一方面影响运动体的刚、强度,另一方面还影响到装在火炮上的仪器、仪表、装置、设备的正常工作和连接。

轻量化技术中具有举足轻重的一项技术是材料技术。合理选择优质高强度合金钢、轻合金材料、非金属材料、复合材料、功能材料和纳米技术材料是有效的技术途径。美国、原苏联以及西方发达国家早就在炮架上采用了铝合金、钛合金,一些火炮构件上还采用工程塑料和复合材料,我国在轻武器和迫击炮上也成功地应用材料技术以达到减重的目的。关注材料科学的发展、发挥材料科学技术的推动作用、研究新型材料的应用和它的加工工艺,是一项十分重要的工作。

6.4.7 火炮总体布置技术

火炮零部件以及相互协调配合决定火炮性能。火炮总体布置就是从火炮的整体性能要求出发,进行总体安排,协调各零部件之间的关系,将设想变为具体设计方案,以寻求最有利的设计方案。

在火炮总体布置时受到一些限制,尤其是对火炮的尺寸和质量以及防护性能的限制。在火炮总体布置时,在满足总体战术技术要求的前提下,应尽可能考虑一些特殊限制,合理设计结构。

一、质量估算

质量估算一般利用金属利用系数和质量分配系数进行。质量分配系数

$$\epsilon = \frac{m_0}{m_Z}$$

$$\epsilon_i = \frac{m_i}{m_Z}$$

式中 ϵ ——后坐部分质量分配系数,一般简称为质量分配系数;

ϵ_i ——第 i 个零部件质量分配系数,也有以后坐部分质量为基准,定义其他零部件质量

$$\text{分配系数: } \epsilon'_i = \frac{m_i}{m_0};$$

m_0 ——后坐部分质量;

m_Z ——火炮战斗状态质量;

m_i ——第 i 个零部件质量。

1. 全炮战斗状态下质量(全炮重)

根据炮口动能 E_0 ,参考现有同类火炮金属利用系数 η_E ,选取火炮金属利用系数 η_E ,利用金属利用系数估算全炮战斗状态下质量(全炮重),即



$$m_z = \frac{E_0}{\eta_E}$$

或者根据火药气体作用全冲量 I_p , 参考现有同类火炮冲量系数 $\eta_i = 30 \sim 70$, 选取火炮冲量系数 η_i , 利用火炮冲量系数估算全炮战斗状态下质量(全炮重), 即

$$m_z = \frac{I_p}{\eta_i}$$

2. 火炮各部分质量

后坐部分质量, 可以利用质量分配系数 ϵ 来估算

$$m_0 = \epsilon m_z$$

一般质量分配系数 $\epsilon = 0.3 \sim 0.5$ 。可以证明, 当 $\epsilon = 0.5$ 时, m_z 最小。此时, 炮架质量等于后坐部分质量。一般炮架质量 m_j 也可以利用炮架金属利用系数 η_j 和后坐动能 E_T 来估算

$$m_j = \frac{E_T}{\eta_j}$$

炮身质量, 可以利用质量分配系数 ϵ_{ps} 来估算

$$m_{ps} = \epsilon_{ps} m_z$$

也可以利用后坐部分质量来估算

$$m_{ps} = \mu m_0$$

式中比例系数 μ 与后坐部分的组成, 一般 $\mu = 0.85 \sim 0.97$ 。

二、总体尺寸确定

1. 火线高

火线高是指火炮在战斗状态, 射角 $\varphi = 0$ 时, 炮身轴线距水平地面的距离。火线高的确定, 主要考虑发射时的稳定性、作战时的隐蔽性、开关门时的方便性、后坐不碰地、行军稳定性、结构布置的可能性等。

2. 质心位置

火炮质心位置是指火炮在战斗状态, 射角 $\varphi = 0$ 时, 火炮质心到前后支点的距离。火炮质心位置的确定, 主要考虑发射稳定性、机动性、抬架力、放列性等。

3. 后坐长

后坐长是指火炮后坐部分最大后坐距离。后坐长的确定, 主要考虑后坐力、射速、后坐不碰地等。

4. 耳轴位置

耳轴位置是指火炮耳轴中心到支点的距离, 以及耳轴中心到炮尾后端面的距离。耳轴位置的确定, 主要考虑与火炮质心位置、后坐长的协调, 射界、瞄准的轻便性, 摇架和上架的结构等。

5. 辙距和最低点距地高



辙距是指火炮行军状态时,火炮左右车轮中心线间的距离。最低点距地高是指火炮行军状态最低点距离地面的最小距离。辙距和最低点距地高的确定,主要考虑火炮宽度、方向射界、行军侧向稳定性、行军通过性等。

6. 极限尺寸

极限尺寸是指火炮行军状态和战斗状态外形的最大长、宽、高。极限尺寸的确定,主要考虑火炮行军通过性、运输性、隐蔽性等。

三、各部件的布置与协调

火炮和其他机械产品一样,是由许多零、部件有机组合而成的整体。火炮性能的好坏不仅取决于各零部件本身的性能,在很大程度上还取决于各零部件的相互协调和配合。因此在决定各零部件的结构和有关参数时,必须从火炮的整体性能要求出发,首先进行总体安排,协调各零部件之间的关系,即进行总体布置。

总体布置的目的是将对整炮的设想变成具体的设计方案,同时也是为了校核初步选定的各零部件的结构和尺寸是否符合整炮尺寸和参数的要求,以寻求最有利的设计方案。总体布置的依据是战术技术要求。总体布置的主要工作内容是全炮的结构设计和接口设计。

起落部分布置主要是反后坐装置和摇架相对炮身位置的确定,同时考虑高低机齿弧和耳轴在摇架上的布置位置。

反后坐装置的布置位置直接影响到后坐部分及起落部分的质心位置,从而影响射击时炮身、摇架和高低齿弧的受力,同时影响摇架的结构和火线高等,还要考虑留有适当的空间安置必要的装置等。在确定后坐部分质心位置时,为减小炮身和炮架等的受力,应尽量使之接近膛轴线,以减小动力偶矩;在满足总体布置其他要求的情况下使质心后移,有利于减小起落部分的重力矩。反后坐装置相对炮身的布置位置基本有下列三种,即反后坐装置布置在炮身的上、下方,或全部布置在炮身的下方,或全部布置在炮身的上方,在满足全炮综合性能的前提下,尽量使结构布置紧凑。

摇架上耳轴的位置不同,会影响高低机齿弧的受力、射击精度和后坐(是否容易碰地)。

回转部分布置主要是高低机布置、方向机布置、平衡机布置等。

高低机布置包括高低齿弧的位置、传动机构和手轮位置的确定。同时需要协调布置空间所涉及的部件(如摇架、上架、方向机和平衡机等)之间的关系。手轮的位置必须按照人机工程原理,满足操作方便的要求。现代火炮均采用两个瞄准具,直接瞄准具和间接瞄准具。为不使两个瞄准具相互妨碍操作,应将其左右、前后均相隔一定的距离布置。常将直接瞄准具放在外侧,间接瞄准具放在内侧。方向机布置应根据所需的方向射界、瞄准速度和驱动方式来确定。平衡机布置主要是确定支点位置、放置状态,力求减小手轮力,同时考虑使结构布置紧凑和减小平衡机质量。

对自行火炮,还应考虑炮塔的布置、火力控制和通信系统布置、底盘系统的布置等。



炮塔的主要功能是搭载成员和弹药、为各配套设备提供支座、承受射击时的载荷、为炮塔内的人员和设备提供防护等。因此要求炮塔必须满足功能要求、具备足够的刚强度、具有足够的防护能力、质量小等。

炮塔的布置,主要从行军通过性、隐身性、美观性等角度,考虑炮塔体外形的总体尺寸(长 \times 宽 \times 高)、炮塔前甲板与水平面夹角、前侧甲板与水平面夹角、侧甲板与水平夹角等。从稳定性角度,考虑炮塔质心位置、回转中心位置、耳轴中心位置等。从使用性角度,布置炮塔观察窗口、指挥塔、防护罩、舱门、炮塔吊钩和登车握把、工具筐等。

自动炮座圈采用大座圈,保证乘员有较大的活动空间,便于战斗操作。炮塔座圈采用气密袋结构形式,能在车内快速充气密封。活动防盾与托架间采用气密袋结构,充气密封。

吊篮的主要作用是作为炮塔的内支撑,安装各部件。吊篮的布置主要考虑紧凑性、可达性、与其他部件的接口,以及人机工程要求。各组件一般单层排列,避免了交叉拆卸。各组件可以上下布置,也可以内外布置。各组件尽可能符合标准化与互换性的要求,优先考虑采用标准件和通用件。维修工具为常用工具,减少维修内容,降低维修技术要求。采用模块化结构。吊篮的各部件尺寸都是符合人机工程要求、维修方便、可靠的。炮长、瞄准手座椅可以前后、上下调节,装填手座椅可以折叠,作战时可取下。

炮塔内弹药的布置是在满足总体携弹量的要求前提下进行的,主要考虑有利于安全性、有利于供输弹操作、有利于提高射速、有利于利用空间、有利于补弹等。

辅助武器是自行火炮上必不可少的重要组成部分。一般配备 12.7 mm 高平两用枪,枪塔可 360° 回转,具有猛烈的对地面和对空射火力,特别是能用接近垂直于地面大仰角射击。炮塔两侧装甲板上分别布置多具烟幕弹发射器。自动步枪作为乘员的自卫武器按编制配备,战斗仓内留有固定位置。

自行炮火控系统一般包括有火控、随动、通讯等部分。火控部分由火控计算机、炮长显控台、横倾/纵倾传感器、惯性导航系统(包括里程计、高程计)、瞄准手显示器与装填手显示器、卫星定位系统、直瞄镜和激光测距机等组成。随动部分由方位/高低传感器、随动控制箱、交流伺服驱动器、执行电机、半自动操纵台等组成。通讯部分由数传电台、无线电话、通讯控制器、车通等组成。视实际需要,上述内容可以增、删、改。

火控系统主要功能是自主定位定向导航、解算诸元、自动操瞄和自动复瞄、直瞄、数传通讯、系统自检。

炮长显控台一般采用计算机控制,设操作键盘和显示器。软件的功能应齐全,操作界面应友好,操作键盘尽可能简化。

火控计算机主要完成操瞄解算、随动控制等工作。火控计算机要求运算速度快,工作可靠,环境适应性强等。

定位定向一般可采用惯性导航系统和卫星定位系统组合完成。惯导系统安装在炮塔上。惯导系统配有里程计和高程计,具有自主寻北和自主导航功能。卫星定位系统一般采用双星



(GPS/GLONASS)定位仪。作战使用时,火炮可自主定位定向。在卫星信号不能利用时,火炮可在测地分队标定的基准点获得惯导系统的位置初始值。

随动控制箱主要完成自动/半自动调炮方式的切换和与随动系统有关的逻辑判断和控制。半自动操纵台要求其输出特性应能控制火炮低速平稳运动。一般操纵台的右操纵手柄上设击发按钮,左操纵手柄上设激光测距按钮。操纵台上还设有随动系统的有关开关。

通讯电台选用高性能电台和通讯控制器,无线电话车内通话器性能可靠。

直瞄镜一般采用激光测距机与光学瞄准合一型。激光测距机与火控计算机有通讯接口。激光测距按钮安装在半自动操纵台上。直瞄镜同时保留手动装表功能。

姿态传感器主要是姿态角传感器。一般高低传感器采用多级旋转变压器;方位传感器采用粗精组合自整角机。

瞄准手显示器采用数码管显示,一般应具有自动调炮时实时显示火炮当前指向与到位值的偏差量,手动间瞄时显示周视瞄准镜和瞄准具的装定诸元,手动直瞄时显示直瞄镜的装定值,需要时射击前显示射击倒计时,装填手显示器采用数码管显示弹种、装药号、引信等参数等功能。

自行火炮的底盘系统,一般是选用现有底盘,只根据实际要求对其做适应性改进。

对底盘系统总的性能要求主要包括底盘自身质量,底盘承载能力,外廓尺寸(车体总长、车体高、车体宽度),回转中心位置、可靠性、维修性、保障性、环境适应性等。

底盘系统主要包括:动力装置、传动装置、行动装置、动力传动辅助系统、行军固定器、灭火及灭火抑爆系统、三防装置。

车体设计,主要从实用性出发,根据总体性能要求,在保证满足强度和刚度要求的前提下,对底甲板、发动机支架、平衡肘支架、诱导轮支架、侧传动支架、传动装置支架等做改进性设计。

动力仓布置直接影响全炮布置及性能。动力仓布置可以发动机前置,也可以发动机后置。发动机前置有利于传动系统布置,有利于发射系统布置和补弹,但是对射击稳定性不利,并且炮口离车体较近,炮口冲击波对车体及成员影响较大。发动机后置对射击稳定性有利,炮口冲击波对车体及成员影响较小,但是不利于传动系统布置,不利于发射系统布置和补弹。目前一般都采用发动机前置方式。动力仓布置还应考虑降低车体高度、保证具有足够的战斗室空间,以及发动机进气口和出气口的布置、发动机的散热等。

动力装置主要根据所需额定功率和最大扭矩等性能要求选择发动机型号。发动机进气口的布置要考虑防尘等,一般都采用空气滤清器,对水陆两栖型还要适应水中浮渡或潜渡要求。发动机排气管路的布置要考虑对驾驶员工作环境的影响。发动机的散热可以采用水箱、散热器、冷却风扇等。

传动装置目前广泛采用液力传动装置。

行驶装置主要包括悬挂系统和车轮(对履带式自行炮,包括主动轮、负重轮、诱导轮、履带板、平衡肘及履带调整器等)、缓冲器和减震器、转向操作系统和制动操作系统等。



行军固定器可以是人工操作或遥控自动操作。

动力舱必须设置灭火系统,战斗舱必须设置灭火抑爆系统。灭火抑爆系统一般包括自动灭火瓶及控制装置,以及手动灭火瓶。动力舱灭火系统控制装置一般安装在驾驶员处。战斗舱灭火抑爆系统控制装置一般安装在炮长处。

核生化“三防”装置,一般采用集体“三防”方式。集体“三防”装置,由辐射报警仪、三防控制盒、含磷毒剂报警器、增压风机和滤毒罐等组成。一般“三防”和灭火控制盒放在驾驶舱,三防和灭火报警信号通过电旋连至炮长操控面板,通过告警灯指示给炮长。抑爆控制盒和探测器安装在炮塔,抑爆灭火瓶放于底盘,通过电旋与抑爆控制盒相连,三防控制盒的风扇、毒剂报警和辐射报警信号线通过电旋与炮塔的排风扇关闭机和控制盒相连。



主要参考文献

- 1 《21 世纪初科学发展趋势》课题组. 21 世纪初科学发展趋势. 北京: 科学出版社, 1996
- 2 王道宏. 现代火炮工程实践. 北京: 国防工业出版社, 1997
- 3 《兵器工业科学技术辞典》编委会. 兵器工业科学技术辞典, 火炮与发射装置. 北京: 国防工业出版社, 1992
- 4 王靖君, 赫信鹏编著. 火炮概论. 北京: 兵器工业出版社, 1992
- 5 路德维希·施蒂费尔编. 火炮发射技术. 杨葆新等译. 北京: 兵器工业出版社, 1993
- 6 慈云桂主编. 中国军事百科全书, 军事技术基础理论分册. 北京: 军事科学出版社, 1993
- 7 戚昌滋主编. 现代广义设计科学方法学. 北京: 中国建筑工业出版社, 1987
- 8 戴成勋, 靳天佑, 朵英贤主编. 自动武器设计新编. 北京: 国防工业出版社, 1990
- 9 芮筱亭著. 多体系发射动力学. 北京: 国防工业出版社, 1995
- 10 M A 马蒙托夫著. 气流的某些问题. 王新涛等译. 北京: 国防工业出版社, 1959
- 11 华东工学院 103 室. 内弹道学. 北京: 国防工业出版社, 1977
- 12 金志明, 袁亚雄编著. 内弹道气动力原理. 北京: 国防工业出版社, 1983
- 13 伊玲益编著. 炮身设计. 北京: 国防工业出版社, 1977
- 14 于道文, 赵泽全等编著. 自动武器学(固体力学分册). 北京: 国防工业出版社, 1990
- 15 才鸿年, 张玉成, 徐秉业, 黄毓秀编著. 火炮身管自紧技术. 北京: 兵器工业出版社, 1997
- 16 何志强等编著. 航空自动武器设计手册. 北京: 国防工业出版社, 1990
- 17 George M Chinn 主编. 枪炮自动原理. 后字 418 部队编译. 北京: 国防工业出版社, 1974
- 18 韩魁英等编著. 火炮自动机设计. 北京: 国防工业出版社, 1988
- 19 中国人民解放军后字 412 部队. 火炮设计手册. 1975
- 20 高树滋, 陈运生, 张月林, 郑建国编著. 火炮反后坐装置设计. 北京: 兵器工业出版社, 1995
- 21 孙远孝, 潘学文编著. 炮架与总体设计. 北京: 国防工业出版社, 1988
- 22 梁世瑞编著. 现代火炮自动机技术. 北京: 兵器工业出版社, 1995
- 23 B B 奥尔洛夫编著. 炮身构造与设计. 王天槐, 刘淑华译. 北京: 国防工业出版社, 1982
- 24 马福球, 陈运生, 朵英贤主编. 火炮与自动武器. 北京: 北京理工大学出版社, 2003
- 25 李鸿志等著. 现代兵器科学技术. 济南: 山东人民出版社, 2003

阅读此文的还阅读了：

- 1. [火炮结构强度相似模拟参数设计](#)
- 2. [火炮模块化设计理论及其数据库的研究](#)
- 3. [一样的坦克更大的火炮](#)
- 4. [火炮的口径和系列——兼谈对我军火炮设计生产的影响](#)
- 5. [火炮发射冲击仿真试验设备的设计及实现](#)
- 6. [某型火炮空投试验平台设计研究](#)
- 7. [“斯崔克”火炮怒射](#)
- 8. [系统动力学键合图理论在火炮机构设计中的应用](#)
- 9. [古代火炮的发展](#)
- 10. [火炮家族四大天王](#)
- 11. [第二卷:火炮](#)
- 12. [迷宫理论与设计\(上\)](#)
- 13. [火炮炮膛擦拭](#)
- 14. [我的火炮有脾气](#)
- 15. [一样的坦克更大的火炮](#)
- 16. [火炮身管强度设计理论和安全系数的研究](#)
- 17. [抗爆设计基本理论概述](#)
- 18. [除了坦克、火炮和导弹](#)
- 19. [与火炮的战斗](#)
- 20. [芬兰火炮博物馆\(下\)](#)
- 21. [抗爆设计基本理论概述](#)
- 22. [火炮炮膛擦拭](#)
- 23. [“多拉”火炮的盛衰](#)
- 24. [火炮界出了新领袖](#)
- 25. [火炮家族四大天王](#)
- 26. [基于虚拟样机技术的火炮炮门冲击试验台理论设计](#)
- 27. [浅谈绿色设计的基本理论](#)
- 28. [某轮式自行火炮弹道-火炮一体化优化设计](#)
- 29. [正交试验设计的基本理论](#)
- 30. [火炮竞技场](#)
- 31. [分形理论在火炮自动机故障诊断中的应用](#)

- [32. 假火炮战机](#)
- [33. 浅谈火炮自动装填机构的设计](#)
- [34. 战争之神——火炮](#)
- [35. 火炮与导弹装备](#)
- [36. 火炮设计理论教学新体系探索](#)
- [37. 基于LOGO!控制器的二自由度教学火炮设计](#)
- [38. 基于LOGO! 控制器的二自由度教学火炮设计](#)
- [39. 玩转手中的火炮 《坦克世界》 中的火炮浅谈](#)
- [40. 火炮力学相似模拟模型设计](#)
- [41. 拜占廷火炮研究](#)
- [42. 火炮,战争之神](#)
- [43. 火炮身管自动爬行器设计](#)
- [44. 火炮发射冲击仿真试验设备的设计及实现](#)
- [45. 某型火炮射击训练模拟系统软件设计简介](#)
- [46. 用敌人的火炮打败敌人](#)
- [47. 野外火炮内膛清洗装置的设计](#)
- [48. 基于LOGO! 控制器的二自由度教学火炮设计](#)
- [49. 基于两相流理论的火炮内弹道设计方法及其在新型装药设计中的应用](#)
- [50. 瑞典“阿契尔”火炮系统进入详细设计阶段](#)