

# 基于 ADAMS 的压力机动力学分析

研究生：张晓阳

指导教师：王兴松 教授

## 摘要

本文围绕徐州锻压机床厂的企业项目“JF75G-125型冲床优化设计”课题，运用多体系统动力学理论和方法，进行了高速闭式曲柄压力机的动力学仿真和动平衡优化设计的研究。采用振动及动态信号采集分析系统对JF75G-125型高速闭式曲柄压力机进行振动信号的测试、采集和分析。在此基础上，根据机身各部位的振动信号情况，分析压力机振动的规律和原因，研究了振动和噪声产生的机理，确定减小振动的方法和改进方案。

利用机械平衡的理论，比较了压力机的主要运动部件曲柄滑块机构的几种动平衡方案的特点，提出了对称布置的动力学平衡方法，研究其动平衡的机理。同时，根据曲柄压力机的结构特点，建立了含曲柄滑块机构的压力机动力学模型，运用四阶龙格—库塔法对机电系统的模型进行了动力学仿真。

建立了 JF75G-125 型曲柄压力机在机械系统动力学仿真分析软件 ADAMS 中的虚拟样机，进行多次仿真，通过改变机床各部件的动力学特性参数，得到了各个参数的动力学特性曲线，选择合适的动力学特性参数和多目标函数，运用多体系统动力学理论对机床进行分析优化、试验研究和仿真，提高机床的动力学性能，减小振动和降低噪声，实现机床工作状态趋于平稳。

分析了曲柄压力机的不同工况下的载荷特性曲线，构造了简化的载荷标准表达式。在空载、打桩、冲裁和拉深等工况下，对曲柄压力机的动力学模型分别进行了仿真，得出了机床的动态特性曲线。通过对模型优化改进前后的动力学仿真参数的比较，论证了对称布置动平衡方案的可行性、优越性。

**关键词：** 曲柄压力机，振动测试，多体动力学，动平衡，动力学模型，结构动态优化，仿真

# **Study on Dynamic Simulation of a Press Machine**

## **Based on ADAMS**

By ZHANG Xiao-yang

Supervised by Prof. WANG Xing-song

## **ABSTRACT**

Based on the enterprise project of *Research about dynamic optimization of the JF75G-125 type press* from Xuzhou Metal Forming Machine Tool Factory, the paper mainly studied the simulation and optimal design of a high speed O-Frame Slider-Crank Press machine by the Multi-Body System Dynamics. Punching machines can generate structure-borne impact noise, which severely affects the nearby environment. To begin with the analysis of punching vibration, based on the Dynamic Signal Analysis System Platform, vibration signals of the punching machine were measured from field experiment. considering the inertial impact of moving parts, The principle of punching vibration were studied, then the way to alleviate the vibration was presented.

According to mechanical equilibration theory, the characteristics of Slider-Crank Mechanism were compared and analyzed among several dynamic balance systems. Then the symmetry method for dynamic balance was presented on the basis of reverse one. Considering the equivalent circuit of the motor and press structure, the dynamical model was set up, and computer simulation was carried out by the forth order Runge-Kuta method.

The dynamics simulation software ADAMS(*Automatic Dynamic Analysis of Mechanical System*) has been used to simulate punching machine based on virtual prototype and to figure out some dynamics property curves which have great significance for dynamic optimal design. With proper natural parameters and multiple objective functions, the Multi-Body System Dynamics was applied in research on press model to lessen the vibration and noise accompanied with higher speed.

For easier calculation and analysis, the force curves of three typical processes (hammer, punching and drawing) were formulized. And the dynamic simulations were implemented in idle operating model and the three working conditions mentioned above.

Finally, through comparison of dynamics simulation parameters between improved and unimproved press model, the feasibilities and superiorities of symmetry method for dynamic balance are demonstrated.

**Keywords :** Slider-Crank Press, vibration measurement, Multi-Body Dynamics, dynamic balance, dynamics model, structure optimization, simulation

## 东南大学学位论文独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是我个人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。尽我所知，除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得东南大学或其它教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示了谢意。

研究生签名：张晓阳 日期：2007.3.25

## 东南大学学位论文使用授权声明

东南大学、中国科学技术信息研究所、国家图书馆有权保留本人所送交学位论文的复印件和电子文档，可以采用影印、缩印或其他复制手段保存论文。本人电子文档的内容和纸质论文的内容相一致。除在保密期内的保密论文外，允许论文被查阅和借阅，可以公布（包括刊登）论文的全部或部分内容。论文的公布（包括刊登）授权东南大学研究生院办理。

研究生签名：张晓阳 导师签名：王 日期：2007.3.25

## 第一章 绪论

### 1.1 论文的研究背景

随着现代科学技术的飞速发展和国际市场竞争的日趋激烈,机械产品正向高速化、精密化、柔性化、多样化方向飞速发展。21世纪的制造业,正从以机器为特征的传统技术时代,向着以信息为特征的技术时代迈进,即用信息技术改造和提升传统产业。经济全球化和世界市场一体化加速发展,不断加剧了制造商之间的竞争,提出了快速反应市场的要求,与之相适应,制造业对柔性自动化技术及装备的要求更加迫切而强烈。同时,微电子技术和信息通信技术的快速发展,为柔性自动化提供了重要的技术支撑,工业装备的数控化、自动化、柔性化呈现蓬勃发展的态势。众所周知,由于采用现代化的锻压工艺生产工件具有效率高、质量好、能量省和成本低的特点。所以工业先进的国家越来越多地采用锻压工艺代替切削工艺和其他工艺。锻压生产在工业生产中的地位越来越重要,锻压机械在机床中所占的比重也越来越大<sup>[1]</sup>。

世界锻压工业的柔性自动化发展不断加快。冲压设备广泛应用于汽车、航空、电子、家电等工业领域,其中,作为衡量一个国家工业水平的标志之一的汽车工业,被当今世界主要工业发达国家和新兴工业国家列为国民经济支柱产业,其发展主导了锻压技术及装备的发展,锻压技术的发展和进步基本围绕汽车工业的发展而进行。激烈的市场竞争促使汽车更新换代的速度明显加快,产品的市场寿命周期进一步缩短;与此同时,汽车变型品种日益增多,现代汽车工业生产日益呈现生产规模化、车型个性化,车型批量小、车型变化快、多车型共线生产、车身覆盖件大型化一体化的特征。传统的加工单一品种的刚性生产线显然已不适应这种特征和市场形势发展的要求,其升级换代产品具有高柔性和高效率的自动化锻压设备,成为世界冲压技术及装备发展的主要潮流。

近年来,国内经济持续高速增长,机械制造市场的迅速发展。汽车及其配件、家用电器、石油化工、电力设备、仪器仪表、机械制造、计算机、建筑等行业在发展过程中大量需求锻压机械。锻压在工业生产中占有重要的地位,采用现代化的锻压工艺生产工件具有效率高、质量好、能量省和成本低的特点。曲柄压力机是采用机械传动的锻压机器。通过传动系统把电动机的运动和能量传给工作机构,从而使坯料获得确定的变形,制成所需的工件。大量制造和使用曲柄压力机,已经成为工业先进国家的发展方向之一。我国已成为许多跨国公司的重要的生产基地,锻压机械设备有着广阔的市场。然而目前国内市场上,国产锻压设备的市场占有率却不高。长期以来,我国锻压机床制造业一直在开发低价位、低档次产品,处于落后水平,主要表现在质量不高,性能不好和品种不全等方面,由于品种规模较少,性能与国外设备差距较大,使得高、精、尖产品几乎被国外厂商所垄断。统计数据表明,目前我国锻压机械行业销售收入在500万元以上的企业约200余家,绝大多数为中小型企业,一半以上分布在江苏、山东、上海、浙江等省市。按产品种类分,生产机械压力机的企业占40%以上,生产液压机的企业占15%,生产剪切、弯曲、校正机的企业占30%左右,生产其它锻压设备的企业约15%。按产品数量计,高、中、低档构成比约为1:19:80,是典型的金字塔形,即低档产品为主占80%,中档产品不足20%,高档产品仅占1%而已。工业发达国家高、中、低档产品的构成比为1.0:6.5:2.5,呈现橄榄球状,即中档产品为主占65%,高档产品占10%,低档产品仅占25%。我国锻压机械行业与工业发达国家的差距显而易见。因此,我们应该加大资金投入,加速技术改造,加强科研创新,开发制造可靠性好、性能佳、技术含量高的优良锻压机床,提升国产锻压设备的竞争力,实现锻压行业飞速发展。

近年来,曲柄压力机正向着高速度、高精度、自动化和数控化的方向发展,但随着压力机向高速方向发展,振动和噪声明显加大,严重影响加工精度和劳动条件。因此,研究高精度、低噪声的高速精密压力机具有重要的现实意义。

## 1.2 国内外压力机的现状及其发展趋势

美国亨利拉特公司在 1910 年首创四柱底传动结构的高速压力机,迄今已有近 100 年的历史<sup>[1]</sup>。1953 年德国舒勒公司生产出 1250KN 闭式双点压力机,行程 20mm,行程次数达到 150 次/min<sup>[20]</sup>。1995 年以后,随着电机和电器工业的发展,各国纷纷研制高速压力机,出现了许多新的机型。在上个世纪,70 年代前压力机生产是“速度”的竞争。高速压力机的速度不断被刷新,如日本电产京利的 MACH-100 型超高速精密压力机在 100KN、8mm 冲程条件下,速度已达到 4000s.p.m<sup>[6]</sup>。80 年代后各高速压力机的生产厂家都很重视压力机的下死点动态精度,生产了一批高速精密压力机。如日本三菱公司生产的 HP 系列。超高速超精密压力机,采用可调式完全动平衡机构和滑块下死点位置自动检测及自动控制系统,使滑块在下死点的位置变动控制在 5 $\mu$ m 以内,在 300-1000 次/min 范围内高速运转时,机床振幅低于 50 $\mu$ m<sup>[20]</sup>。德国舒勒公司生产的 SA80 型 800KN 高速压力机采用预应力八面直角滚针导轨和平衡滑块式平衡装置,压力机运行平稳,动态精度高,被广泛用于电机定、转子片的级进冲压。20 世纪 80 年代中期出现了超高速超精密压力机,如日本栗本铁工所引进瑞士 ESSA 公司技术制造的 600KN 高速精密压力机,最高行程次数达 1500 次/min,加工零件的尺寸误差可控制在 10~20 $\mu$ m 以内。近年来,大规模集成电路和电器元件的生产进一步扩大,有力地推动了高速压力机的发展。高速压力机在 800~1000 次/min 的速度范围内加工精度已非常理想。

1982 年,济南铸锻机械研究所和北京低压电器厂共同研制了我国第一台高速压力机,公称力为 600KN,最高速度达到 400 次/min。目前,高速精密压力机正向数控化和柔性自动化的方向发展。我国的高速精密压力机与国际先进水平相比,还存在不少差距,表现为生产规模小,监测和实验手段落后,产品的工作性能和国际先进产品的差距较大。

### 1.2.1 国内外压力机的现状及发展趋势

尺寸与形状均趋于标准化和系列化的功能性冲压件,生产批量越来越大(如中小型电机的定子硅钢片、高压器硅钢片、刮脸刀、IT 芯片等),为了降低成本和提高劳动生产率,这类零件很适合在高速压力机上进行大量生产<sup>[1]</sup>。高速压力机带有自动送料装置,划分是否为高速压力机的标准有很多种。国内外有一些公司通常将高速压力机分为下述 3 个速度等级:主轴转速  $n > 1000\text{s.p.m}$  为超高速,  $n = 400 \sim 1000\text{s.p.m}$  为高速,  $n = 250 \sim 400\text{s.p.m}$  为次高速<sup>[7]</sup>。根据现代技术及发展趋势,考虑到高速压力机的滑块行程次数目前最高已达 4000s.p.m,可以将高速压力机分为以下三类:  $n \geq 1500\text{s.p.m}$ , 为超高速压力机;  $800 \leq n \leq 1500\text{s.p.m}$ , 为真高速压力机;  $250 \leq n \leq 800\text{s.p.m}$ , 为准高速压力机。随着压力机向高速方向发展,由此带来的振动和噪声明显加大,严重影响加工精度和生产条件。因此,研究高精度、低噪声的高速精密压力机具有重要的现实意义。

压力机的振动和噪声的产生有两个主要原因,一是回转部件和往复运动部件未得到良好的动平衡,主要包括曲轴和飞轮、曲柄滑块机构的不平衡;另一个是冲压过程的冲击力。由于冲裁力不可避免,降低和减轻压力机的冲击振动噪声主要从优化结构的角度进行考虑。在降低高速压力机的振动和噪声方面,国内外众多学者作了大量研究。1993 年,日本京都大学工学部吉村允校、东京农工大学堤正臣等<sup>[1]</sup>采用 CAE 方法对 C 型结构转塔冲床的减振降噪问题进行深入研究,通过有限元分析和实验研究,提出了“冲床载荷作用点与结构响应点间的声模态理论”,设计实现了“无振动”(Vibration-free) C 型冲床结构,极大地降低了振动。

最初,曲柄压力机产品中,下传动方式一直处于主导地位,如图 1-1(b)所示。其优点是下传动方式具有重心低、稳定性好、传动系统水平分力也比较小。其稀油循环润滑的传动系统均位于工作台下方,不会使润滑油滴到工件上,适用于食品、橡胶、纸、薄膜、塑料等产品加工行业中。但是,下传动高速压力机的往复运动部分的质量大,在高速运转时由于惯性力引起的问题越来越严重。产生的振动和噪声严重污染环境,并严重影响下死点动态精度。由此,上传动方式在高速压力机上得到发展,如图 1-1(a)所示。1953 年德国舒勒(Schuler)公司生产出首台 1250KN 闭式双点上传动高速

压力机。瑞士布鲁德勒(Bruderer)公司的 BSTA 系列、美国明斯特(Minster)公司的 Pulsar 系列以及日本会田公司的 AIDA-BRUDERER 系列 BSTA 型和 PDAL 系列等高速压力机均采用了上传动方式。

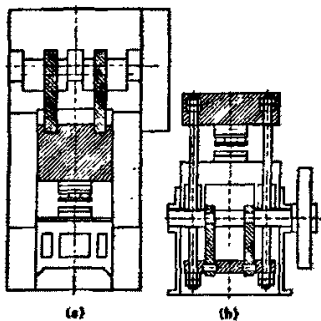


图 1-1 上下传动高速压力机

(a) 上传动 (b) 下传动

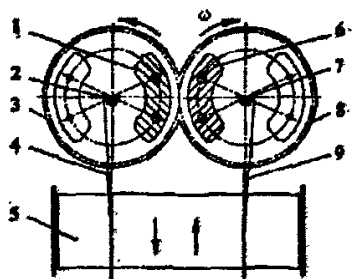


图 1-2 偏心平衡块式高速压力机

1.从动平衡块 2.从动曲轴 3.从动齿轮 4.从动连杆 5.滑块 6.主动平衡块 7.主动曲轴 8.主动齿轮 9.主连杆

目前,在结构平衡方面,已有很多较好的设计方案。西安交大的赵升吨教授,列出了多种已经成熟的动平衡结构,系统地研究了曲柄压力机的平衡装置及其特性<sup>[4]</sup>,以及噪声问题。图 1-2 所示为一种简单的不完全动平衡装置,在曲柄偏心的相反方向设置偏心平衡块,主要用来平衡曲柄连杆滑块部件所产生的旋转惯性力。这种平衡方式在上模发生变化或工作速度发生改变时,平衡效果会变差。文献[24]中提出了一种反向配置的副滑块平衡方式,在与主滑块对称 180°的位置一个曲柄滑块机构,以抵消主滑块所产生的动态惯性力。此种平衡结构主、副滑块作用在机身导轨上的侧向动态惯性力没有得到平衡,并产生扭转力矩,使机身倾覆趋势的振动。图 1-3 所示为日本 AIDA-BRUDERER 系列 BSTA 型的压力机平衡原理图。增加了一个行程调节装置,有很好的低速锻冲急回特性。在上模重量和滑块行程长度发生变化时,平衡受到的影响较大。图 1-4 为台湾瑛瑜精密工业股份有限公司的 Pirica HK-45 两点式双肘节高速精密压力机,垂直导轨 1 可以导引连杆 4 端部的导正销 M 直线运动。压力机运行过程中,连杆和 L 臂的运动趋势与滑块运动趋势相反,通过合理配置连杆和 L 臂的质量和质心位置可以起到平衡作用。由于是单一的曲柄连杆传动机构,曲柄连杆机构的动态惯性力和整个运动机构作用在曲轴上的水平惯性力无法平衡。除了支点 O 外,其它支点的水平惯性力自动相互抵消。系统对垂直方向的惯性力平衡效果理想,水平方向存在较小的动态惯性力。在压力机结构方面,国内外学者提出了很多结构方案,在零部件的布局方面也很重视。例如,徐州锻压机床的 JC23-63 系列开式可倾式压力机,采用反向气动拉杆和两侧布置气动弹簧的方法进行动力学平衡。文献[24]介绍了一种反向机构,对压力机进行近似动平衡。日本的 AIDA 系列闭式高速压力机,在反向机构的基础上,将调节装模高度的蜗轮蜗杆机构布置在上横梁上,极大地减轻了滑块的重量,有利于采用反向机构。此外,组合式飞轮、离合制动器,分布于压力机的两端,很好地提高了机床的动态稳定性。

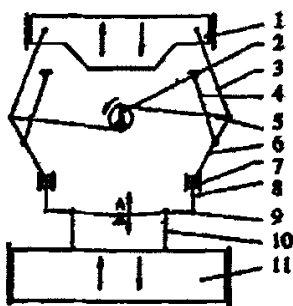


图1-3 AIDA副滑块高速压力机原理图

1.平衡滑块 2.曲柄 3.上连杆 4.上摆杆 5.连杆 6.中连杆 7.导向块 8.下连杆 9.调节杠杆 10.过渡连杆 11.滑块

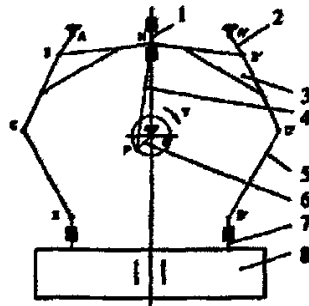


图1-4 瑛瑜PiricaHK-45二点式双肘节平衡机构

1.垂直导轨 2.摆杆 3.上臂 4.连杆 5.肘杆 6.曲柄 7.导柱 8.滑块

此外,国外学者提出了改变冲压过程中的冲裁力来降低高速压力机的振动和噪声。早在上世纪80年代,德国汉诺威大学的 Seidel 就试图通过改变滑块的运动规律,改变冲裁力变化曲线,降低冲裁过程的冲击振动和噪声<sup>[70]</sup>。实际上,采用冲击阻尼器降低冲击噪声的机理也是改变了冲裁力的变化曲线。随着伺服电机技术和功率电子技术的发展,人们研制了伺服电机直接控制的压力机,这为通过改变冲裁力曲线来降低冲压振动噪声提供了新的途径。日本 Kumamoto 大学的 M. Otsu 等人,采用这一技术,将冲裁过程分成两段,让滑块在被冲件断落前一刻,稍停片刻再继续冲裁,直至完成整个工作循环。这一变化大大改变了冲裁力的规律,极大的降低了冲击振动和噪声<sup>[71]</sup>。现在,很多压力机生产企业在开发新产品中开始注重有限元动力学分析,通过有限元分析,可以提高结构固有频率、避免机构不平衡引起的共振,改善压力机的动力学特性。

### 1.2.2 锻压技术的发展趋势

美国、德国、日本的汽车工业如此发达,得益于其锻压技术的领先地位。当前的世界锻压技术主要向以下几个方面发展:

#### 一、锻压设备自动化

##### (1) 冷冲压

根据不同种类的加工环境和条件,国外逐步发展了单机联线自动化和大型多工位压力机两大类汽车车身自动化冲压生产线。

单机联线自动化一般配置 5-6 台压力机,配备拆垛、上下料机械手,穿梭翻转装备和码垛装置,工件的上下料换向和双动拉伸必须用工件翻转装备。这种单机联线自动化冲压技术安全性高,冲压质量好,生产节拍最高为 6-9 次/分,设备维修工作量大。

八十年代中期,国外冲压技术发展大型三坐标多工位压力机自动化连续冲压,由拆垛机,大型压力机,三坐标工件传送系统和码垛工位组成,生产节拍达 16-25 次/分。其主要特点是:生产效率高,是手工送料流水线的 4-5 倍,是单机联线自动生产线的 2-3 倍;全自动化、智能化,输入要换模具的编号就可以自动快速换模,,换模的同时对多工位压力机运行特征作智能化调整;特别是配有电子三坐标送料多工位的压力机,可以根据模具随意调节运动路径和时间,不仅能冲压大型覆盖件,而且能冲压小型零件。当冲压小型零件时,送料距减短,节拍提高,通过合理的模具布置,可一次冲压 2-3 零件,具有充分的自由度,柔性极强。电子多工位送料压力机的优点是生产率高,工件处理最优化,工件转换迅速,维修量低,诊断性能好,成本低。美国的多工位压力机基本都采用了电子伺服三坐标送料。

大型多工位压力机集机械、电子、控制和检测技术为一体,全自动,智能化,操作安全,冲压件综合成本低,劳动生产率高,制件质量高,满足了汽车工业大批量生产的需要。并且,压力机自身的技术和性能,在近十多年的实践中得到不断完善和发展,如:拉伸工位采用变速多连杆机构,数控液压拉伸、现场总线控制技术等。

可进行柔性冲压生产的大型多工位压力机,代表了当今国际锻压技术的最高水平,是目前世界上大型覆盖件冲压设备的最高级发展阶段,也是车身覆盖件冲压成型生产的发展方向。

##### (2) 锻造

国外的锻造自动化取得了长足发展。现代化的大型自由锻造车间的锻造液压机、操作机、锻造吊车实现了联动控制,全部机械化,并配有锻件尺寸自动测量装置,锻造压机与操作机数控联动,锻造加热炉自动控制。中小型自由锻实现了压机与操作联动微要控制、计算机自动编程的自动程序锻造。

德国穆勒.万加顿公司开发研制了直接驱动的螺旋压力机,并组成全自动锻造线,最大吨位达到 25000 吨,主要用于中、重零件的模锻和精密锻造。

#### 二、高速化复合化相结合,提高加工效率

提高生产率是永恒的追求目标,各锻压厂家均致力于锻压机械的高速化研究,各锻压厂家均致力于锻压机械的高速化研究,在数控回转头压力机上,主要采用伺服控制的液压主驱动系统来提高

压机的行程次数。

在追求高速化加工的同时,还必须尽可能缩短生产辅助时间,以取得良好的技术经济效益。在数控压力机上配备伺服电机驱动的三坐标上下料装置,可使冲压中心实现高效板材加工。

将几种工艺或几个工序复合在一台机床上完成,是当前各类机床大幅压缩生产辅助时间,提高生产率的重要技术途径,在锻压机械上也得到了成功应用,效果十分显著。如:德国、美国、日本已相继开发出激光一步冲复合机,将模具冲切与激光切割有机地结合起来,工件一次上料即可完成冲孔、冲切、翻边、浅拉伸、切割等多道工序,最大限度地节省了辅助时间,特别适合孔型多而复杂的面板类工件的加工及多品种小批量板料加工。

### 三、锻压设备控制系统的发展趋势

锻压产品面临的重要挑战之一,是如何更具柔性,以适应“及时生产”的要求。压力机用户要求设备的所有控制功能集成化,从而实现全套模具的菜单化管理,主要包括滑块行程调整、平衡器气压的调整、气垫行程调整,以及自动化控制系统等各个环节的参数设定。

压力机控制系统的集成化,可通过单一操作接口实现所有压机和模具的各项控制功能,包括故障诊断、模具菜单配置、可编程限位开关和模具监控的调整等,并使设备的维修保养更加方便,而且明显增加压力机的有效工作时间。

具有现场通信网络、现场设备互联、互动操作性、分散功能模块、开放式互联网络的现场总线技术,是压力机控制技术的发展方向,对实现自动化具有明显推动作用。

### 四、注重环境保护是当今世界性的潮流

许多国外锻压设备愈来愈重视环保问题,如在数控转塔压力机上,工作台普遍采用柔性的尼龙刷支撑代替传统的滚珠支撑,以减少噪声污染;变速压机实现快速下降,慢速冲裁工件,快速回程,使振动和噪声大大降低。特别是欧洲市场,已基本贯彻 ISO14000 系列标准(环境管理、避免振动和噪音),锻压设备必须通过 CE 认证。

### 五、我国锻压工业的现状与发展对策

冷冲压方面,目前我国主要汽车生产厂,约有 90% 的冲压线采用一台双动拉伸压力机(或多连杆单动拉伸压力机)和 4-6 台单动压力机组成冲压流水线,手工上下料完成大型覆盖件的冲压生产,生产效率低,生产节拍最高只有 3-5 次/分;人身安全和工件环境差;在手工上下料和传送工件过程中,易造成工件划伤等缺陷,冲压制件质量差;整条冲压线长 60 米左右,约需 20-24 名操作工人,占地面积大,人工成本高,冲压件制造成本比国外高 2-3 倍,是我国汽车工业严重缺乏市场竞争力的重要因素之一。我国有 90% 的冲压线采用人工上下料,另有 10% 的冲压线实现了单机连线自动化,生产节拍最高为 6-8 次/分,而代表当今冲压技术国际水平的大型多工位压力机,在我国汽车工业中的应用仍是空白。这也是我国冲压行业与西方发达国家的主要差距所在,在很大程度上制约了我国汽车工业的发展。

热锻方面,大型自由锻造的设备能力过剩,设备布局分散,利用率极低,机械化、自动化程度低,锻件加工余量大,工人劳动条件差,劳动强度大。国内自行设计制造了三条 800T 双机联动快锻机组,但自动化程度不高;国内冶金行业引进少量的快锻机组和精锻生产线;汽车大型模锻件的自动化方面,只有一汽、二汽等少数大公司从国外引进热模锻压力机自动线,绝大部分仍采用蒸空模锻锤和压力机模锻相结合的格局,自动化程度低;中小件的模锻,仍然是模锻锤占多数,基本上还是手工操作,锤上模锻机械手实际应用很少,高速自动热锻机主要依赖进口。

随着我国工业技术水平的发展,特别是以轿车为代表的汽车工业快速发展,带动了汽车零件的产量和质量不断提高。然而,我国与国际先进水平仍有很大差距,且加入 WTO 之后,国际大汽车公司严重冲击了中国汽车工业,国内同行之间的竞争也日趋激烈。中国汽车工业的发展,离不开装备工业的大力支撑,锻压设备制造业必须满足汽车工业大批量生产的要求,向自动化、高效率方向发展。

大型自由锻造向数控化、高精度化、专业化发展;用精锻和冷温挤压逐步代替中小自由锻件。

汽车车身覆盖件冲压向单机连线自动化特别是大型多工位压力机方向发展。根据国外的经验,汽车产量达到 15 万辆以上的企业,就有必要采用大型多工位压力机连续自动冲压,降低冲压件的成

本。这将在汽车的产量、质量、成本等方面占据竞争优势。我国的锻压行业迫切需要提高核心竞争力和技术水平，研制出一流技术、一流质量的大型多工位压力机，支持汽车产业发展，提高汽车行业的国际竞争力，振兴民族工业。

国内很多机床企业一直致力于压力机的开发研究。济南二机床集团有限公司，50年代研制出中国第一台机械压力机，目前，已形成了大中小型、高中低档、各种规模型号的锻压设备及自动化辅机系列，包括：单动、双动及单点、双点、四点闭式机械压力机，大型多工位压力机；开式压力机，数控板料折弯机，数控剪板机；冷挤压机、多工位冷挤压机、精压机；单机自动及连线自动冲压装置，自动开卷落料线，转塔冲床。

加入WTO，给中国锻压行业及汽车、家电、航天航空等用户行业带来巨大机遇与挑战，推动锻压技术、装备及市场的结构升级与发展。可以预见，不久的将来，自动化锻压技术将主导中国锻压装备市场的竞争格局。以自动化、数控化、柔性化为发展方向，用信息技术改造传统产业，推动我国锻压技术及装备的发展与升级，在增强自身国际竞争力的同时，有力地支持中国汽车等民族工业的发展。

### 1.3 论文主要内容及研究成果

本文结合徐州锻压机床厂的JF75G-125型闭式曲柄压力机优化设计项目，以JF75G-125型曲柄压力机为研究对象，对压力机的工作特性进行测量，分析振动和噪声产生的机理。运用多体系统动力学理论对其动态特性进行建模分析优化、试验研究和仿真，以提高机床的动力学性能，达到减振降噪，实现机床工作平稳的目的。论文具体内容主要有以下几个方面：

1. 使用振动及动态信号采集分析系统对JF75G-125型曲柄压力机进行振动信号的采集和测试分析，通过采集压力机在工作过程中的各部位的振动信号（加速度信号），分析压力机的振动规律和产生机理，进而提出减小振动的方法。
2. 分析闭式曲柄高速压力机的动力学平衡问题。详细分析了完全平衡法、近似平衡法、反向布置法、对称布置法等各种平衡方案的平衡机理。
3. 建立JF75G-125型闭式曲柄高速压力机电系统的动力学模型，并运用四阶龙格—库塔法进行了动力学仿真。
4. 在机械系统动力学仿真分析软件ADAMS中建立了压力机的动力学模型。并对对称布置平衡机构进行了优化和分析。通过改进前后的动力学仿真参数的比较，证明了机构优化的可行性。
5. 分析了曲柄压力机的不同工况下的载荷特性曲线。并在空载、打桩、冲裁和拉深等工况下，对曲柄压力机的动力学模型分别进行仿真，得出了机床的动态特性曲线，进而对机床的工作特性进行了分析。

## 第二章 JF75G-125 型结构分析与工作特性测试

### 2.1 JF75G-125 型压力机的结构特点

江苏省徐州锻压机床厂为国有大型企业, 1964 年批量生产压力机, 为原国家机械工业部首批压力机定点生产企业, 是全国机械压力机、液压机行业中唯一一个省级技术中心。引进了西班牙 FAGOR 公司、韩国 KMC 公司先进技术, 开发的主导产品为开式、闭式、半闭式单双点机械压力机、液压机, 主要产品有 J11、J21、J23、JF、JE、JD、JZ、JL、JK21、JK31、VH、NTP、JG、JF75G、JS、JE25 等 25 个系列 160 多个品种, 广泛应用于航空、汽车、农机、电机、电器、仪器仪表、医疗器械、家电、五金等行业。2002 年以来引进国外技术设计生产的 VH、SH、JF75G 等系列高速压力机, 从 250KN 到 3000KN 单点、双点、开式、闭式, 高、中档等品种规格齐全, VH、JF75G 每分钟行程次数达 150-600 次 / 分钟, SH 系列产品达到了 1200 次 / 分钟, 特别适用于生产端子、EI 零件、精密电子、通讯器材、家用电器、马达定转子等小型零件的冲压加工。2005 年 3 月, 与东南大学合作, 进行“JF75G-125 型冲床优化设计”的课题研究。作为这一课题的参与者, 我承担压力机动力学平衡及优化方向的研究工作。主要是从动力学平衡的理论出发, 提出动力学平衡的设计方案, 使压力机在高速运转状态下工作的平稳性得到提高。

JF75G-125 型 1250KN 闭式双点高速压力机的外形图如图 2-1 所示。图 2-2 是该压力机的机构运动简图。电动机输出动力经减速器传到主轴上。主轴带动双曲柄滑块机构运动, 实现滑块的上下冲压加工。副曲柄滑块机构的运动与之相反, 主要是对工作部件的惯性力起平衡作用。曲柄压力机由工作机构——即曲柄滑块机构(主轴、连杆和滑块等)、传动系统(皮带传动)、操纵系统(离合器和制动器)、能源系统(电动机和飞轮)和支承部件(机身)等组成。其中, 主轴采用偏心轴的形式, 一端连接飞轮和离合制动器, 接收由电动机产生、皮带传递过来的旋转运动, 并通过连杆及调节螺杆传递给滑块, 转化为往复直线运动, 从而产生作用力进行冲压工作。它们的形状尺寸主要考虑其承受的强度和刚度的合理分配。机身由上横梁、立柱、下横梁和底座等组成。上横梁直接连接着电机, 支撑着主轴, 并承担着相应传递过来的力和运动; 立柱一方面连接着上横梁和下横梁, 一方面通过导轨对滑块起导向和约束作用; 下横梁和底座则支撑着整个压力机的质量并承受工作力的作用。



图 2-1 JF75G-125 型闭式曲柄压力机

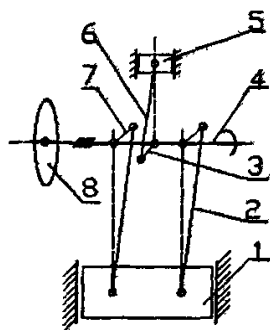


图 2-2 JF75G-125 型压力机机构运动简图

1 滑块 2 主连杆 3 副曲柄 4 主轴 5 配重 6 副连杆 7 主曲柄 8 飞轮

JF75G-125 型闭式曲柄压力机用途与结构性能:

- (1) 主轴一端装有采用气动摩擦离合器-制动器, 另一端装有飞轮。利用飞轮的惯性对曲柄连杆机构的速度波动进行调节并提供动力。
- (2) 组合式预应力整体框架床身, 四根螺丝预紧力达两倍公称力, 刚性更好。
- (3) 滑块八面导向, 增加床身的刚度, 增强床身及整机的抗热变形能力, 精度稳定。
- (4) 采用动平衡结构, 同时使用平衡缸, 动态精度更佳。
- (5) 主轴多点支撑且采用进口高精度滚动轴承, 提高了机床的刚性和运行平稳性, 减少了总间隙和支撑部位的发热量。
- (6) 强制冷却, 润滑良好。
- (7) 无级变速, 触摸屏人机界面, 操作方便。
- (8) 微电脑电器控制系统, 外接电器元件最小, 稳定度高, 可自行拆换机板, 维护简易。

适用于电机、低压电器、电子、仪表行业的精密冲压和大量生产砂钢片、链环、碟形弹簧等。

## 2.2 JF75G-125 型压力机 CAD 模型的创建

图 2-1 反映了 JF75G-125 型闭式曲柄压力机的外形图, 从图中可以直观地看到压力机的外观布局。图 2-2 反映的是 JF75G-125 型闭式曲柄压力机机构运动简图, 根据该机构运动简图, 可以理解曲柄压力机各种主要零部件的运动规律。然而, 以上两图均不能作为我们对压力机进行动力学分析的对象。必须对研究对象的各零部件进行测绘, 采用三维实体造型软件对研究对象进行建模。

SolidWorks 软件是完全基于 Windows 的 CAD/CAE/CAM/PDM 桌面集成系统。公司的创始人是 CV 公司和 PTC 公司的两位前副总裁, SolidWorks 软件开发的核心人物就是八十年代主持开发 Pro/Engineer 软件的技术副总裁, SolidWorks 软件采用了与 Unigraphics 相同的先进的底层图形核心 Parasolid, 它的核心技术是在 Windows 环境下生成的, 充分利用和发挥了 Windows 的强大威力和 OLE 技术。

采用 PTC 公司的 SolidWorks 软件建立机床零、部件和整机的 CAD 三维实体模型。目前将专业 CAD 软件生成的三维实体模型转换为 CAE 模型还存在很多问题, 许多复杂模型的直接传递会产生 CAE 模型无法生成的问题, 因此必须对建立的结构 CAD 模型进行适当简化和修改, 其基本原则为:

- (1) 在 CAD 造型时力求精确, 以真实反映结构的动、静态特性;
- (2) 忽略 CAD 模型中的所有小特征, 包括倒角、倒圆、小孔以及凸台等;
- (3) 对 CAD 模型中的小锥度、小曲率曲面进行直线化和平面化处理;
- (4) 不考虑对整机动、静态特性影响小的零、部件结构。

这些简化和修改的目的是为了避免小特征和小结构件在进行有限元划分时, 产生大量的有限元单元, 加大计算机的计算时间; 有时会产生一些病态网格, 造成网格质量下降, 影响结构的分析精度。根据以上原则建立的 JF75G-125 型闭式曲柄压力机整机 CAD 模型如图 2-3 所示。图中除了对小特征和小结构进行了忽略, 还对一些零部件进行了简化和忽略。例如, 为了清晰明了地表达运动部件, 整个机身以支撑主轴的箱板代替。忽略了润滑和供油系统。忽略了离合器-制动器装置, 将动力直接加在机床主轴上。忽略了空气弹簧, 忽略了上模及调

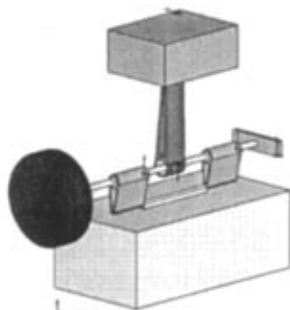


图 2-3 JF75G-125 结构简化 CAD 模型

节装置。以上这些处理均不会对动力学的模型的研究产生很大影响。

## 2.3 JF75G-125 型压力机的工作特性测试

机械压力机因具有生产效率高、通用性强、易于实现自动化等优点而广泛的应用于冲裁、拉深等产品加工行业。但该类压力机负载工作时引起强烈的振动和巨大的噪声,削弱了其工作性能,降低了设备的精度和工件的质量,严重影响工人的劳动条件。当前,机械压力机向着高精度、高速度的方向发展,冲裁时工作频率越高,振动越强,噪声越严重,危害性越大。对其振动进行系统的研究和分析,开发振动小、噪声低、精度高的高速压力机有着重要的现实意义。

压力机工作时,运动部分所产生的不平衡惯性力及惯性力矩都会激起机身、基础产生振动,其中打击工件时激起的振动最为强烈。此外,随着打击力的增减,机身吸收或释放弹性势能,激起机身及基础产生伸缩振动。压力机吨位越大,振动越强烈。

打击工件过程中,滑块(包括上模)的惯性力作用于机身及基础上,激起机身及基础产生竖直方向的振动。另外,由于打击时间较短,惯性力矩对机身的激励作用可近似地认为等效为一强度等于螺杆动量矩变化量的冲量矩,在此冲量矩的激励下,机身及配重块作自由扭转运动,压力机基础的扭转振动可认为是隔振元件所传递的扭转动载荷激起的强迫振动。

打击工件期间,曲轴、连杆、立柱等产生弹性变形,积蓄了一定的弹性势能。当加工结束或工件断裂的瞬间,加工力由最大值突然降至零,曲轴、连杆和立柱因突然失去载荷而回弹,弹性势能释放,引起机身作上下收缩振动;在压力机启动、制动及工件撞击的瞬间,也会因巨大的惯性力或惯性力矩而使基础和地面产生很大振动。当干扰力作用到基础上时,床身和基础一起振动,并通过土介质以体波和面波的形式将其振动能量不断向外扩散,同时振动能量又部分被土介质吸收,从而形成与距离有关的几何阻尼衰减和与土介质有关的粘滞阻尼衰减。随着传播距离的增大,振动将不断衰减直至消失。而体波与面波构成工场的地面振动。

压力机打击工件期间,引起床身的上下振动、扭转振动和伸缩振动。工作时所激起的振动通过基础传至车间内,影响其它精密设备的正常工作;也会对厂房造成附加应力。高速压力机行程次数一般在 200spm~1000spm,运行中产生的振动严重影响周围的工作环境。

机械压力机的种类多、数量大、分布广,应用范围广泛,压力机工作中产生的振动除了对冲压的工件的精度产生较大的影响,还对工作环境造成影响。为了减小振动带来的影响,以 JF75G-125A 型压力机为研究对象,使用振动及动态信号采集分析系统(图 2-4)对其进行振动信号的采集和测试分析,通过采集压力机在工作过程中的各部位的振动信号(加速度信号),分析数据得出 JF75G—125A 型压力机的振动规律和产生机理,进而提出减小振动的方法或改进措施。

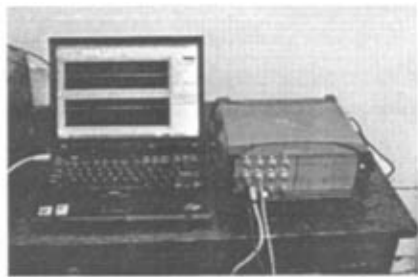


图 2-4 LDS 动态信号分析仪

### 2.3.1 实验系统组成

测量系统主要由信号分析仪、电荷放大器、激振器、功率放大器、压电式加速度传感器等组成。在测试过程中,将加速度传感器通过磁钢贴在机身的被测部位,通过数据线将检测到的加速度信号传到电荷放大器,选用适宜的放大倍数,在信号分析仪中对数据信号进一步

处理、分析。采用 CRAS 振动及动态信号采集分析系统，主要用其中的 AdCras(数据采集及处理)、SsCras (信号分析系统)、MaCras(机械及结构模态分析)，该软件可以将采集的信号进行存储、处理和分析。同时对其主要部件进行模态测试。实验系统原理如图 2-5 所示。

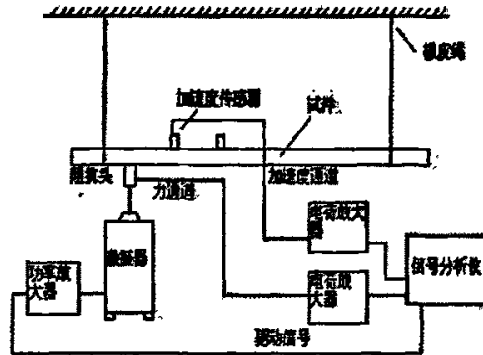


图 2-5 实验系统原理图

### 2.3.2 实验工况

现场测试是在徐州锻压机床厂的装配车间进行的。选用 JF75G—125A 型测试样机，床身的底座下垫上一层普通的 10mm 厚的橡胶垫，控制主轴转速在 200r/min~400 r/min 范围内，对机身各部位进行空载、打桩工况下的振动测试。

### 2.3.3 实验曲线

压力机工作时振动明显，先观察试测了几个点后，对床身重新布点，选取比较关键的几个点进行测量，布点为 A、B、C、D、E、F、G、H、I、J、K、L、M、N、O、P、Q、R、S、T、U、V、W、X、Y、Z，如图 2-6 所示。这些点布置在机身的响应较大处并使传感器主轴方向与待测的振动方向一致，基本能反映出机身的正面、侧面的弯曲和扭转

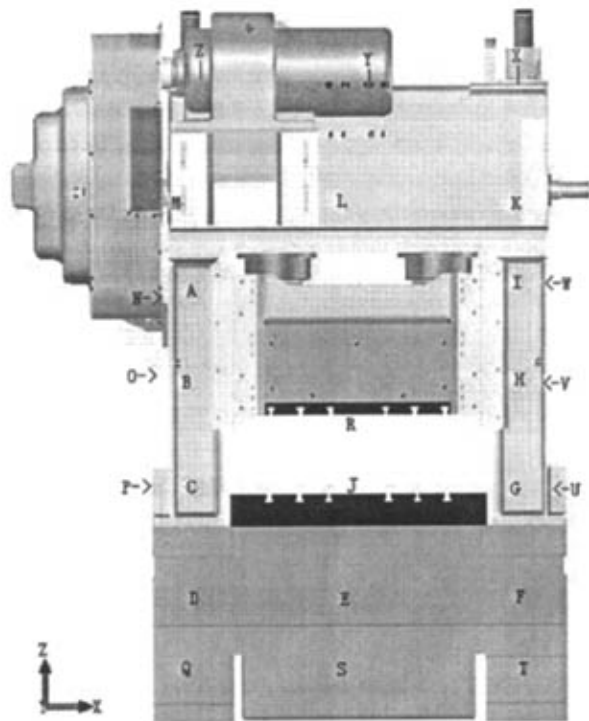


图 2-6 压力机身测试布点图

振动。其中，N、O、P 点布置在左立柱靠近电动机一侧的套筒中间位置，W、H、V 点布置在右立柱靠近电动机一侧的套筒中间位置，用来测量立柱部位的 X 方向加速度信号。X、Y、Z 点布置在上横梁的靠近电动机一侧的顶部，用来测量上横梁 Z 方向的加速度信号。A、

B、C 点和 I、H、G 点分别布置在左立柱和右立柱的图示部位，用来测量左、右立柱的 Y 方向加速度信号。L、M、K 点布置在上横梁的图示部位，用来测量上横梁的 Y 方向加速度信号。R 点布置在滑块下部，测量滑块在工作行程方向的加速度信号。

调整好仪器，在相应的待测点装上加速度传感器，信号输出线接到数据采集装置的相应的信号通道。

#### (1) 主轴空转时的振动特征的信号提取

首先，启动电机，电机带动飞轮和主轴转动，压力机振动微小。当转速升到 350r/min 时，采集 A 的信号如图 2-7 所示。图中所示曲线为各点的加速度信号经电荷放大器放大 5300 倍后的曲线，横坐标为时间，纵坐标为加速度信号的经放大后的电压值。为了便于分析、比较，每次测试时都以滑块上的 R 点作为参考点。

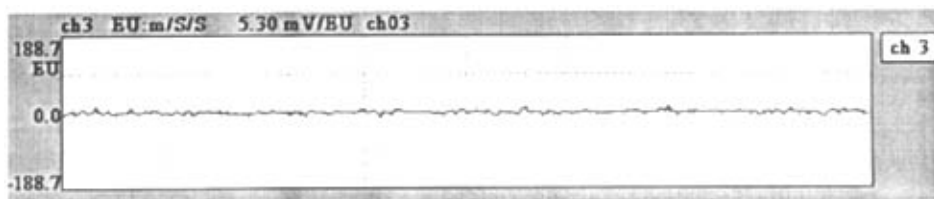


图 2-7 A 点加速度采集信号

空转 350r/min 程控放大: 10 放大倍数: 100

由信号图观察得出，此时机身的振动很小，说明主轴和飞轮已平衡好，所产生的动态惯性力对压力机整体机身的影响很小，相比打桩工况下，基本可以忽略。

#### (2) 主轴带动滑块空载运转时的振动特征的信号提取

启动离合器，主轴带动滑块做上下运动，压力机振动明显加大。当主轴转速在 0r/min~300r/min 时，振动情况虽然比离合器关闭时大，但仍然不是很显著。采集主轴转速在 300r/min 时机身各点的加速度信号，如图 2-8~图 2-11 所示。

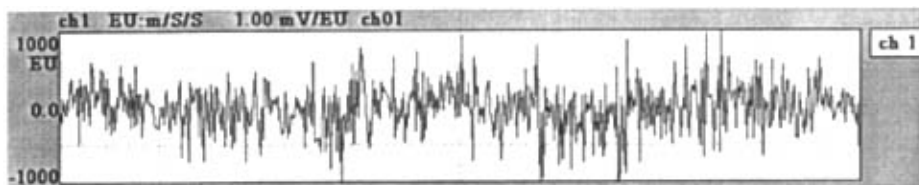


图 2-8 A 点加速度采集信号

空载 300r/min 程控放大: 10 放大倍数: 100

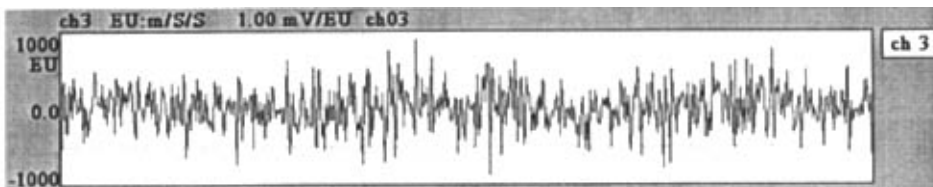


图 2-9 C 点加速度采集信号

空载 300r/min 程控放大: 10 放大倍数: 100

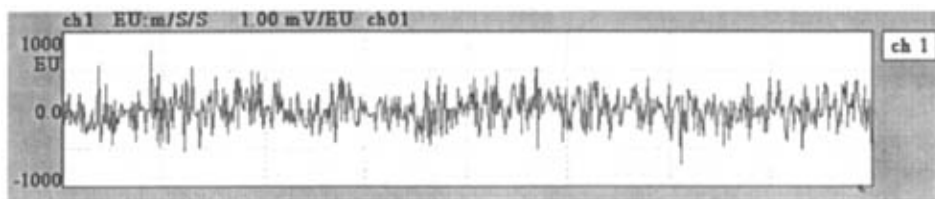


图 2-10 G 点加速度采集信号

空载 300r/min 程控放大: 10 放大倍数: 100

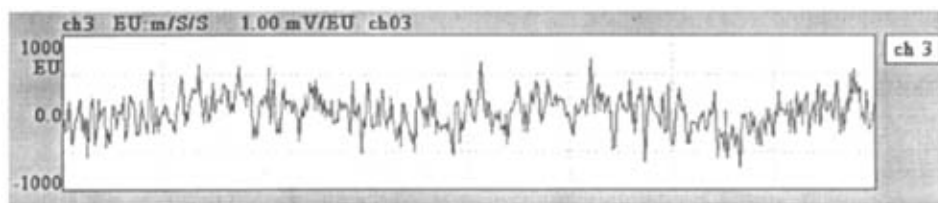


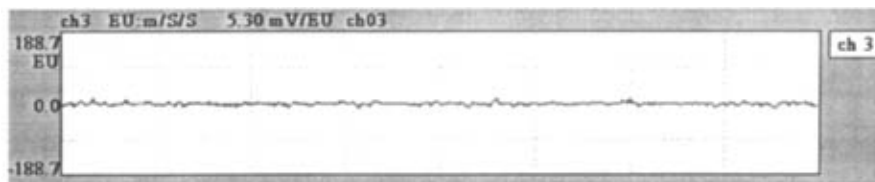
图 2-11 I 点加速度采集信号

空载 300r/min 程控放大: 10 放大倍数: 100

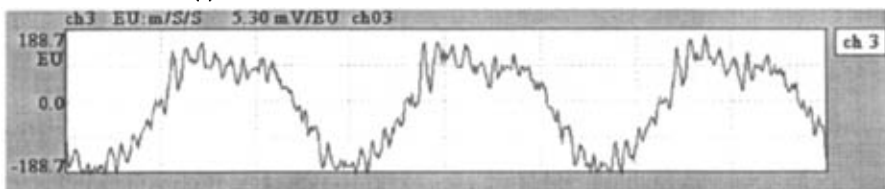
从图 2-8~ 图 2-1 可以得出, 离合器启动后的空载运动时的振动要比主轴空转的大很多, 而且靠近电动机位置的 A、C 两点要比 G、I 两点振动大, 振动也比较剧烈。说明动力的传递源为振动的因素之一。

### (3) 主轴空转与滑块空载情况下的振动特征对比

为了更加清晰说明问题, 设定机床主轴的转速为 350r/min, 对比各关键点在主轴空转和离合器闭合的空载状态下的加速度测试信号, 观察振动的变化情况。如图 2-12~图 2-15 所示。

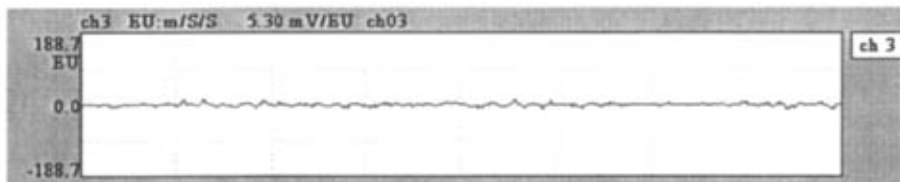


(a) 空转 350r/min 程控放大: 10 放大倍数: 100

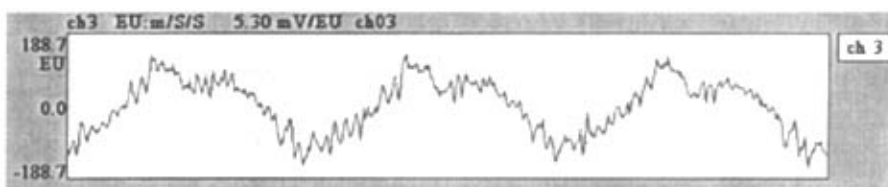


(b) 空载 350r/min 程控放大: 10 放大倍数: 100

图 2-12 A 点加速度采集信号

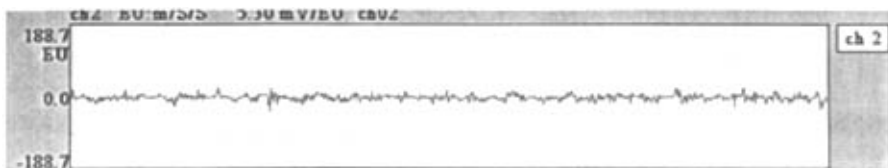


(a) 空转 350r/min 程控放大: 10 放大倍数: 100

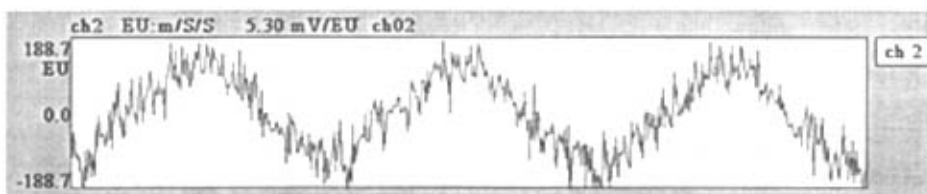


(b) 空载 350r/min 程控放大: 10 放大倍数: 100

图 2-13 C 点加速度采集信号

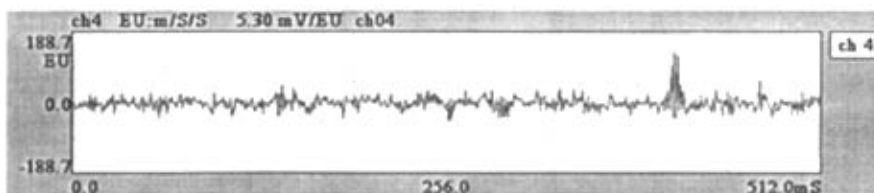


(a) 空转 350r/min 程控放大: 10 放大倍数: 100

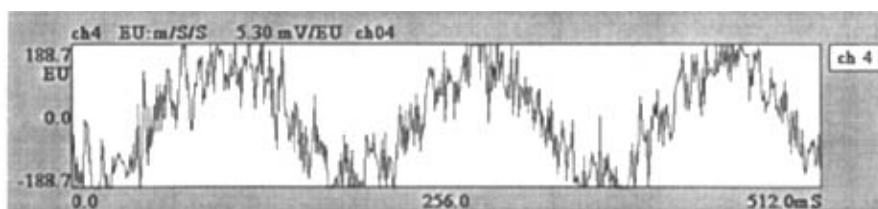


(b) 空载 350r/min 程控放大: 10 放大倍数: 100

图 2-14 G 点加速度采集信号



(a) 空转 350r/min 程控放大: 10 放大倍数: 100



(b) 空载 350r/min 程控放大: 10 放大倍数: 100

图 2-15 I 点加速度采集信号

从图中观察得出,在离合器闭合情况下,滑块的行程达到 350s.p.m 时,振动明显,压力机整体的加速度曲线呈正弦规律,机身整体有摆动趋势,上横梁的振动比立柱和下横梁剧烈,尤以放置电动机的一侧,即左立柱的振动更为明显。

根据图 2-12~图 2-15 所示的各点在主轴空转和滑块空载的振动曲线图观察得出,主轴空转时,冲床振动非常微小,几乎不产生什么影响;滑块空载时,振动明显加剧。因此,该封闭式曲柄压力机的振动产生的主要原因是滑块上下运动,相应的运动零部件所产生的动态不平

衡惯性力,电动机和曲轴旋转所产生的不平衡惯性力对机身的振动特性影响很小。进而,可以通过采用合理的动力传输方式,优化运动部件结构,产生较好的动力学特性,来改善系统的动平衡力学,使压力机的振动减小,工作特性提高。

#### (4) 打桩工况下的振动特征的信号提取

在下横梁和滑块上分别装上模具和下模具,如图 2-16 所示。对压力机的实际工作情况进行打桩模拟。在打桩工况下,明显感觉工作过程中压力机的产生的巨大噪声以及机身的振动状态。特别是当滑块的行程速度达到 300r/min 及以上时,振动和噪声尤为突出。

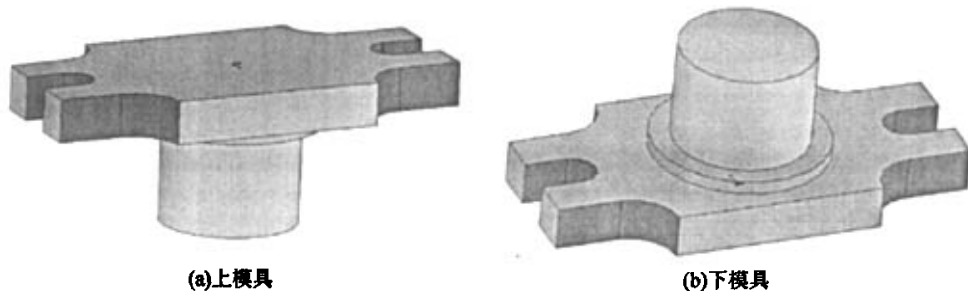


图 2-16 打桩模具

采集主轴转速在 350r/min 时机身各点的加速度信号,如图 2-17、图 2-18 所示。

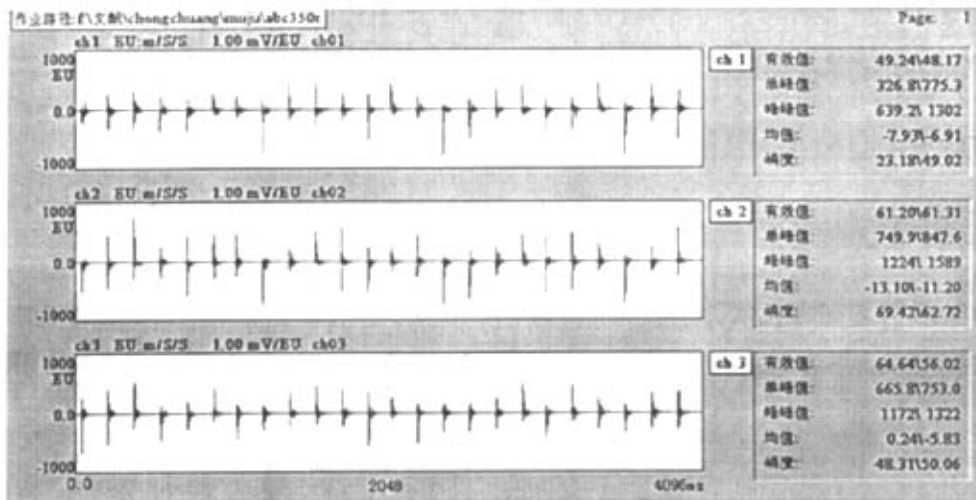


图 2-17 打桩 350r/min A、B、C 点加速度采集信号

程控放大:10 放大倍数:1 ch1:A ch2:B ch3:C

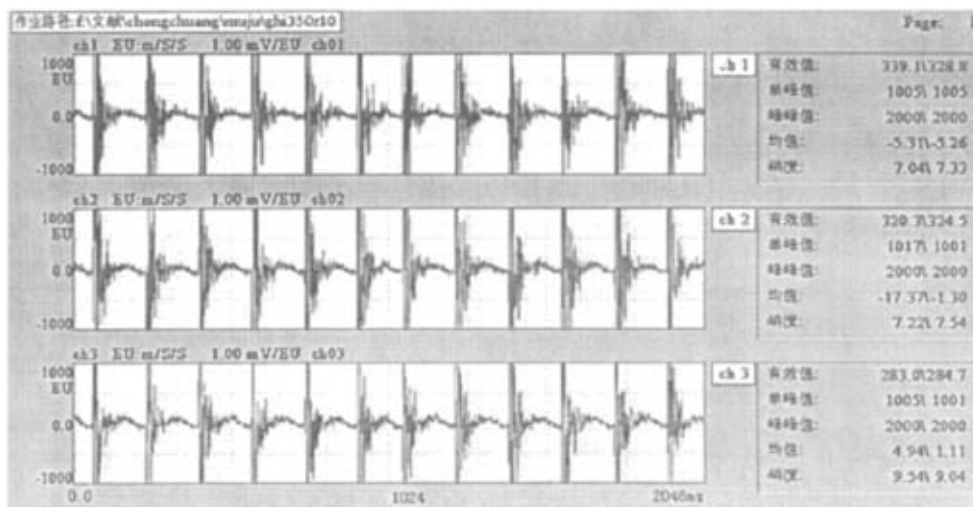


图 2-18 打桩 350r/min G、H、I 点加速度采集信号

程控放大:10 放大倍数:10 ch1:G ch2:H ch3:I

由图 2-17~图 2-18 可以看出，每次冲击后，压力机的整体振动呈衰减趋势，说明冲击力并没有引起压力机的共振。压力机工作过程中，冲击力就是工作载荷，不可避免的，故只能采取一些减震措施，如在冲床底部加减震垫等，实现主动隔振，降低压力机对周围工作环境的不良影响。

### 2.3.4 实验结果

通过采集压力机在三种工况下的机身各点的加速度信号，分析了振动和噪声产生的机理。主轴及飞轮的质心不平衡对整体的影响较小，引起压力机振动的主要原因是运动部件产生的动态不平衡惯性力，当主轴转速比较低时（0r/min~300r/min）滑块运动引起的振动较小，机身的振动随着主轴转速的增加而增加。当主轴转速达到 350 r/min 左右时，振动剧烈，对工作环境影响很大。装上模具后，每次打击后压力机的振动呈衰减，说明打击力并没有引起压力机的共振，工作频率没有接近压力机的固有频率。

通过以上分析找到了引起压力机振动的原因，削减滑块运动引起的动态不平衡惯性力，有助于降低振动。另外，由工作打击力激起的振动无法避免，可通过底部垫橡胶减震垫或弹簧减振器降低对周围环境的影响。

## 2.4 本章小结

本章主要介绍了 JF75G-125 型闭式曲柄高速压力机的结构特点，分析了主要零部件之间的结构特点和装配关系，在忽略了次要零部件和局部小结构的基础上，采用三维实体造型软件 SolidWorks 创建了曲柄压力机机构模型。

使用振动及动态信号采集分析系统对 JF75G-125 型实验样机进行动态特征的信号提取，对各通道振动信号进行采集和处理分析，通过采集压力机在工作过程中的各部位的振动信号（加速度信号），分析信号数据，得出 JF75G—125 型曲柄压力机的振动规律和产生机理，进而为压力机的减振和降噪提供试验依据。

### 第三章 曲柄压力机动力学平衡的基本理论

机械在运转时, 构件所产生的不平衡惯性力将在运动副中引起附加的动压力。这不仅会增大运动副中的摩擦和构件中的内应力, 降低机械效率和使用寿命, 而且由于这些惯性力的大小和方向一般都是周期性变化的, 所以必将引起机械及其基础产生强迫振动。如果其振幅较大, 或其频率接近于机械的共振频率, 引起机械的正常工作 and 使用寿命<sup>[52]</sup>。

在高速机械及精密机械中, 平衡具有重要的意义。构件的结构和运动形式不同, 所产生的惯性力和平衡方法也不同。

#### (1) 转子的平衡

基于理论力学中的力系平衡理论, 对于转子这样绕固定轴回转的构件, 可利用增加或除去一部分质量的方法予以平衡。转子的静平衡要求惯性力达到平衡; 转子的动平衡则不仅要求其惯性力达到平衡, 而且还要求惯性力引起的力矩也达到平衡。

JF75G-125型闭式高速曲柄压力机中, 飞轮、主轴、离合器等属于转子静平衡, 而主轴上安装的零件, 包括飞轮、曲柄套桶等, 要考虑主轴动平衡的问题。

#### (2) 机构的平衡

对于作往复移动或平面复合运动的构件, 无法在构件上实现惯性力的平衡。可以设法使各运动构件惯性力的合力和合力偶得到完全或部分地平衡, 惯性力的合力和合力偶最终均由机械的基础所承受, 称为在机座上的平衡。

JF75G-125 型闭式高速曲柄压力机中, 整个运动执行机构中曲柄、连杆和滑块的动力学平衡问题属于机械在机座上的平衡。

## 3.1 机械平衡的基本理论

### 3.1.1 刚性转子的平衡理论

一般的机械中, 转子的刚性都比较好, 其共振转速较高。此情况下, 转子产生的弹性变形微小, 认为是刚性转子<sup>[52]</sup>。

#### (1) 刚性转子的静平衡

对于齿轮、盘状凸轮、带轮等轴向尺寸与直径之比小于 0.2 的盘状转子, 可以近似认为其质量分布在垂直于其回转轴线的同一平面内。当转子的质心不在回转轴线上, 回转时偏心质量将产生惯性力。转子的静平衡, 可以在转子上增减质量来实现。

图 3-1(a)所示的一回转转子, 其上有两个凹孔, 质量分别为  $m_1$  和  $m_2$  (负值), 整个转子的质心不在回转中心 O 点, 当转子以角速度  $\omega$  回转时,  $m_1$  和  $m_2$  产生离心惯性力分别为

$$\vec{F}_1 = m_1 \omega^2 \vec{r}_1 \quad (3.1.1)$$

$$\vec{F}_2 = m_2 \omega^2 \vec{r}_2 \quad (3.1.2)$$

其中  $\vec{r}_1$ 、 $\vec{r}_2$  分别是  $m_1$  和  $m_2$  的矢径。

在转子上挖一个孔，质量为  $m_0$ ，使其产生的离心惯性力  $\vec{F}_0$  和  $\vec{F}_1$ 、 $\vec{F}_2$  形成平面汇交力系， $\sum \vec{F}_{\text{离心}} = \vec{F}_0 + \vec{F}_1 + \vec{F}_2 = 0$  (3.1.3)

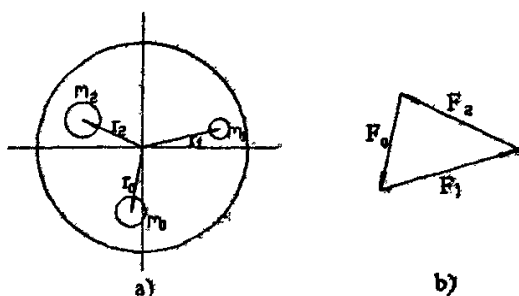


图 3-1 刚性转子静平衡

$$\text{其中 } \vec{F}_0 = m_0 \omega^2 \vec{r}_0 \quad (3.1.4)$$

将式 (3.1.1)、(3.1.2)、(3.1.4) 代入 (3.1.3) 得

$$m_1 \vec{r}_1 + m_2 \vec{r}_2 + m_0 \vec{r}_0 = 0 \quad (3.1.5)$$

满足式 (3.1.5) 的平衡质径积的大小和方向即可使转子达到静平衡。

## (2) 刚性转子的动平衡

对于像机床主轴这类轴向尺寸较大的转子，其偏心质量是分布在许多不同的回转平面内，不能用静平衡的方法实现平衡。这类转子的质心即使在回转轴线上，各偏心质量所产生的离心惯性力在不同的回转平面内，从而形成周期性变化的惯性力偶，在轴支承处引起附加压力，引起机床的振动。所以要求偏心质量产生的惯性力和惯性力偶矩同时得以平衡。

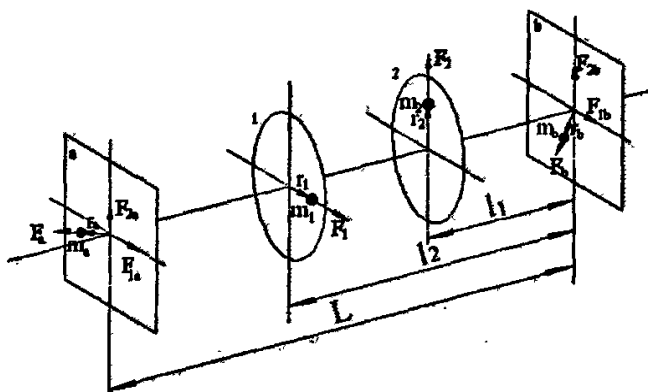


图 3-2 刚性转子动平衡

图 3-2 为一刚性转子动平衡示意图，两偏心质量  $m_1$ 、 $m_2$  分别位于回转平面 1 和 2 内，

他们产生的离心惯性力  $F_1$ 、 $F_2$ ，根据理论力学，可以将  $F_1$ 、 $F_2$  分解成两个平面 a 和 b 内的

力  $F_{1a}$ 、 $F_{2a}$  和  $F_{1b}$ 、 $F_{2b}$ ，其中  $F_{1a} = F_1 \frac{l_1}{L}$ ， $F_{1b} = F_1 \frac{L-l_1}{L}$ ， $i=1,2$ 。这样只要在平面 a 和平面 b 内适当地各加一平衡质量，使两个平面内的惯性力之和分别为零，转子在回转时惯性力和惯性力偶矢量和为零，就实现了转子的动平衡。

### 3.1.2 平面机构平衡理论

对于机构中作往复运动或平面复合运动的构件,不可能在构件本身上平衡产生的动态惯性力,各运动构件所产生的惯性力可以合成一个通过机构质心的总惯性力和一个总惯性力偶矩,全部作用于机座上。平面机构的平衡就是要使通过机构质心的总惯性力  $F$  和总惯性力偶矩  $M$  分别为零。

### 3.1.3 JF75G-125 型曲柄压力机的平衡

在以上所介绍的机械平衡理论的基础上,根据JF75G-125型曲柄压力机的结构特点,对其进行动力学平衡的研究。飞轮、主轴、离合器等转子类零件,形状比较规则,质心基本位于回转中心,满足转子静平衡的条件,产生的微小惯性力完全可以忽略。对于主轴上安装的离合器部件等,要考虑主轴动平衡的问题。根据对离合器部件的测绘和计算分析,整个离合器部件存在动不平衡的问题,但其产生的惯性力与整个曲柄滑块机构的惯性力相比甚小,相差好几个数量级。从工厂应用的角度,离合器部件所产生的极小惯性力完全可以忽略;但从理论研究的角度,需要对其进行动平衡,可以选择两个平衡面,添加平衡质量。这可以在对整个曲柄滑块机构进行动力学平衡时一并予以考虑。

JF75G-125 型闭式高速曲柄压力机中,整个运动执行机构中的曲柄、连杆和滑块的运动属于平面复合运动,无法在构件本身上实现惯性力的平衡。并且,滑块的质量很大,其所产生的垂直方向的动态惯性力是曲柄压力机所利用的工作载荷。相关的动力传递部件的动态惯性力也很大。根据第二章的工作特性的测试实验可以知道,曲柄压力机工作时所产生的振动和噪声主要来源于连杆和滑块的运动。应采用合适的平衡方案,设法使惯性力的合力和合力偶得到完全或部分地平衡,这问题属于机械在机座上的平衡问题。

## 3.2 曲柄压力机的运动学分析

曲柄压力机的基本结构模型如图 3-3 所示。基本结构为一曲柄滑块机构,工作时所产生的惯性力包括三部分:曲柄旋转运动产生的离心惯性力;滑块往复运动产生的往复惯性力;连杆平面运动产生的惯性力。其中,连杆平面运动产生的惯性力较为复杂。为简化计算,通常按照静力等效条件用两质量代换法把连杆质量等效地转化到连杆与曲柄销的铰接点  $P_2$  和连杆与滑块的铰接点  $P_4$  上。然后,

即可将  $P_2$  点的质量作为回转质量与曲轴合并计算回转惯性力,而

将  $P_4$  点的质量作为往复质量与滑块合并计算往复惯性力。在进行

这样的质量代换后,根据曲柄连杆机构的运动分析和牛顿第二定律可得到如下公式:

$$\text{回转惯性力: } F_s = m_{P_2} \omega^2 R \quad (3.2.1)$$

$$\text{滑块的加速度: } a_c = -\omega^2 R(\cos f + l \cos 2f) \quad (3.2.2)$$



图 3-3 压力机的结构模型

因此, 产生的往复惯性力:  $F_{ic} = m_{p4} \omega^2 R (\cos f + l \cos 2f)$  (3.2.3)

其中:  $R$ ——曲柄偏心半径

$m_{p2}$ ——回转质量, 即集中于曲柄销轴心  $P_2$  的等效质量, 它包括曲柄销的质量、曲柄臂和连杆在代换点  $P_2$  的代换质量。

$m_{p4}$ ——往复质量, 它包括滑块及上模的质量再加上连杆在代换点 B 的代换质量。

$\lambda$ ——连杆系数,  $\lambda = \overline{P_1 P_2} / \overline{P_2 P_4}$

式 (3.2.3) 中右边用正号表示  $F_{ic}$  的方向与  $a_c$  相反, 第一项  $m_{p4} \omega^2 R \cos \phi$  为第一级惯性力, 第二项为  $m_{p4} \omega^2 R \lambda \cos 2\phi$  称为第二级惯性力, 由于后者比前者小得多, 可以忽略不计, 故得:  $F_{ic} = m_{p4} \omega^2 R \cos \phi$  (3.2.4)

实现机构的动平衡, 可以平衡机构在机架上所承受的运动构件的总惯性力, 从而消除运动构件作用于机架上的动压力, 使机构得到平衡。

平衡的原理: 设  $F_i$ 、 $m$ 、 $a_s$  分别为机构运动构件的总惯性力、总质量和总质心 S 的加速度, 如果作用于机架上的总惯性力得到平衡, 必须使  $F_i = -ma_s = 0$ 。式中  $m$  不可能为零, 故必须使  $a_s$  为零, 即总质心 S 应作等速直线运动或者静止不动。由于各构件的运动是循环的, 故总质心 S 也总是沿一封闭曲线而运动。因此平衡的本质亦即调整各运动构件的质量分布使其总质心在机构工作时静止不动。

平衡的方法很多, 主要有完全平衡法、近似平衡法、反向平衡法、对称布置法等。

### 3.3 完全平衡法

调整运动构件总质心位置的具体方法是在其中某些构件上加相应的平衡质量 (对重)。用来确定平衡质量大小和位置的计算方法有质量代换法、主要点失法和线性独立矢量法等。这里采用质量代换法中的静代换求平衡质量的方法。

图 3-4 所示为曲柄压力机的完全平衡法的原理图。

设  $\overline{AB} = l_1$ ,  $\overline{BC} = l_2$ ,  $\overline{AE} = r_1$ ,  $\overline{BD} = r_2$ ,

$\overline{AS_1} = h_1$ ,  $\overline{BS_2} = h_2$ 。曲柄、连杆和滑块的质量为

$m_1$ 、 $m_2$ 、 $m_3$ 。

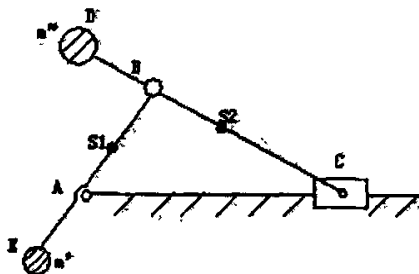


图 3-4 完全平衡法

平衡方法如下：首先用一质量 $m''$ 的对重与 $m_2$ 、 $m_3$ 的总质点位于B点，则

$$m'' = \frac{m_2 h_2 + m_3 l_2}{r_2}, \quad \text{且 } m_B = m'' + m_2 + m_3$$

然后用另一对重使其质量

$$m' = \frac{m_2 l_1 + m_1 h_1}{r_1}$$

这样机构的运动构件（包括配重）的总质心便落在A点，不受机构位置变化的影响。这种方法不但能消除运动构件作用在基座上的动压力，而且还可以减小原动机的功率。但这种方法的缺点是构件的质量要大大增加，尤其是把对重安装在连杆上时，对结构不利。

### 3.4 近似平衡法

近似平衡法是用装在曲柄延长线上的一个对重块来部分地平衡机构的总惯性力。在图3-5中，设 $m_1$ 、 $m_2$ 和 $m_3$ 各为曲柄1、连杆2和滑块3的质量； $k$ 和 $l$ 分别为曲柄和连杆的实际长度； $e$ 为曲柄的质心 $S_1$ 到曲柄回转中心A的距离； $a$ 和 $b$ 各为连杆的质心 $S_2$ 到曲柄销B和滑块销C中心的距离。

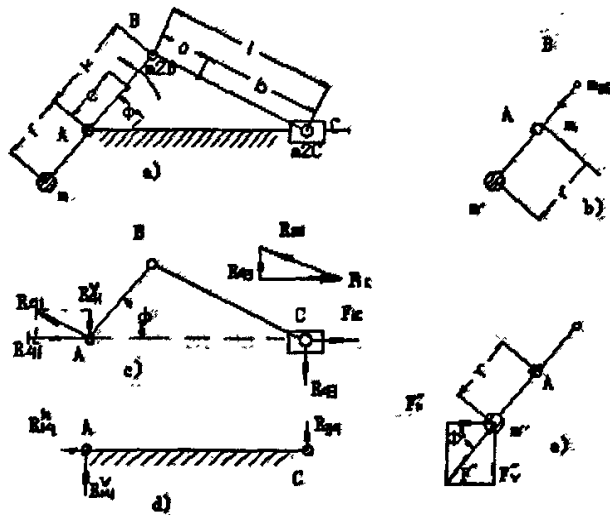


图3-5 近似平衡法

机构的近似平衡方法如下：

先将连杆2的质量静代换到点B和C，得

$$\left. \begin{aligned} m_{2B} &= \frac{b}{l} m_2 \\ m_{2C} &= \frac{a}{l} m_2 \end{aligned} \right\}$$

在图3-5 (b) 中，回转质量 $m_{2B}$ 和 $m_1$ 可在曲柄1的延长线上 $r$ 处装上一个对重 $m'$ 来平

衡,  $m'$  的大小为 
$$m' = \frac{em_1 + km_{2B}}{r} = \frac{k}{r} \left( \frac{e}{k} m_1 + \frac{b}{l} m_2 \right)$$

当曲柄已经动平衡, 即  $e = 0$  时, 
$$m' = \frac{k}{r} \frac{b}{l} m_2$$

对往复运动的质量  $m_c$  进行平衡,  $m_c = m_3 + m_{2c}$

C 点的加速度 
$$a_c = -\omega^2 R (\cos \phi + \lambda \cos 2\phi)$$

产生的往复惯性力: 
$$F_{ic} = m_{p4} \omega^2 R (\cos \phi + \lambda \cos 2\phi)$$

上式中右边用正号表示  $F_{ic}$  的方向与  $a_c$  相反, 第一项  $m_{p4} \omega^2 R \cos \phi$  为第一级惯性力, 第二项为  $m_{p4} \omega^2 R \cos \phi$  称为第二级惯性力, 由于后者比前者小得多, 可以忽略不计, 故得:

$$F_{ic} = m_{p4} \omega^2 R \cos \phi$$

图3-5 (C) 中, 以曲柄、连杆和滑块为示力体, 惯性力  $F_{ic}$  将使曲柄和滑块处引起动压力  $R_{41}$  和  $R_{43}$ , 在图3-5 (d) 中, 机座上便受到一个力偶矩  $R_{34} L_{AC}$  和一个作用在轴承 A 处的水平动压力  $R_{14}^h$  作用, 其大小为  $R_{14}^h = F_{ic}$ , 为了消除  $R_{14}^h$ , 可以在曲柄一的延长线上  $r$  处再装上一个对重  $m''$ , 使得  $m'' r = m_c k$ . 这样, 在图3-5 (e) 中, 对重  $m''$  的离心惯性力  $F''$  将在轴承 A 上产生一个水平动压力  $F_h''$  和一个铅直动压力  $F_v''$ , 方向如图, 大小为

$$F_h'' = m'' \omega^2 r \cos \phi = m_c \omega^2 k \cos \phi$$

$$F_v'' = m'' \omega^2 r \sin \phi = m_c \omega^2 k \sin \phi$$

于是  $F_h''$  与  $R_{14}^h$  的大小相等而方向相反, 互相抵消。但在铅直方向又多出了一个动压力  $F_v''$ , 与原水平方向动压力的大小相等。实际可取较小的平衡质量, 使水平和铅直方向都不要产生多大的动压力。

### 3.5 反向布置平衡法

在同一机架上设置两套完全相反的运动,则机架上的惯性力自然会相互抵消,如图4-4所示。利用上、下曲柄连杆结构对 $P_1$ 点的质径积相等的条件来平衡主轴上的惯性力。

各参数的定义如下:

主曲柄长度  $L_1 = P_1P_2$ , 质量为  $m_1$ , 重心在  $P_2$  点,

副曲柄长度  $L_2 = P_1P_3$ , 质量为  $m_2$ , 重心在  $P_3$  点,

主连杆长度  $L_3 = P_2P_4$ , 质量为  $m_3$ , 重心在  $s_3$  点, 偏心距  $e_3 = P_2S_3$ ,

副连杆长度  $L_4 = P_3P_5$ , 质量为  $m_4$ , 重心在  $s_4$  点, 偏心距  $e_4 = P_3S_4$ ,

滑块质量  $m_5$ , 配重块质量  $m_6$ , 上冲模质量  $m_7$ 。

显然, 如果图4-4结构对称, 即两个共曲轴的曲柄滑块机构以  $P_1$  点为对称中心, 每一瞬间的所有惯性力完全抵消。但滑块与机架间的动压力形成惯性力偶矩。从减少整机质量的角度, 我们希望配重块的重量较小, 于是要求副曲柄的长度要大些。

先考虑  $P_1 - P_2 - P_4$  曲柄滑块机构, 在进行静平衡时, 用静代换法

将构件  $P_2P_4$  的质量  $m_3$  代换到铰链  $P_2$ 、 $P_4$  的中心上, 得

$$m_{3P2} = m_3 \frac{L_3 - e_3}{L_3}, \quad m_{3P4} = m_3 \frac{e_3}{L_3}$$

下面考虑  $P_1 - P_3 - P_5$  曲柄滑块机构, 用静代换法将构件  $P_3P_5$  的质量  $m_4$  代换到铰链  $P_3$ 、

$P_5$  的中心上,

$$m_{4P3} = m_4 \frac{L_4 - e_4}{L_4}, \quad m_{4P5} = m_4 \frac{e_4}{L_4}$$

最后考虑对主轴的平衡, 对主轴的质径积分别为:

$$e_1 m_1 + L_1 m_{3P2}, \quad e_2 m_2 + L_2 m_{4P3}$$

如果以上两式差值较大, 考虑增加  $m_4$  的质量, 设质心保持不变

$$m_{4P3} = \frac{1}{L_2} (e_1 m_1 + L_1 m_{3P2} - e_2 m_2)$$

$$m_4 = m_3 + m_{3P4}$$

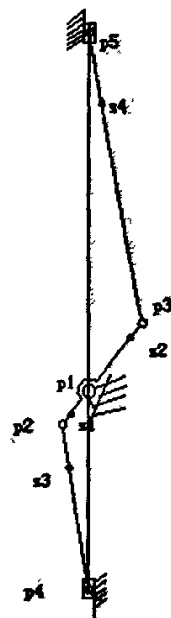


图 3-6 反向布置法

$$m_{AP5} = m_4 \frac{e_4}{L_4}$$

$$m_A = m_3 + m_{AP4}$$

$$m_B = m_6 + m_{AP5}$$

根据惯性力平衡的条件:  $m_B \omega_2^2 L_2 \cos \phi = m_A \omega_1^2 L_1 \cos \phi$

$$\omega_2 = \omega_1$$

$$m_6 = m_B - m_{AP5} = \frac{L_1}{L_2} m_A - m_{AP5}$$

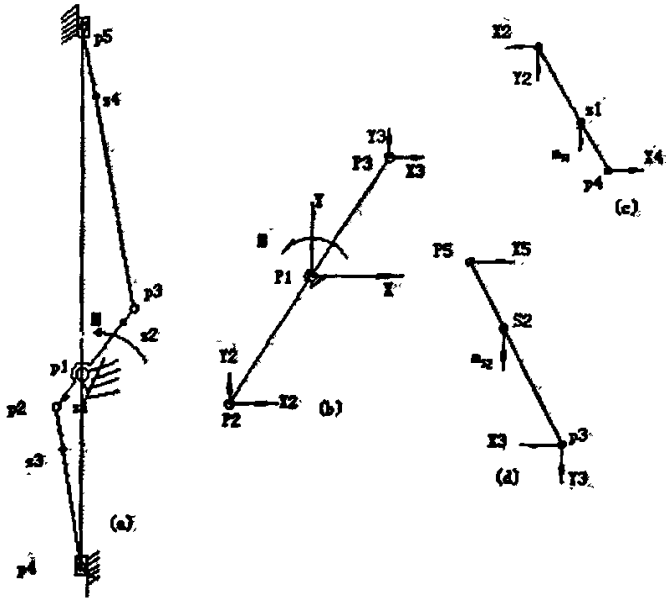


图 4-6 双曲柄滑块机构受力分析图

下面考虑双曲柄滑块机构各构件的运动学和动力学参数: 主动力矩  $M$  作用在曲柄上, 这是一个受理想完整约束的刚体系统, 具有一个自由度, 将滑块和配重块看成质点, 并固定在连杆的末端与连杆共同组成刚体, 其质心分别在  $S_1$  和  $S_2$  处。

将系统解除约束, 分解为三个刚体:

对于刚体  $P_1 - P_2 - P_3$ :

$$J_1 \frac{d^2 \theta}{dt^2} = M - X_3 L_2 \sin \theta + Y_3 L_2 \cos \theta + X_2 L_1 \sin \theta + Y_2 L_1 \cos \theta \quad (3.5.1)$$

对于刚体  $P_2 - P_4$ :

$$m_{s1} \frac{d^2 x_1}{dt^2} = X_4 - X_2 \quad (3.5.2)$$

$$m_{s1} y_1 = Y_2 - m_{s1} g \quad (3.5.3)$$

$$J_1 = X_4 (L_3 - e_3) \cos \alpha - X_2 e_3 \cos \alpha - Y_2 e_3 \sin \alpha \quad (3.5.4)$$

对于刚体  $P_3 - P_5$ :

$$m_{s2} x_2 = X_5 - X_3 \quad (3.5.5)$$

$$m_{s1} y_2 = Y_3 - m_{s2} g \quad (3.5.6)$$

$$J_2 \beta = X_5 (L_4 - e_4) \cos \beta - X_3 e_4 \cos \beta - Y_3 e_4 \sin \beta \quad (3.5.7)$$

$$\text{约束方程: } P_5 \text{ 在 } y \text{ 轴上: } x_2 - (L_4 - e_4) \sin \beta = 0 \quad (3.5.8)$$

$$P_4 \text{ 在 } y \text{ 轴上: } x_1 - (L_3 - e_3) \sin \alpha = 0 \quad (3.5.9)$$

刚体  $P_2 - P_4$  和刚体  $P_2 - P_1 - P_3$  在  $P_2$  点重合:

$$L_1 \cos \theta - (x_1 + e_3 \sin \alpha) = 0 \quad (3.5.10)$$

$$L_1 \sin \theta - (y_1 - e_3 \cos \alpha) = 0 \quad (3.5.11)$$

刚体  $P_3 - P_5$  和刚体  $P_2 - P_1 - P_3$  在  $P_3$  点重合:

$$L_2 \cos \theta - (x_2 + e_4 \sin \beta) = 0 \quad (3.5.12)$$

$$L_2 \sin \theta - (y_2 - e_4 \cos \beta) = 0 \quad (3.5.13)$$

以上13个方程正好可以求解13个未知量:  $x_1, y_1, x_2, y_2, X_2, Y_2, X_3, Y_3, X_4, X_5, \alpha, \beta, \theta$

$$\text{由几何关系, 得: } \frac{L_1}{\sin \alpha} = \frac{L_3}{\sin(90^\circ - \theta)} \Rightarrow \sin \alpha = \frac{L_1}{L_3} \cos \theta \quad (3.5.14)$$

$$\frac{L_2}{\sin \beta} = \frac{L_4}{\sin(90^\circ - \theta)} \Rightarrow \sin \beta = \frac{L_2}{L_4} \cos \theta \quad (3.5.15)$$

$$\text{由 (8) 式, 得: } x_1 = (L_3 - e_3) \sin \alpha = (L_3 - e_3) \frac{L_1}{L_3} \cos \theta \quad (3.5.16)$$

$$x_2 = (L_4 - e_4) \sin \beta = (L_4 - e_4) \frac{L_2}{L_4} \cos \theta \quad (3.5.17)$$

$$y_2 = L_2 \sin \theta + e_4 \cos \beta = L_2 \sin \theta + e_4 \sqrt{1 - (\cos \theta \times L_2 / L_4)^2} \quad (3.5.19)$$

在正常工况下, 电机输出的角速度恒定, 即  $\frac{d^2 \theta}{dt^2} = 0$

所以  $\frac{d^2 \alpha}{dt^2} = 0, \quad \frac{d^2 \beta}{dt^2} = 0$

由 (3) 式, 得,  $Y_2 = -m_{s1}g - m_{s1} = -m_{s1}g$  (3.5.20)

由 (6) 式, 得,  $Y_3 = -m_{s2}g - m_{s2} \frac{d^2 y_2}{dt^2} = -m_{s2}g$  (3.5.21)

由 (2) 式及 (16) 式, 得:  $X_4 = X_2$  (3.5.22)

由 (5) 式及 (16) 式, 得:  $X_5 = X_3$  (3.5.23)

从而由 (4), 可得:

$$J_1 \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = X_2 (L_3 - e_3) \cos \alpha - X_2 e_3 \sin \alpha m_{s1} g e_3 \cos \alpha = 0$$

$$X_4 = X_2 = \frac{m_{s1} g e_3 \sin \alpha}{(L_3 - e_3) \cos \alpha + e_3 \cos \alpha} = m_{s1} g \frac{e_3}{L_3} \tan \alpha \quad (3.5.24)$$

从而由 (7), 可得:  $J_2 \frac{d^2 \beta}{dt^2} = X_3 (L_4 - e_4) \cos \beta - X_3 e_4 \cos \beta + m_{s2} g e_4 \sin \beta = 0$

$$X_5 = X_3 = m_{s2} g \frac{e_4}{L_4} \tan \beta \quad (3.5.25)$$

反向布置法是一种较为理想的动力学平衡方法, 可以实现滑块运动方向上的动态惯性力的完全平衡, 其缺点是增加了曲柄压力机的高度尺寸。此外, 与曲柄滑块机构的运动方向垂直的动态惯性力, 依旧无法平衡, 如图4-6中的滑块对机身前后方向的动态惯性力  $X_4$ , 以及配重对机身前后方向的动态惯性力  $X_5$ 。这两个力, 方向始终相反, 形成一动态惯性力偶, 使机身产生倾覆趋势的振动。

### 3.6 对称布置平衡法

如图 3-8 所示, 对称布置平衡法是采用两个反向布置机构形成完全对称的形式。既能像反向机构那样完全平衡滑块方向的动态惯性力, 又克服了反向机构的缺点, 使垂直于滑块运动方向的动态惯性力也能得到完全的平衡。对称布置的平衡方法中对于质量的计算与反向布置平衡方法相同, 这里就不重复介绍了。主要说明以下该平衡方法中构件的受力情况。这种

对称布置平衡方案的受力分析基本与反向布置一样。可以将对称布置分解成两个反向结构，反向结构的受力分析前面已经介绍了。在反向结构 a 中，除了主连杆作用于滑块的力  $X_{a4}$  和副连杆作用于配重的力  $X_{a3}$  外，其他力都已得到很好的平衡。反向结构 b 中，除了主连杆作用于滑块的力  $X_{b4}$  和副连杆作用于配重的力  $X_{b3}$  外，其他力都已得到很好的平衡。由于  $X_{a4}$  和  $X_{b4}$  同时作用于滑块之上，而且由于对称关系，作用力完全相同。最后达到互相抵消的效果。同理， $X_{a3}$  和  $X_{b3}$  也互相作用而抵消。这样对称布置法不仅在滑块行程方向的力能够完全平衡，而且克服了反向布置法的缺点，不会产生床身倾覆振动的动态惯性力偶。实现了理论上的完全平衡。

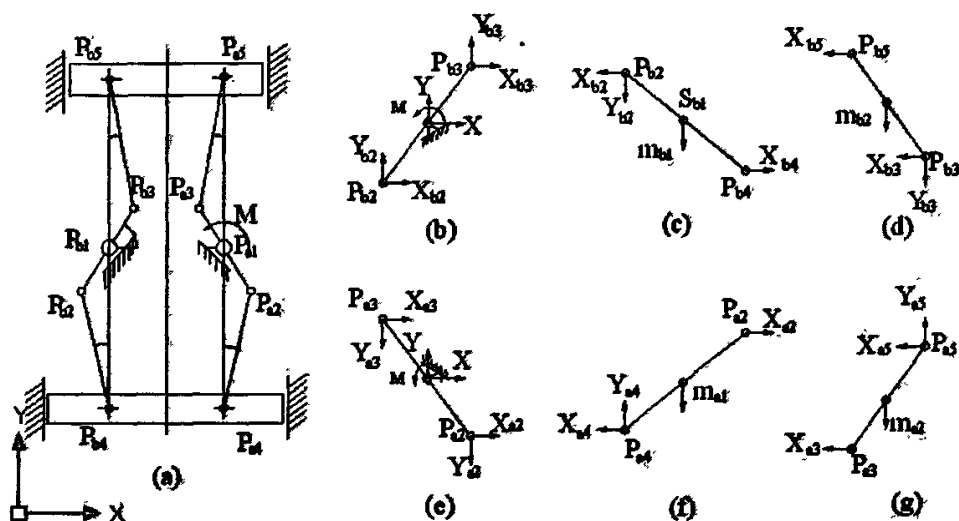


图 3-8 对称布置平衡法

### 3.7 本章小结

本章主要介绍了刚性转子和平面机构的基本理论。介绍了 JF75G-125 型闭式曲柄高速压力机的动力学平衡问题。提出了完全平衡法、近似平衡法、反向布置法、对称布置法等平衡方案。并详细分析了各种平衡方案的平衡机理，惯性力分析。是选择合适平衡方法的理论基础。

## 第四章 闭式曲柄压力机动力学微分方程的建立

### 4.1 多体系统动力学研究方法

多刚体系统动力学是多柔体系统动力学的基础。但是,多柔体与多刚体系统有着完全不同的动力学性态,其研究方法也有着本质的区别。由于多柔体系统动力学问题的复杂性,使得多柔体系统在诸如动力学建模理论与方法、系统仿真、实验研究等方面要涉及到诸如连续介质力学、结构动力学、计算数学、图论、现代控制理论、计算机软、硬件技术、实验力学等众多学科领域,这就推动了许多相关学科的进一步发展和相互交叉渗透。作为研究应用工具的计算机技术的进步更加快了该学科的发展,和更具实际应用价值。可以说,多体系统动力学已成为当今力学研究中最有活力的分支之一<sup>[47]</sup>。

对于由多个刚体组成的复杂系统,理论上可以采用经典力学的方法,即以牛顿—欧拉方程为代表的矢量力学方法和以拉格朗日方程为代表的分析力学方法。这些方法对于单刚体或者少数几个刚体组成的系统是可行的,但随着刚体数目的增加,方程复杂度成倍增长,寻求其解析解往往是不可能的。由于计算机数值计算方法的出现,使得面向具体问题的程序数值方法成为求解复杂问题的一条可行途径,即针对具体的多刚体问题列出其数学方程,再编制数值计算程序求解。对于每一个具体的问题都要编制相应的程序进行求解,虽然可以得到合理的结果,但过程重复烦琐,于是寻求一种适合计算机操作的程式化的建模和求解方法变得迫切需要。在这个时候,也就是20世纪60年代初期,在航天和机械领域,分别展开了对于多刚体系统动力学研究,并且形成了各具特色的不同派别的研究方法。

最具代表性的几种方法是罗伯森—维腾堡(Roberson/Wittenburg)方法、凯恩(Kane)方法、旋量方法和变分方法<sup>[48-50]</sup>等。

#### (1) 罗伯森—维腾堡方法

罗伯森与维腾堡于1966年提出一种分析多刚体系统的普遍性方法,简称R-W方法<sup>[44][46]</sup>。此方法的主要特点是利用图论的概念和数学工具描述多刚体系统的结构,以邻接刚体之间的相对位移作为广义坐标,导出适合于任意多刚体系统的普遍形式的动力学方程,并利用增广体概念对方程的系数矩阵作出物理解释。R-W方法以十分优美的风格处理了树结构多刚体系统,对于非树系统,通过铰切割或刚体分割方法将非树系统转变成树系统进行处理。

#### (2) 凯恩方法

凯恩方法是在1965年左右形成的一种分析复杂系统的方法,利用广义速率代替广义坐标描述系统运动,直接使用达朗贝尔原理建立动力学方程,并将矢量力与达朗伯惯性力直接向待定的基矢量方向投影以消除理想约束反力,兼有矢量力学和分析力学的特点,既适用于完整系统,也适用于非完整系统。

#### (3) 旋量方法

旋量方法是一种特殊的矢量力学方法(或牛顿—欧拉方法,简称为N-E方法),其特点是将矢量与矢量矩合为一体,采用旋量的概念,利用对偶数作为数学工具,使N-E方程具有简明的表达形式,在开链和闭链空间机构的运动学和动力学分析中得到广泛运用。

#### (4) 变分方法

变分方法是不同于矢量力学和分析力学的另一类分析方法,其基本原理是高斯最小约束的方法。该方法有利于结合控制系统的优化进行综合分析,而且由于其不受铰约束数目的影响,适用于带多个闭环的复杂系统。

上述几种方法构成了早期多刚体系统动力学的主要内容,借助计算机数值分析技术,可以解决由多个物体组成的复杂机械系统动力学分析问题。但是多刚体系统动力学在建模与求解方面的自动化程度,相对于结构有限元分析的成熟来说相差甚远。正是为了解决多刚体系统动力学建模与求解的自动化问题,美国Chace和Haug于20世纪80年代提出了适宜于计算机自动建模与求解的多刚体系统笛卡儿建模方法<sup>[5]</sup>,这种方法不同于以罗伯森—维腾堡方法为代表的拉格朗日方法,它是以系统中每个物体为单元,建立固结在刚体上的坐标系,刚体的位置相对于一个公共参考基进行定义,其位置坐标统一为刚体坐标系基点的笛卡儿坐标与坐标系的方位坐标,再根据铰约束和动力学原理建立系统的数学模型进行求解。

## 4.2 动力学微分方程的建立

### 4.2.1 曲柄滑块机构的动力学微分方程

以图4-4所示的曲柄滑块机构为研究对象,建立动力学微分方程,用数值的方法求解滑块的运动规律。选取广义坐标 $q_1$ 、 $q_2$ 、 $q_3$ 分别为曲柄转角、连杆与机座的夹角、滑块行程。

为了求解方便,考虑采用一维广义坐标建立动力学微分方程。选取曲柄转角 $q$ 为广义坐标,建立动力学方程。

首先,进行系统的运动分析。

曲柄:

$$\text{角速度 } \omega_1 = \dot{q}_1$$

连杆:

$$\text{转角 } q_2 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \sin q_1\right) = \arcsin(\lambda \sin q_1)$$

$$\text{角速度 } \omega_2 = \dot{q}_2 = \frac{\cos q_1}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin q_1\right)^2}} \frac{r}{l} \dot{q}_1 = \frac{\cos q_1}{\sqrt{1 - (\lambda \sin q_1)^2}} \lambda \dot{q}_1$$

$$\text{质心位置 } x_{c2} = x_3 - \rho_2 \cos q_2 = r \cos q_1 + l \cos q_2 - \rho_2 \cos q_2$$

$$= r \cos q_1 + (l - \rho_2) \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin q_1\right)^2} = r \cos q_1 + (l - \rho_2) \sqrt{1 - (\lambda \sin q_1)^2} \quad (4.2.1)$$

$$y_{c2} = \rho_2 \sin q_2 = \rho_2 \frac{r}{l} \sin q_1 = \rho_2 \lambda \sin q_1 \quad (4.2.2)$$

质心速度

$$\dot{x}_{c2} = -r \sin q_1 \dot{q}_1 + (l - \rho_2) \left(\frac{r}{l}\right)^2 \frac{\sin q_1 \cos q_1}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin q_1\right)^2}} \dot{q}_1 = -r \sin q_1 \dot{q}_1 + (l - \rho_2) \lambda^2 \frac{\sin q_1 \cos q_1}{\sqrt{1 - (\lambda \sin q_1)^2}} \dot{q}_1$$

$$\dot{y}_{c2} = \rho_2 \frac{r}{l} \cos q_1 \dot{q}_1 = \rho_2 \lambda \cos q_1 \dot{q}_1$$

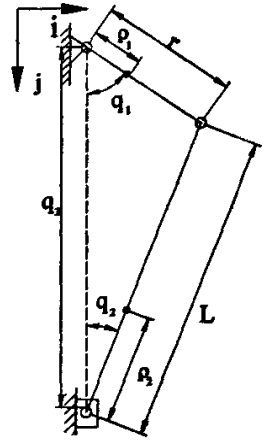


图 4-4 曲柄滑块机构简图

滑块:

$$\begin{aligned} \text{位置 } x_{s3} &= r \cos q_1 + l \cos q_2 \\ &= r \cos q_1 + l \cos[\arcsin(\frac{r}{l} \sin q_1)] = r \cos q_1 + l \sqrt{1 - (\frac{r}{l} \sin q_1)^2} \end{aligned} \quad (4.2.3)$$

$$\begin{aligned} &= r \cos q_1 + l \sqrt{1 - (\lambda \sin q_1)^2} \\ y_{s3} &= 0 \end{aligned} \quad (4.2.14)$$

$$\text{速度 } \dot{x}_{s3} = -r \sin q_1 \dot{q}_1 + l \left(\frac{r}{l}\right)^2 \frac{\sin q_1 \cos q_1}{\sqrt{1 - (\frac{r}{l} \sin q_1)^2}} \dot{q}_1 = -r \sin q_1 \dot{q}_1 + l \lambda^2 \frac{\sin q_1 \cos q_1}{\sqrt{1 - (\lambda \sin q_1)^2}} \dot{q}_1$$

$$\dot{y}_{s3} = 0$$

下面, 进行各构件的动能计算:

$$\begin{aligned} \text{连杆质心速度 } v_{s2} &= \sqrt{\dot{x}_{s2}^2 + \dot{y}_{s2}^2} \\ &= \sqrt{(r \sin q_1 \dot{q}_1 + (l - \rho_2) \lambda^2 \frac{\sin q_1 \cos q_1}{\sqrt{1 - (\lambda \sin q_1)^2}} \dot{q}_1)^2 + (\rho_2 \lambda \cos q_1 \dot{q}_1)^2} \end{aligned}$$

$$\text{滑块质心速度 } v_{s3} = \sqrt{\dot{x}_{s3}^2 + \dot{y}_{s3}^2} \quad (4.2.5)$$

曲柄滑块机构的动能

$$\begin{aligned} E &= \sum_i \frac{1}{2} (m_i v_{si}^2 + J_i \dot{\Phi}_i^2) = \frac{1}{2} (J_0 + J_1) \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} J_2 \dot{q}_2^2 + \frac{1}{2} m_2 v_{s2}^2 + \frac{1}{2} m_3 v_{s3}^2 \\ &= \frac{1}{2} (J_0 + J_1) \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} J_2 \frac{\lambda^2 \cos q}{1 - (\lambda \sin q)^2} \dot{q}^2 + \frac{1}{2} m_2 \left\{ \lambda^2 \rho_2^2 \cos^2 q + r^2 \sin^2 q + \frac{\lambda^4 (l - \rho_2)^2 \sin^2 q}{1 - (\lambda \sin q)^2} \right. \\ &\quad \left. \cos^2 q + 2 \lambda^2 r (l - \rho_2) \frac{\sin^2 q \cos q}{\sqrt{1 - (\lambda \sin q)^2}} \right\} \dot{q}^2 + \frac{1}{2} m_3 \left\{ r^2 \sin^2 q + \frac{\lambda^4 l^2 \sin^2 q \cos^2 q}{1 - (\lambda \sin q)^2} + 2 \lambda^2 r l \right. \\ &\quad \left. \frac{\sin^2 q \cos q}{\sqrt{1 - (\lambda \sin q)^2}} \right\} \dot{q}^2 \\ &= \left\{ \frac{1}{2} (J_0 + J_1) + \frac{1}{2} J_2 \frac{\lambda^2 \cos q}{1 - (\lambda \sin q)^2} + \frac{1}{2} m_2 \lambda^2 \rho_2^2 \cos^2 q + \frac{1}{2} (m_2 + m_3) r^2 \sin^2 q + \frac{1}{2} [m_2 (l - \rho_2)^2 \right. \\ &\quad \left. + m_3 l^2] \frac{\lambda^4 l^2 \sin^2 q \cos^2 q}{1 - (\lambda \sin q)^2} + [m_2 (l - \rho_2) + m_3 l] \lambda^2 r \frac{\sin^2 q \cos q}{\sqrt{1 - (\lambda \sin q)^2}} \right\} \dot{q}^2 \end{aligned} \quad (4.2.6)$$

求偏导

$$\begin{aligned}\frac{\partial E}{\partial \dot{q}} = & \{J_0 + J_1 + J_2 \frac{\lambda^2 \cos q}{1 - (\lambda \sin q)^2} + m_2 \lambda^2 \rho_2 \cos^2 q + (m_2 + m_3) r^2 \sin^2 q + [m_2 (l - \rho_2)^2 + m_3 l^2] \\ & \frac{\lambda^4 l^2 \sin^2 q \cos^2 q}{1 - (\lambda \sin q)^2} + 2[m_2 (l - \rho_2) + m_3 l] \lambda^2 r \frac{\sin^2 q \cos q}{\sqrt{1 - (\lambda \sin q)^2}}\} \dot{q} \\ & + m_3 l^2 \left[ \frac{\lambda^4 l^2 \sin^2 q \cos^2 q}{1 - (\lambda \sin q)^2} + [m_2 (l - \rho_2) + m_3 l] \lambda^2 r \frac{\sin^2 q \cos q}{\sqrt{1 - (\lambda \sin q)^2}} \right] \dot{q}^2\end{aligned}$$

令  $A = \sqrt{1 - (\lambda \sin q)^2}$ , 则

$$\begin{aligned}\frac{\partial E}{\partial \dot{q}} = & \{J_0 + J_1 + J_2 \frac{\lambda^2 \cos q}{A^2} + m_2 \lambda^2 \rho_2 \cos^2 q + (m_2 + m_3) r^2 \sin^2 q + [m_2 (l - \rho_2)^2 + m_3 l^2] \\ & \frac{\lambda^4 l^2 \sin^2 q \cos^2 q}{A^2} + 2[m_2 (l - \rho_2) + m_3 l] \lambda^2 r \frac{\sin^2 q \cos q}{A}\} \dot{q}\end{aligned}\quad (4.2.7)$$

上式对时间求导数

$$\begin{aligned}\frac{d}{dt} \left[ \frac{\partial E}{\partial \dot{q}} \right] = & \{J_0 + J_1 + J_2 \frac{\lambda^2 \cos q}{A^2} + m_2 \lambda^2 \rho_2 \cos^2 q + (m_2 + m_3) r^2 \sin^2 q + [m_2 (l - \rho_2)^2 + m_3 l^2] \\ & \frac{\lambda^4 l^2 \sin^2 q \cos^2 q}{A^2} + 2[m_2 (l - \rho_2) + m_3 l] \lambda^2 r \frac{\sin^2 q \cos q}{A}\} \ddot{q} + \dot{q}^2 \{J_2 \lambda^2 \sin q \\ & \frac{2 \lambda^2 \cos^3 q - A^2}{A^4} - 2 m_2 \lambda^2 \rho_2 \sin q \cos q + 2 (m_2 + m_3) r^2 \sin q \cos q + 2 \sin q \cos q \lambda^4 \\ & [m_2 (l - \rho_2)^2 + m_3 l^2] \frac{\cos^2 q - \sin^2 q + \lambda^2 \sin^4 q}{A^4} + 2 [m_2 (l - \rho_2) + m_3 l] \lambda^2 r \\ & \frac{\sin q \cos^2 q + A^2 \sin q (\cos^2 q - \sin^2 q)}{A^3}\}\end{aligned}$$

能对  $q$  求偏导数

$$\begin{aligned}\frac{\partial E}{\partial q} = & \frac{1}{2} \dot{q}^2 \{J_2 \lambda^2 \sin q \frac{2 \lambda^2 \cos^3 q - A^2}{A^4} - 2 m_2 \lambda^2 \rho_2 \sin q \cos q + 2 (m_2 + m_3) r^2 \sin q \cos q + 2 \sin q \cos q \\ & [m_2 (l - \rho_2)^2 + m_3 l^2] \frac{\cos^2 q - \sin^2 q + \lambda^2 \sin^4 q}{A^4} + 2 [m_2 (l - \rho_2) + m_3 l] \lambda^2 r \frac{\sin q \cos^2 q + A^2 \sin q}{A^3} \\ & (\cos^2 q - \sin^2 q)\}\end{aligned}$$

势能  $V = -m_1 g x_{11} - m_2 g x_{12} - m_3 g x_{13}$

$$= -m_1 g \rho_1 \cos q - (m_2 + m_3) g r \cos q - [m_2 (l - \rho_2) + m_3 l] g \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 q} \quad (4.2.8)$$

$$\frac{\partial V}{\partial q} = [m_1 + (m_2 + m_3)] g r \sin q + [m_2 (l - \rho_2) + m_3 l] g \frac{\lambda^2 \sin q \cos q}{A}$$

广义力的确定

根据虚功原理, 将所有主动力的虚功  $\delta W$  直接表示成与广义虚位移  $q$  的关系

$$\begin{aligned}\delta W &= M_d \delta q - F \frac{\partial(s_0 - s)}{\partial q} = M_d \delta q - F \frac{\partial}{\partial q} [r \cos q + l \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 q}] \\ &= M_d \delta q + F \left[ r \sin q + \frac{\lambda^2 \sin q \cos q}{A} \right] \delta q\end{aligned}\quad (4.2.9)$$

$$\text{广义力 } Q = M_d + F \left[ r \sin q + \frac{\lambda^2 \sin q \cos q}{A} \right] \quad (4.2.10)$$

$$\text{系统的拉格朗日方程 } \frac{d}{dt} \left[ \frac{\partial E}{\partial \dot{q}} \right] - \frac{\partial E}{\partial q} + \frac{\partial V}{\partial q} = Q \quad (4.2.11)$$

$$\begin{aligned}& \ddot{q} \left\{ J_0 + J_1 + J_2 \frac{\lambda^2 \cos q}{A^2} + m_2 \lambda^2 \rho_2 \cos^2 q + (m_2 + m_3) r^2 \sin^2 q + [m_2 (l - \rho_2)^2 + m_3 l^2] \frac{\lambda^4 l^2 \sin^2 q \cos^2 q}{A^2} \right. \\ & + 2[m_2 (l - \rho_2) + m_3 l] \lambda^2 r \frac{\sin^2 q \cos q}{A} \left. \right\} + \frac{1}{2} \dot{q}^2 \left\{ J_2 \lambda^2 \sin q \frac{2\lambda^2 \cos^3 q - A^2}{A^4} - 2m_2 \lambda^2 \rho_2 \sin q \cos q \right. \\ & + 2(m_2 + m_3) r^2 \sin q \cos q + 2 \sin q \cos q \lambda^4 [m_2 (l - \rho_2)^2 + m_3 l^2] \frac{\cos^2 q - \sin^2 q + \lambda^2 \sin^4 q}{A^4} \\ & + 2[m_2 (l - \rho_2) + m_3 l] \lambda^2 r \frac{\sin q \cos^2 q + A^2 \sin q (\cos^2 q - \sin^2 q)}{A^3} \left. \right\} + \\ & [m_1 + (m_2 + m_3)] g r \sin q + [m_2 (l - \rho_2) + m_3 l] g \frac{\lambda^2 \sin q \cos q}{A} = M_d + F \left[ r \sin q + \frac{\lambda^2 \sin q \cos q}{A} \right]\end{aligned}$$

$$\text{令 } M_1 = m_2 (l - \rho_2)^2 + m_3 l^2, M_2 = m_2 (l - \rho_2) + m_3 l$$

$$\begin{aligned}& \ddot{q} \left\{ J_0 + J_1 + J_2 \frac{\lambda^2 \cos q}{A^2} + m_2 \lambda^2 \rho_2 \cos^2 q + (m_2 + m_3) r^2 \sin^2 q + M_1 \frac{\lambda^4 l^2 \sin^2 q \cos^2 q}{A^2} \right. \\ & + 2M_2 \lambda^2 r \frac{\sin^2 q \cos q}{A} \left. \right\} + \frac{1}{2} \dot{q}^2 \left\{ J_2 \lambda^2 \sin q \frac{2\lambda^2 \cos^3 q - A^2}{A^4} - 2m_2 \lambda^2 \rho_2 \sin q \cos q \right. \\ & + 2(m_2 + m_3) r^2 \sin q \cos q + 2 \sin q \cos q \lambda^4 M_1 \frac{\cos^2 q - \sin^2 q + \lambda^2 \sin^4 q}{A^4} \\ & + 2M_2 \lambda^2 r \frac{\sin q \cos^2 q + A^2 \sin q (\cos^2 q - \sin^2 q)}{A^3} \left. \right\} + \\ & [m_1 + (m_2 + m_3)] g r \sin q + M_2 \frac{\lambda^2 \sin q \cos q}{A} = M_d + F \left[ r \sin q + \frac{\lambda^2 \sin q \cos q}{A} \right]\end{aligned}$$

鉴于高速压力机的连杆系数  $\lambda$  通常很小 (小于 0.1), 因此为了简化上述计算公式, 特将  $\lambda$  的平方项及更高次项忽略不计。由于所产生的误差很小, 满足在工程计算许可的误差范围之内。针对本文作者所设计的 1000kN, 1250s.p.m 高速压力机而言, 忽略  $\lambda$  平方及其更高次项后, 是可行的。这样, 将以上各式中的  $\lambda$  平方项及更高次项忽略后, 可化为

$$\ddot{q} \{ J_0 + J_1 + (m_2 + m_3) r^2 \sin^2 q \} + \dot{q}^2 (m_2 + m_3) r^2 \sin q \cos q + [m_1 \rho_1 + (m_2 + m_3) r] g \sin q = M_d + Fr \sin \quad (4.2.12)$$

$$\text{令} \begin{cases} H_1(q) = J_1 + (m_2 + m_3)r^2 \sin^2 q \\ H_2(q) = (m_2 + m_3)r^2 \sin q \cos q \\ H_3(q) = [m_1 \rho_1 + (m_2 + m_3)r]g \sin q \\ Q(q) = M_d + Fr \sin q \end{cases}$$

$$\text{系统的拉格朗日方程写成} \quad H_1(q)\ddot{q} + H_2(q)\dot{q}^2 + H_3(q) = Q(q) \quad (4.2.13)$$

$$H_1(q)\ddot{q} = -\frac{H_2(q)}{H_1(q)}\dot{q}^2 + \frac{Q(q) - H_3(q)}{H_1(q)}$$

$$\text{令} \begin{cases} B_0 = -\frac{H_2(q)}{H_1(q)} \\ B_1 = \frac{Q(q) - H_3(q)}{H_1(q)} \end{cases}, \text{ 则 } \ddot{q} = B_0 \dot{q}^2 + B_1$$

$$\text{设 } \omega = \dot{q}, \text{ 则 } \begin{cases} \dot{\omega} = B_0 \omega^2 + B_1 \\ \dot{q} = \omega \\ q(t_0) = 0 \\ \omega(t_0) = \omega_0 \end{cases} \quad (4.2.14)$$

## 4.2.2 反向布置的动力学微分方程

如图 4-5 所示的反向机构中, 选取曲柄转角  $q$  为广义坐标, 建立动力学方程:

$$\begin{cases} \vec{r}_1 + \vec{l}_1 = \vec{q}_3 \\ \vec{r}_2 + \vec{l}_2 = \vec{q}_6 \end{cases} \quad (4.2.15)$$

分别用  $\vec{i}, \vec{j}$  点积 (4.2.15) 式, 得

$$\begin{cases} r_1 \sin q_1 = l_1 \sin q_2 \\ r_2 \cos q_1 + l_1 \cos q_2 = q_3 \\ r_2 \sin q_1 = l_2 \sin q_5 \\ r_2 \cos q_1 + l_2 \cos q_5 = q_6 \end{cases} \quad (4.2.16)$$

先进行系统的运动分析

(1) 曲柄:

$$\text{角速度 } \omega_1 = \dot{q}_1$$

(2) 连杆:

$$\text{转角 } q_2 = \arcsin\left(\frac{r_1}{l_1} \sin q_1\right) = \arcsin(\lambda_1 \sin q_1)$$

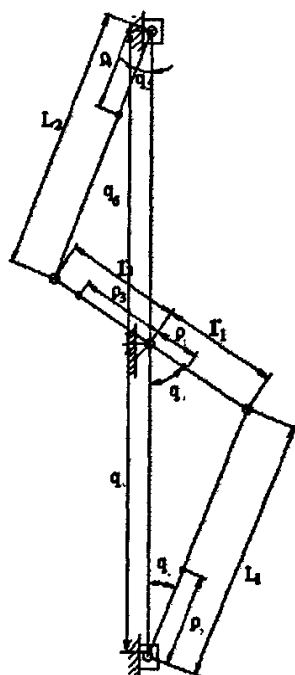


图 4-5 反向配置平衡简图

$$\text{角速度 } \omega_2 = \dot{q}_2 = \frac{\cos q_1}{\sqrt{1 - (\frac{r_1}{l_1} \sin q_1)^2}} \frac{r}{l} \dot{q}_1 = \frac{\cos q_1}{\sqrt{1 - (\lambda_1 \sin q_1)^2}} \lambda_1 \dot{q}_1 \approx \lambda_1 \cos q_1 \dot{q}_1$$

$$\begin{aligned} \text{质心位置 } x_{s2} &= x_{s3} - \rho_2 \cos q_2 = r_1 \cos q_1 + l_1 \cos q_2 - \rho_2 \cos q_2 \\ &= r_1 \cos q_1 + (l_1 - \rho_2) \sqrt{1 - (\frac{r_1}{l_1} \sin q_1)^2} = r_1 \cos q_1 + (l_1 - \rho_2) \sqrt{1 - (\lambda_1 \sin q_1)^2} \\ &\approx r_1 \cos q_1 + (l_1 - \rho_2) \end{aligned} \quad (4.2.17)$$

$$y_{s2} = \rho_2 \sin q_2 = \rho_2 \frac{r_1}{l_1} \sin q_1 = \rho_2 \lambda_1 \sin q_1 \quad (4.2.18)$$

$$\begin{aligned} \text{质心速度 } \dot{x}_{s2} &= -r_1 \sin q_1 \dot{q}_1 + (l_1 - \rho_2) \left( \frac{r_1}{l_1} \right)^2 \frac{\sin q_1 \cos q_1}{\sqrt{1 - (\frac{r_1}{l_1} \sin q_1)^2}} \dot{q}_1 \\ &= -r_1 \sin q_1 \dot{q}_1 + (l_1 - \rho_2) \lambda_1^2 \frac{\sin q_1 \cos q_1}{\sqrt{1 - (\lambda_1 \sin q_1)^2}} \dot{q}_1 \approx -r_1 \sin q_1 \dot{q}_1 \end{aligned} \quad (4.2.19)$$

$$\dot{y}_{s2} = \rho_2 \frac{r_1}{l_1} \cos q_1 \dot{q}_1 = \rho_2 \lambda_1 \cos q_1 \dot{q}_1 \quad (4.2.20)$$

(3) 滑块:

$$\begin{aligned} \text{位置 } x_{s3} &= r_1 \cos q_1 + l_1 \cos q_2 = r_1 \cos q_1 + l_1 \cos[\arcsin(\frac{r_1}{l_1} \sin q_1)] \\ &= r_1 \cos q_1 + l_1 \sqrt{1 - (\frac{r_1}{l_1} \sin q_1)^2} = r_1 \cos q_1 + l_1 \sqrt{1 - (\lambda_1 \sin q_1)^2} \approx r_1 \cos q_1 + l_1 \end{aligned} \quad (4.2.21)$$

$$y_{s3} = 0 \quad (4.2.22)$$

$$\begin{aligned} \text{加速度 } \dot{x}_{s3} &= -r \sin q_1 \dot{q}_1 + l \left( \frac{r}{l} \right)^2 \frac{\sin q_1 \cos q_1}{\sqrt{1 - (\frac{r}{l} \sin q_1)^2}} \dot{q}_1 = -r \sin q_1 \dot{q}_1 + l \lambda^2 \frac{\sin q_1 \cos q_1}{\sqrt{1 - (\lambda \sin q_1)^2}} \dot{q}_1 \\ &\approx -r \sin q_1 \dot{q}_1 \end{aligned} \quad (4.2.23)$$

$$\dot{y}_{s3} = 0 \quad (4.2.24)$$

(4) 副连杆

$$\text{转角 } q_2 = \arcsin(\frac{r_2}{l_2} \sin q_1) = \arcsin(\lambda_2 \sin q_1) \quad (4.2.25)$$

$$\text{角速度} \quad \omega_2 = \dot{q}_2 = \frac{\cos q_1}{\sqrt{1 - (\lambda_2 \sin q_1)^2}} \lambda_2 \dot{q}_1 \approx \lambda_2 \cos q_1 \dot{q}_1 \quad (4.2.26)$$

$$\begin{aligned} \text{质心位置 } x_{s5} &= x_{s6} - \rho_4 \cos q_5 = r_2 \cos q_1 + l_2 \cos q_5 - \rho_4 \cos q_5 \\ &= r_2 \cos q_1 + (l_2 - \rho_4) \sqrt{1 - \left(\frac{r_2}{l_2} \sin q_1\right)^2} = r_2 \cos q_1 + (l_2 - \rho_4) \sqrt{1 - (\lambda_2 \sin q_1)^2} \quad (4.2.27) \\ &\approx r_2 \cos q_1 + (l_2 - \rho_4) \end{aligned}$$

$$y_{s5} = \rho_4 \sin q_5 = \rho_4 \frac{r_2}{l_2} \sin q_1 = \rho_4 \lambda_2 \sin q_1 \quad (4.2.28)$$

$$\text{质心速度} \quad \dot{x}_{s5} = -r_2 \sin q_1 \dot{q}_1 \quad (4.2.29)$$

$$\dot{y}_{s5} = \rho_4 \lambda_2 \cos q_1 \dot{q}_1 \quad (4.2.30)$$

(5) 配重

$$\begin{aligned} \text{位置} \quad x_{s6} &= r_2 \cos q_1 + l_2 \cos q_5 \\ &= r_2 \cos q_1 + l_2 \cos q_5 = r_2 \cos q_1 + l_2 \sqrt{1 - (\lambda_2 \sin q_1)^2} \quad (4.2.31) \\ &\approx r_1 \cos q_1 + l_2 \end{aligned}$$

$$y_{s6} = 0 \quad (4.2.32)$$

$$\text{加速度} \quad \ddot{x}_{s6} = -r_2 \sin q_1 \ddot{q}_1 \quad (4.2.33)$$

$$\ddot{y}_{s6} = 0 \quad (4.2.34)$$

动能计算

$$v_{s2}^2 = \dot{x}_{s2}^2 + \dot{y}_{s2}^2 = (r_1^2 \sin^2 q_1 + \rho_2^2 \lambda_1^2 \cos^2 q_1) \dot{q}_1^2 \approx r_1^2 \sin^2 q_1 \dot{q}_1^2 \quad (4.2.35)$$

$$v_{s3}^2 = \dot{x}_{s3}^2 + \dot{y}_{s3}^2 = r_1^2 \sin^2 q_1 \dot{q}_1^2 \quad (4.2.36)$$

$$v_{s5}^2 = \dot{x}_{s5}^2 + \dot{y}_{s5}^2 = (r_2^2 \sin^2 q_1 + \rho_4^2 \lambda_2^2 \cos^2 q_1) \dot{q}_1^2 \approx r_2^2 \sin^2 q_1 \dot{q}_1^2 \quad (4.2.37)$$

$$v_{s6}^2 = \dot{x}_{s6}^2 + \dot{y}_{s6}^2 = r_2^2 \sin^2 q_1 \dot{q}_1^2 \quad (4.2.38)$$

$$\begin{aligned} E &= \sum_i \frac{1}{2} (m_i v_i^2 + J_i \dot{\phi}_i^2) = \frac{1}{2} (J_0 + J_1 + J_4) \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} J_2 \dot{q}_2^2 + \frac{1}{2} m_2 v_{s2}^2 + \frac{1}{2} m_3 v_{s3}^2 + \frac{1}{2} J_5 \dot{q}_5^2 + \frac{1}{2} m_5 v_{s5}^2 + \frac{1}{2} m_6 v_{s6}^2 \\ &= \left\{ \frac{1}{2} (J_0 + J_1 + J_2 \lambda_1^2 \cos^2 q_1 + J_4 + J_5 \lambda_2^2 \cos^2 q_1) + \frac{1}{2} m_2 (r_1^2 \sin^2 q_1 + \rho_2^2 \lambda_1^2 \cos^2 q_1) + \frac{1}{2} m_3 r_1^2 \sin^2 q_1 + \frac{1}{2} m_5 \right. \\ &\quad \left. (r_2^2 \sin^2 q_1 + \rho_4^2 \lambda_2^2 \cos^2 q_1) + \frac{1}{2} m_6 r_2^2 \sin^2 q_1 \right\} \dot{q}_1^2 \approx \frac{1}{2} [J_0 + J_1 + J_4 + (m_2 + m_3) r_1^2 \sin^2 q_1 + (m_5 + m_6) r_2^2 \sin^2 q_1] \dot{q}_1^2 \end{aligned} \quad \text{以 } q$$

替代  $q_1$ , 得

$$\text{动能} \quad E = \frac{1}{2} \{J_0 + J_1 + J_4 + [(m_2 + m_3) r_1^2 + (m_5 + m_6) r_2^2] \sin^2 q\} \dot{q}^2 \quad (4.2.39)$$

$$\frac{\partial E}{\partial \dot{q}} = \{J_0 + J_1 + J_4 + [(m_2 + m_3)r_1^2 + (m_5 + m_6)r_2^2] \sin^2 q\} \dot{q}$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E}{\partial \dot{q}} \right) = \ddot{q} \{J_0 + J_1 + J_4 + [(m_2 + m_3)r_1^2 + (m_5 + m_6)r_2^2] \sin^2 q\} + \dot{q} [(m_2 + m_3)r_1^2 + (m_5 + m_6)r_2^2] \sin 2q$$

$$\frac{\partial E}{\partial q} = \frac{1}{2} \dot{q}^2 [(m_2 + m_3)r_1^2 + (m_5 + m_6)r_2^2] \sin 2q$$

$$\begin{aligned} \text{势能 } V &= -m_1 g x_{r1} - m_2 g x_{r2} - m_3 g x_{r3} + m_4 g x_{r4} + m_5 g x_{r5} + m_6 g x_{r6} \\ &= -m_1 g \rho_1 \cos q - m_2 g [r_1 \cos q + (l_1 - \rho_2)] - m_3 g (r_1 \cos q + l_1) \\ &\quad + m_4 g \rho_3 \cos q + m_5 g [r_2 \cos q + (l_2 - \rho_4)] + m_6 g (r_2 \cos q + l_2) \end{aligned}$$

$$\frac{\partial V}{\partial q} = [m_1 \rho_1 \cos q + (m_2 + m_3) r_1 \cos q - m_4 \rho_3 - (m_5 + m_6) r_2] g \sin q \quad (4.2.40)$$

将以上各式代入系统的拉格朗日方程  $\frac{d}{dt} \left[ \frac{\partial E}{\partial \dot{q}} \right] - \frac{\partial E}{\partial q} + \frac{\partial V}{\partial q} = Q$ ，得

$$\begin{aligned} &\ddot{q} \{J_0 + J_1 + J_4 + [(m_2 + m_3)r_1^2 + (m_5 + m_6)r_2^2] \sin^2 q\} + \dot{q} [(m_2 + m_3)r_1^2 + (m_5 + m_6)r_2^2] \sin q \cos q \\ &+ [m_1 \rho_1 \cos q + (m_2 + m_3) r_1 \cos q - m_4 \rho_3 - (m_5 + m_6) r_2] g \sin q = M_d + Fr \sin q \end{aligned} \quad (4.2.41)$$

$$\text{设 } H1(q) = J_0 + J_1 + J_4 + [(m_2 + m_3)r_1^2 + (m_5 + m_6)r_2^2] \sin^2 q$$

$$H2(q) = [(m_2 + m_3)r_1^2 + (m_5 + m_6)r_2^2] \sin q \cos q$$

$$H3(q) = [m_1 \rho_1 \cos q + (m_2 + m_3) r_1 \cos q - m_4 \rho_3 - (m_5 + m_6) r_2] g \sin q$$

$$H4(q) = M_d + Fr \sin q$$

$$B_0(q) = -\frac{H2(q)}{H1(q)} = -\frac{[(m_2 + m_3)r_1^2 + (m_5 + m_6)r_2^2] \sin q \cos q}{J_0 + J_1 + J_4 + [(m_2 + m_3)r_1^2 + (m_5 + m_6)r_2^2] \sin^2 q}$$

$$B_1(q) = \frac{H4(q) - H3(q)}{H1(q)} = \frac{M_d + Fr \sin q - [m_1 \rho_1 \cos q + (m_2 + m_3) r_1 \cos q - m_4 \rho_3 - (m_5 + m_6) r_2] g \sin q}{J_0 + J_1 + J_4 + [(m_2 + m_3)r_1^2 + (m_5 + m_6)r_2^2] \sin^2 q}$$

$$\text{则 } \ddot{q} = B_0(q) \dot{q}^2 + B_1(q), \quad (4.2.42)$$

以  $y$  替代  $q$ ，

$$\text{设 } J = J_0 + J_1 + J_4,$$

$$U = [(m_2 + m_3)r_1^2 + (m_5 + m_6)r_2^2]$$

$$V = [m_1 \rho_1 \cos q + (m_2 + m_3) r_1 \cos q - m_4 \rho_3 - (m_5 + m_6) r_2] g$$

$$\text{则 } y'' = B_0(y)y'^2 + B_1(y) = \frac{-U \sin y \cos y y'' + M_d + (Fr - V) \sin q}{J + U \sin^2 y} \quad (4.2.43)$$

$$\text{设 } y' = z, \text{ 化为一阶微分方程, } \begin{cases} y' = z \\ z' = B_0(y)z^2 + B_1(y) \\ y(0) = 0 \\ z(0) = 10\pi \end{cases} \quad (4.2.44)$$

### 4.2.3 对称布置的动力学微分方程

对称布置的机构和反向机构的运动规律完全相同，只是在平衡垂直于滑块运动方向的力时优于反向机构。对称机构可以拆分为两个完全一致的反向机构，所以其动力学微分方程的建立和反向机构完全相同。

$$\text{亦为 } y'' = B_0(y)y'^2 + B_1(y) = \frac{-U \sin y \cos y y'' + M_d + (Fr - V) \sin q}{J + U \sin^2 y} \quad (4.2.45)$$

$$\text{设 } y' = z, \text{ 化为一阶微分方程 } \begin{cases} y' = z \\ z' = B_0(y)z^2 + B_1(y) \\ y(0) = 0 \\ z(0) = 10\pi \end{cases} \quad (4.2.46)$$

## 4.3 对称布置的动力学仿真

JF75G-125型闭式曲柄压力机采用YCT系列电磁调速电动机（电磁滑差离合器）。

原理和性能：与异步电动机调压调速相似，通过调节滑差离合器的励磁电流，改变其内部的磁场强度实现调速的，也是属于滑差功率消耗型调速方式，只是滑差功率不消耗在电机内部而是在电机同轴的电磁滑差离合器之中。

电磁滑差离合器常与鼠笼式异步电动机在结构上做成一体，并配有同轴测速发电机和速度反馈闭环控制装置，这种成套配置常称为电磁调速电机，简称VS或HC电机。

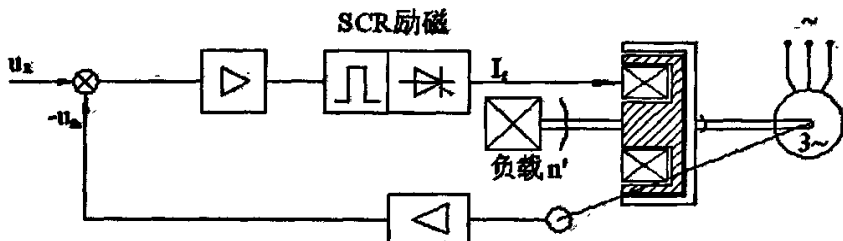


图4-6 电磁调速电动机

$$\text{电磁滑差离合器的机械特性可近似表示为 } n = n_0 - KT^2 / I_f^4 \quad (4.3.1)$$

式中， $n_0$ 为离合器主动部分转速，即原动机转速； $n$ 为离合器从动部分转速，即负载转速；

$T$  为电枢拖动磁极的电磁转矩； $I_f$  为励磁电流； $K$  为离合器结构和磁极材料有关的系数。

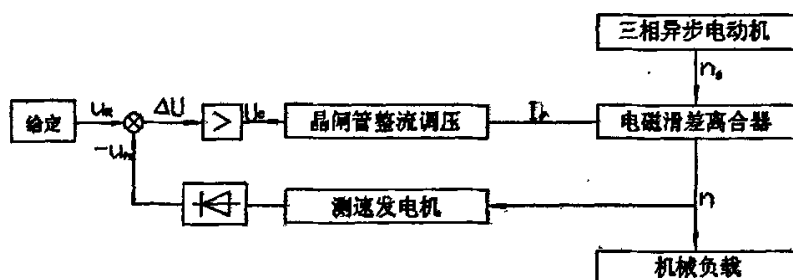


图4-7 闭环控制电磁调速框图

开环控制调速线路利用调压器调节交流电压，整流后得到的直流电压及励磁线圈电流随之改变，调速性能较差，特性软，失控区范围较大。为了克服开环调速的缺点，实际的电磁调速电动机产品大多采用增加测速发电机作为速度反馈元件的转速闭环调节系统。

闭环调速的基本控制过程是：控制器中的给定电路给出与要求的负载转速相对应的电压 $U_n$ ，与反映负载实际转速的反馈电压 $U_{fn}$ 比较后得到偏差 $\Delta U$ ，将 $\Delta U$ 放大后控制触发电路，由晶闸管整流调压装置调节离合器励磁电流 $I_f$ 。当负载实际转速与设定控制转速极为相近时， $I_f$  保持不变，使转速基本保持恒定，具有较高的调速稳定性，但在反馈量不足时仍有一定范围的“失控”现象。带转速负反馈的闭环电磁滑差离合器调速系统具有机械特性高、调速精度高、调速范围宽、无级平滑、工作可靠等优点，但在低速状态下涡流损耗明显，能量利用率及离合器输出功率都较低。

表 4-1 电动机的技术参数

型号	标称功率 Mmical Power Kw	额定转矩 Rated torque Nm	调速范围 Adjustable speed range r/min	转速变率 Speed variation ratio %	重量 Weight Kg
YCT280-4A	30	189	1320~132	$\leq 2.5$	750

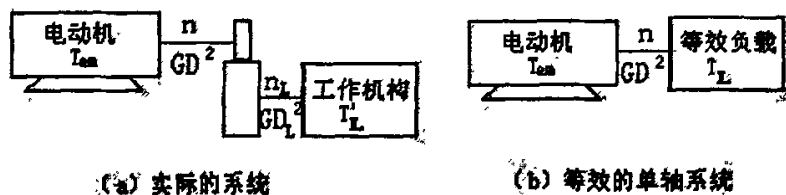


图 4-8 电力拖动系统

忽略电动机的空载转矩 $T_0$ ，根据牛顿第二定律可知，拖动系统的运动方程式为

$$T_{em} - T_L = J \frac{d\Omega}{dt} = \frac{GD^2}{375} \cdot \frac{dn}{dt} \quad (4.3.2)$$

式中  $T_m$  ..... 电动机的电磁转矩

$T_L$  ..... 等效到作用在电动机轴上的负载

$J$  ..... 运动系统的转动惯量

$\Omega$  ..... 运动系统的转动速度  $\Omega = \frac{2\pi n}{60}$

$GD^2$  ..... 飞轮矩

在稳定运转工作过程中, 必须保证电磁转矩和负载转矩相等。等效到曲柄轴上的电动机转矩

$$\text{为 } M_d = 3T_m = 3T_N \frac{s}{s_N} \approx 3T_N = 3 \times 189 \text{ N} \cdot \text{m} = 567 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.3.3)$$

用经典 Runge-Kutta 公式 (RK4) 求解

$$y_{i+1} = y_i + h z_i + \frac{h}{6} (l_1 + l_2 + l_3)$$

$$z_{i+1} = z_i + \frac{h}{6} (l_1 + 2l_2 + 2l_3 + l_4)$$

$$l_1 = \frac{-U \sin y_i \cos y_i z_i^2 + (Fr - V) \sin y_i + M_d}{J + U \sin^2 y_i}$$

$$l_2 = \frac{-U \sin(y_i + \frac{h}{2} z_i) \cos(y_i + \frac{h}{2} z_i) (z_i + \frac{h}{2} l_1)^2 + (Fr - V) \sin(y_i + \frac{h}{2} z_i) + M_d}{J + U \sin^2(y_i + \frac{h}{2} z_i)}$$

$$l_3 = \frac{-U \sin(y_i + \frac{h}{2} z_i + \frac{h^2}{4} l_1) \cos(y_i + \frac{h}{2} z_i + \frac{h^2}{4} l_1) (z_i + \frac{h}{2} l_2)^2 + (Fr - V) \sin(y_i + \frac{h}{2} z_i + \frac{h^2}{4} l_1) + M_d}{J + U \sin^2(y_i + \frac{h}{2} z_i + \frac{h^2}{4} l_1)}$$

$$l_4 = \frac{-U \sin(y_i + h z_i + \frac{h^2}{2} l_2) \cos(y_i + h z_i + \frac{h^2}{2} l_2) (z_i + h l_3)^2 + (Fr - V) \sin(y_i + h z_i + \frac{h^2}{2} l_2) + M_d}{J + U \sin^2(y_i + h z_i + \frac{h^2}{2} l_2)}$$

选取仿真步长为  $h=0.1\text{ms}$ , 仿真时间为  $3T$  时, 得到系统的稳态响应。根据用数值分析的方法, 在 Delphi 中编程求解运动学参数, 将所求的动力学参数数据以数据文件形式导出。



图 4-9 动力学仿真程序界面

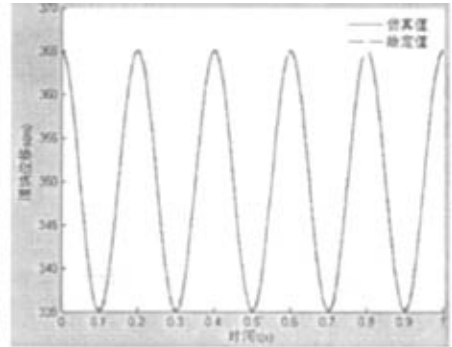


图 4-10 滑块位移仿真曲线

图 4-9 为对称平衡的曲柄压力机动力学仿真程序界面。程序中设定了结构参数，工作状态为空载运行。点击“Start”按钮程序执行，用经典 Runge-Kutta 公式（RK4）求解动力学参数的数值解。“Save to file”按钮将求解的数值解以数据文件形式保存到文件。“Exit”按钮退出程序。在 MATLAB 中读取数据文件，拟合画出各曲线。

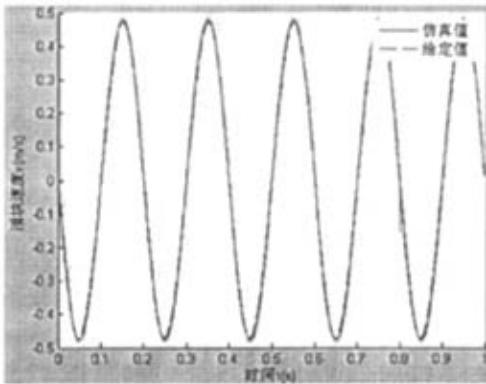


图 4-11 滑块速度仿真曲线

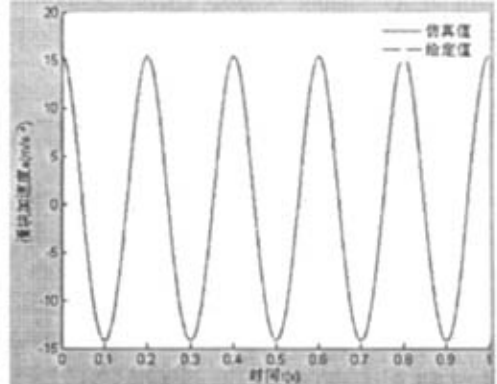


图 4-11 滑块加速度仿真曲线

图 4-10、4-11 和 4-12 分别是对称平衡方式的滑块位移、速度和加速度的数值求解的仿真曲线，从图中可以看出，与理论公式给出的曲线基本吻合。用类似的方法可以求解其他构件的曲线，从而可以得出平衡机构的运动学和动力学参数。

## 4.4 本章小结

本章介绍多体系统动力学研究方法，建立了几种典型的曲柄压力机的动力学微分方程，并对对称布置机构进行了动力学仿真。

## 第五章 JF75G-125 型压力机模型优化分析

### 5.1 ADAMS 软件的基本情况介绍

ADAMS 是美国 Mechanical Dynamics, Inc.'s (MDI's) 公司生产的软件(该公司现在已经并入 MSC 公司, 成为该公司在动力学、运动学分析上面的主力软件), ADAMS 一方面是虚拟样机分析的应用软件, 用户可以运用该软件对虚拟机械系统进行静力学、运动学和动力学分析。另一方面, 又是虚拟样机分析开发工具, 其开放型的程序结构和多种接口, 可以成为特殊行业用户进行特殊类型虚拟样机分析的二次开发工具平台。它为用户提供了强大的建模、仿真环境, 使用户能够对各种机械系统进行建模、仿真和分析。和其它 CAD、CAE 软件相比, ADAMS 具有十分强大的运动学和动力学分析功能<sup>[4-6]</sup>。

ADAMS 软件能够帮助工程师更好的理解系统的运动、解释其子系统或者整个系统即产品的设计特性, 比较多个设计方案的工作性能。预测精确的载荷变化过程, 计算其运动路径, 以及速度、加速度的分布图等。

ADAMS 将强大的分析求解功能与使用方便的用户界面相结合, 使该软件使用起来既直观又方便, 还可做到用户专门化。

ADAMS 软件的特点如下:

- (1) 使用交互式图形环境和零件、约束、力库建立机械系统三维参数化模型。
- (2) 分析类型包括运动学、静力学、和准静力学分析, 以及线性和非线性动力学分析, 刚体和柔性体分析。
- (3) 具有先进的数值分析技术和强有力的求解器, 使求解快速准确。
- (4) 具有组装、分析和动态显示不同模型在某一个过程变化的能力。提供多种虚拟样机方案。
- (5) 具有一个强大的函数库供用户自定义力和运动发生器。
- (6) 具有开放式结构, 允许用户集成自己的子程序。
- (7) 自动输出位移、速度、加速度和反作用力, 仿真结果显示为动画和曲线图形。
- (8) 可预测机械系统性能, 运动范围、碰撞、包装、峰值载荷和计算有限元的输入载荷。

#### 5.1.1 ADAMS 中的零件

模型中的零件具有质量、惯量(inertia properties)并可以运动。在仿真中, 所有力和约束都必须施加在零件上。

ADAMS/View 提供了完整的零件库, 用户可以通过零件库创建三种不同类型的零件, 包括:

- (1) 刚体: 具有质量和各种惯量的零件, 不能变形。
- (2) 柔性零件: 具有质量、惯量, 且在力的作用下可以发生变形的零件。基本的 ADAMS/View 可以创建离散的柔性连接件, 如截面为方形、圆形或工字形的梁, 更多柔性件的创建和使用需要用到 ADAMS/Flex 模块。
- (3) 质点: 只具有质量的零件, 质点没有外形, 也没有惯量特征和角速度。
- (4) 另外, ADAMS/View 提供了一个特殊的零件— 地面 (ground), 用户创建模型时,

ADAMS/view 将自动为用户创建它。"ground"零件没有质量及初始速度,不会增加系统的自由度,全局坐标系就建立在"ground"上。

当零件建好后,ADAMS 可以自动算出零件的质量(零件的体积乘以零件材料的密度)、质心位置及沿各个轴的惯性矩、惯性积。当然,用户也可以自己指定这些物理量的数值。

### 5.1.2 ADAMS 中的约束和运动

约束定义了零件(刚体、柔性体、质点)是如何相互连接及零件之间如何相对运动的。ADAMS/View 中提供的约束模型库包括以下四种约束(含运动):

(1)理想关节(Idealized joints)一具有实际相配物,如转动关节(铰链)或平动关节(滑块)。

(2)原始关节(Joint)一对相对运动进行限制,如限制一个零件的运动必须与另一个零件平行,可能没有实际的相配物。

(3)接触(Contacts)一定义在仿真过程中,当零件相互接触时如何反应,包括凸轮副,接触力等。

(4)运动生成器(Motions generators)一定义各种相对运动,用以驱动模型。

加入约束可以减少系统的自由度数,ADAMS/view 中的每种约束都减少不同的自由度数。例如,一个旋转铰链去掉了三个平动自由度和两个转动自由度,使两个零件之间只有沿共同轴线转动的自由度。这种只允许一种运动的约束叫做单自由度关节,ADAMS/view 中也提供了二自由度和三自由度的关节,如球铰限制了三个平动自由度,允许三个转动自由度,属于三自由度关节。当进行仿真时,ADAMS 的分析器—ADAMS/Solver 能够自动计算模型系统总的自由度数及是否存在冗余约束<sup>[4]</sup>。

### 5.1.3 ADAMS 中的作用力

ADAMS/view 提供多种力的模型,包括各种方向力和力矩,重力,弹簧阻尼器等等。定义力时,可以指定力是平动的还是转动的,受力物体,施力物体,力的作用点、大小和方向。对于不同类型的力,指定力的大小也有不同的方法,如弹簧力,可以简单定义弹性系数和阻尼系数,也可以用 ADAMS 内置的函数表达式定义力。内置函数包括:位移、速度、加速度函数,可使力和运动相关;力的函数,使力和其他力相关,如库仑摩擦力和正压力相关;数学函数,如呈正弦、余弦规律变化的力;插补曲线函数(Spline function),力由曲线上的各点数据决定,如马达的力矩—速度曲线;碰撞函数(Impact function),力的作用如同一个压簧阻尼器(compression-only spring-damper),当物体间歇接触时,阻尼器或开或关<sup>[5, 6]</sup>。

### 5.1.4 ADAMS 的主要组件及仿真环境

ADAMS 系列软件包括 ADAMS/View, ADAMS/Solver 等组件。

ADAMS/View 是 ADAMS 的主要模块,用户可以用其建造机械系统的模型,并在计算机上模拟机械系统的各种运动。同时,用户还可以对模型进行运动学和动力学分析,定义多个设计参数,观察在不同条件下模型的运行状况,得到最优解。

ADAMS/View 是一个强大的建模和仿真应用环境。它采用用户熟悉的 Windows(NT)系统和 Motif 界面(UNIX 系统)大大提高了快速建模的能力,设计研究(DS)、试验设计(DOE)和优化设计(OPTIMIZE)使用户能方便地进行优化工作。

应用 ADAMS/View 可以在制造物理样机之前实现设计、检验和改进机械系统模型。由 ADAMS/View 所建立的机械系统及其仿真模型, 可以通过 ADAMS/Solver 计算出相应的力和动作, 并可以输出相关的信息文件。对 ADAMS/View 仿真分析结果进行后处理, 可以通过调用专用后处理模块 ADAMS/Postprocessor 来完成<sup>[5]</sup>。

## 5.2 ADAMS 仿真建模、仿真一般步骤

用 ADAMS 进行建模仿真分析, 一般遵循以下步骤:



图5-1 ADAMS建模仿真流程图

### (一)建造模型

建模工作包含以下三部分:

#### 1、创建零件(Build)

有两种途径:通过 ADAMS/View 的零件库来创建各种简单的运动单元 (零件); 用 ADAMS/Exchange 引入复杂的 CAD 形体。

#### 2、给模型施加约束和运动

#### 3、给模型施加各种作用力

### (二)测试模型(Test)

定义测量目标, 对模型进行初步仿真, 通过仿真结果检验模型中各个零件、约束及力是否正确。

### (三)校验模型(Validate)

导入实际实验测试数据, 与虚拟仿真的结果进行比较。

### (四)模型的细化(Refine)

经过初步仿真确定了模型的基本运动后, 可以在模型中加入更复杂的单元, 如在运动副上加入摩擦, 用线性方程或一般方程定义控制系统, 加入柔性连接件等等, 使模型与真实系统更加近似。

### (五)模型的重新描述(Iterate)

为方便设计, 可以加入各种参数对模型进行描述. 当用户对模型进行了更改, 这些参数自动发生变化, 使相关改动自动执行。

### (六)优化模型

对模型进行参数分析, 优化设计。

### (七)定制用户自己的环境

用户可以定制菜单、对话框, 或利用宏命令使许多重复工作可以自动进行。

### 5.3 JF75G-125 型压力机的多刚体动力学建模

对机床进行动力学分析,传统多用集中质量模型来描述,一般限于少自由度系统;对于复杂的多自由度机床动力学模型,虽然理论上日趋完善,但由于模型过于繁琐,往往不能够完整地对其描述,因此需要运用多体系统动力学的知识对机床整机进行建模、分析,进而进行优化设计。这里运用多刚体动力学理论,基于 ADAMS 平台建立 JF75G-125 型闭式曲柄高速压力机的数字化虚拟样机,为下一章进行整机模型优化分析奠定了基础。

在三维实体造型软件 SolidWorks 中建立曲柄压力机的 CAD 模型,以 Parasolid 格式导入 ADAMS 中,生成多刚体动力学模型,如图 5-2 所示。模型中,对所有小特征,包括倒角、倒圆、小孔以及凸台等进行了简化和忽略。为了清晰明了地表达运动部件,整个机身以支撑主轴的箱板代替。忽略了润滑和供油系统。忽略了离合器-制动器装置,将动力直接加在机床主轴上。忽略了空气弹簧,忽略了上模及调节装置。以上这些处理均不会对动力学的模型的研究产生很大影响。在 ADAMS 中定义各个构件之间的运动副,运动副的位置与实际机床连接处的位置一致:

- (1)在机身与地面之间定义固定副;
- (2)滑块和机身之间定义移动副,即机床的 Y 轴方向;
- (3)配重和机身之间定义移动副,即机床的 Y 轴方向;
- (4)主轴和机身、主轴和飞轮、主轴与主曲柄、主轴与副曲柄、主曲柄与主连杆、主连杆与滑块、副曲柄与副连杆、副连杆与配重之间定义主轴旋转方向的旋转副,即绕机床的 Z 方向。
- (5)在主轴与机身的旋转副上创建旋转驱动。

通过在运动副添加机床各运动部件之间的运动和原动力,使数字模型能反映真实工况。这样机床在接近真实工况的条件下的进行运动学仿真。由于这时机床各主要部件都是刚体,反映的是机床运动过程中各构件运动情况,以及构件之间的受力情况。

图 5-3 是对称布置的机构用同样的方式建立三维 CAD 图,以 Parasolid 形式导入 ADAMS 中,添加约束和运动的动力学建模。

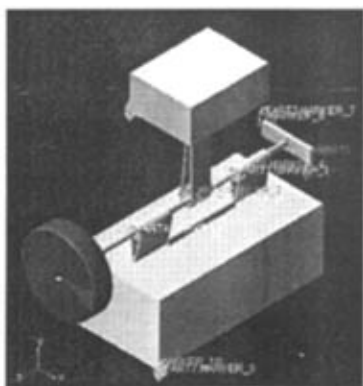


图 5-2 JF75G-125 刚体动力学模型

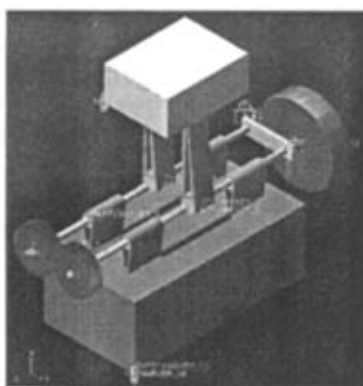


图 5-3 对称布置机构刚体动力学模型

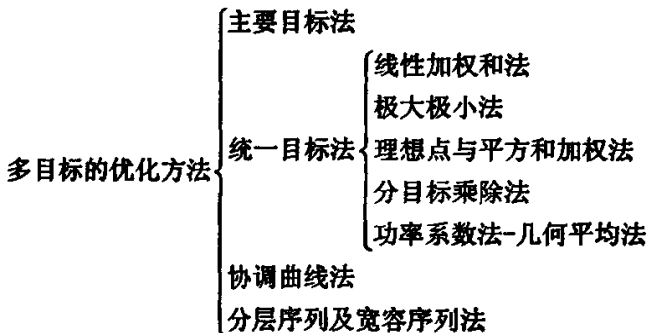
## 5.4 模型优化的理论分析

优化设计是 20 世纪 60 年代初发展起来的一门新学科,它是将最优化原理和计算机技术应用于设计领域,为工程设计提供一种重要的科学设计方法<sup>[53]</sup>。机构优化设计是近代机构设计的一个重要发展方向。这种设计方法是建立在数学规划论的基础上,利用计算机,按照某种设计准则建立优化的评价函数,即目标函数,在考虑附加约束条件下,去寻求机构的最优方案。动平衡优化是指在系统变量满足约束条件时,使目标函数取最小值。

对机床进行优化设计是为了提高机床的动静态特性,来改善机床的性能。优化设计由变量、状态量以及目标函数几个要素组成,在变量、状态量满足一定条件下,实现目标函数的优化。机床优化可以分为静力学特性和动力学特性优化:静力学优化是改变机床部件的结构形式,使机床各部件的最大静应力最小化,动力学优化是通过改变机床的整机以及部件结构提高机床的动态特性,如固有频率。从算法上分,机床优化方法通常用参数化优化设计和拓扑优化设计:前者通过设定设计变量和状态变量范围,改变设计变量的大小,在满足状态变量的前提下,使目标函数最优化;后者通过改变构成机床的材料的空间布置来实现预定的优化目标。当然在实际应用中,以上方法可以结合起来使用。

目前,优化设计的理论都很成熟,优化的方法也有许多。一般的机械优化设计问题,都是在一定的限制条件下追求某一指标为最小,属于约束优化问题。但有些实际问题,数学模型本身就是无约束优化问题,此外约束优化问题的求解可以通过一系列无约束优化方法来达到。因此,无约束优化问题是优化方法的基础。无约束优化方法主要有最速下降法、牛顿型方法、共轭方向法、共轭梯度法、变尺度法、坐标轮换法、鲍威尔方法和单形替换法等。约束优化方法主要有随机方向法、复合形法、可行方向法、惩罚函数法、增广乘子法二次规划法等。

对于大量的工程设计方案来说,往往要同时考虑多个目标,这属于多目标优化的问题。多目标优化的求解方法很多,一种是合适等约束法,即直接求出非劣解,从中选出较好的解;一种是将多目标优化问题转变为求评价函数的单目标(标量)优化问题;另一种是将多目标(向量)优化问题转化为一系列单目标(标量)优化问题来求解。



机械优化设计的全过程一般可分为如下几个步骤:

- 1) 建立优化设计的数学模型。
- 2) 选择适当的优化方法。
- 3) 编写计算机程序。
- 4) 准备必要的初始数据并上机计算。
- 5) 对计算机求得的结果进行必要的分析。

为了简化数学模型,作如下假设:

- (1) 模型中构件为均质的理想连杆
- (2) 曲柄转速恒定
- (3) 构件运动副的节点处间隙忽略
- (4) 高速压力机运转过程中, 相比于动态惯性力, 摩擦力等可以忽略
- (5) 相比于动力学能量, 机床的势能可以忽略

## 5.5 对称布置的压力机优化

### 5.5.1 惯性力及惯性力矩的计算

图 5-4 所示为反向布置的简单模型。压力机工作时产生的振动和噪声是由旋转的曲柄、平面运动的连杆以及直线运动的滑块产生的惯性力和惯性力矩共同作用的。

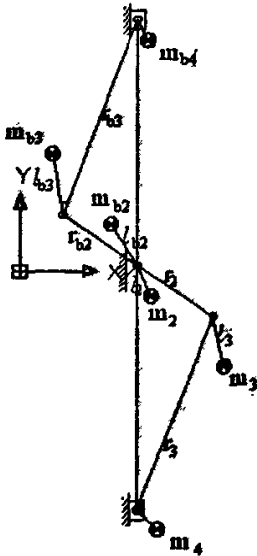


图 5-4 反向布置模型

$$\text{惯性力 } \bar{F} = -\sum_{i=2}^4 m_i \bar{a}_i \quad (5-1)$$

$$\text{惯性力矩 } \bar{M} = -\sum_{i=2}^4 (\bar{R}_i \times m_i \bar{a}_i + I_i \alpha_i) \quad (5-2)$$

其中,  $a_i$  为构件  $i$  质心的加速度,  $\alpha_i$  为连杆  $i$  的角加速度,

$\bar{R}_i$  为杆件相对于参考点的位置矢量。

对连杆加上配重以后, 示意图如图 5-5 所示。

$$\text{总质量 } M_i = m_i + m_{bi} \quad (5-3)$$

$$\text{偏心角 } \gamma_i = \phi_i + \tan^{-1} \frac{m_{bi} l_{bi} \sin(\beta_i - \phi_i)}{m_i l_i + m_{bi} l_{bi} \cos(\beta_i - \phi_i)} \quad (5-4)$$

$$\text{偏心距 } L_i = \frac{m_{bi} l_{bi} \sin(\beta_i - \phi_i)}{M_i \sin(\gamma_i - \phi_i)} \quad (5-5)$$

$$\text{总惯性矩 } J'_i = J + \frac{1}{2} m_{bi} r_{bi}^2 + m_i p_i^2 + m_{bi} q_i^2 \quad (5-6)$$

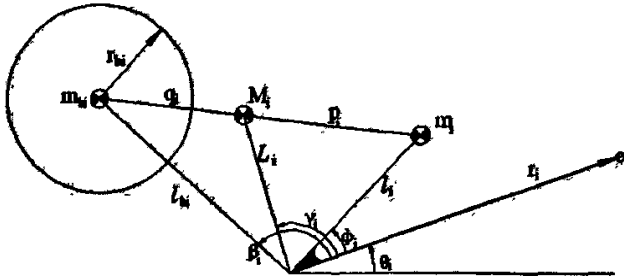


图 5-5 加载配重的连杆

### 5.5.2 目标函数的选取

在压力机模型中, 选取配重块的质量  $m_6$  为优化对象, 运动部件对主轴的 Y 向动态惯性作用力  $F_y$  为优化目标, 其它所有参数以原先压力机的参数值为准。即在压力机其它参数不变的条件下, 选用合适的配重块质量, 使得压力机工作过程中, 运动部件对主轴在高度方向上的动态惯性冲击力最小。

建立优化的目标函数:

$$F(\theta) = \mu_1 f_1(\theta) + \mu_2 f_2(\theta) \quad (5-7)$$

$$f_1(\theta) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (v_1(\omega, \delta_i, m_3) - v_2(\omega, \delta_i, m_6)) \quad (5-8)$$

$$f_2(\theta) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (v_3(\omega, \delta_i, m_3) - v_4(\omega, \delta_i, m_4)) \quad (5-9)$$

其中  $\mu_1$  和  $\mu_2$  为加权系数,  $n$  为工作行程内, 曲柄的工作行程压力角  $\alpha$  的等分点数,  $\delta_i = \alpha_i - \alpha_0$  为第  $i$  个等分点曲柄所在的位置角。  $f_1(x)$  和  $f_2(x)$  分别为主、副滑块以及主、副曲柄的动平衡函数。  $v_1(\omega, \delta_i)$ 、 $v_2(\omega, \delta_i)$ 、 $v_3(\omega, \delta_i)$ 、 $v_4(\omega, \delta_i)$  分别表示主滑块、配重块、主曲柄和副曲柄的动态惯性力函数, 其值与主轴的角速度  $\omega$ 、曲柄位置角  $\delta_i$ 、副连杆质量  $m_4$  以及配重质量  $m_6$  有关。

$$\text{惯性力的平方根函数} [F]_{rms} = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} F^2(\theta) d\theta} \quad (5-10)$$

$$[F_b]_{rms} = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} F_b^2(\theta) d\theta} \quad (5-11)$$

$$\text{惯性力矩的平方根函数} [M]_{rms} = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} M^2(\theta) d\theta} \quad (5-12)$$

$$[M_b]_{rms} = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} M_b^2(\theta) d\theta} \quad (5-13)$$

要达到对压力机的惯性力以及振动减小的目的, 应该对建立多目标函数

$$Obj = w_1 \cdot s_1 \cdot \frac{[F_b]_{rms}}{[F]_{rms}} + w_2 \cdot s_2 \cdot \frac{[F_b]_{flu}}{[F]_{flu}} + w_3 \cdot s_3 \cdot \frac{[M_b]_{rms}}{[M]_{rms}} + w_4 \cdot s_4 \cdot \frac{[M_b]_{flu}}{[M]_{flu}} \quad (5-14)$$

### 5.5.3 设计变量

瞬态惯性力与副曲柄质量  $m_{b2}$  及质心位置矢量  $l_{b2}$ 、副连杆质量  $m_{b3}$  及质心位置矢量  $l_{b3}$ 、配重质量  $m_{b4}$  及质心位置矢量  $l_{b3}$ 、主轴的角速度  $\omega$ 、曲柄位置角  $\delta_i$  有关。在上述影响惯性力和惯性力矩的参数中，主轴的角速度  $\omega$  在工作过程中以一定值运行，曲柄位置角  $\delta_i$  在一个运动行程中有规律地变化，变化的范围是  $0 \sim 2\pi$ 。根据机床的各构件的结构情况，连杆的质心位置都在中心连线上，因此，上述的位置矢量参数都视为恒定。因为副曲柄和主曲柄相对旋转中心轴的位置完全对称，所以其质量  $m_{b3}$  的选择只要满足质径积相等的条件，即  $m_{b3} \cdot l_{b3} = m_3 \cdot l_3$ ，就可以使主、副曲柄在主轴上的惯性力完全消除。需要确定的参数为副连杆质量  $m_{b3}$  和配重质量  $m_{b4}$ ，以这两个参数为优化变量，以目标函数趋向最小，进行优化。

### 5.5.4 约束条件

JF75G-125 型闭式曲柄压力机属于上传动结构。所加的配重处于主运动机构对称的主轴的上方，质心点低是机床稳定性的一个重要指标。降低配重的质量也有利于机床成本的降低。根据动力学平衡理论可以知道，较小的平衡配重应该采用较大的位置矢量，以满足质径积相等的平衡条件。通常取配重的质量为对应连杆构件的质量的一半，以确保配重质量的减小的同时，配重机构的形状不至于过大。约束条件如下：

$$\text{副连杆的位置矢量: } 300\text{mm} \leq l_{b3} \leq 400\text{mm} \quad (5-15)$$

$$\text{副曲柄的位置矢量: } 20\text{mm} \leq l_{b2} \leq 30\text{mm} \quad (5-16)$$

### 5.5.5 优化仿真

用 SolidWorks 建好压力机的三维实体模型, 以 Parasolid 格式导入 ADAMS 中, 如图 5-6 所示。分别用固定副、旋转副、圆柱副、移动副对各构件以及构件和机身之间进行约束, 在主轴上加回转力矩。对称布置的结构克服了反向机构无法平衡压力机惯性扭矩的缺点, 实现了真正意义上的完全平衡。电动机的输出通过气动摩擦离合器传递到装有飞轮的一根曲轴上, 飞轮起调节速度波动的作用。两根曲轴通过轴上一对齿轮耦合转动。各构件的质量在其质心处加质点。根据第四章中对对称布置平衡法中得

到的理论分析值, 确定各构件的参数如下: 飞轮的质量  $m_0 = 940\text{kg}$ , 转动惯量

$J_0 = 136\text{kg} \cdot \text{m}^2$ , 曲柄的质量  $m_1 = 52.25\text{kg}$ , 转动惯量  $J_1 = 0.289\text{kg} \cdot \text{m}^2$ , 连杆的质量

$m_2 = 77.49\text{kg}$ , 滑块的质量  $m_3 = 2200\text{kg}$ ,

副曲柄的质量  $m_4 = 18.38\text{kg}$ , 转动惯量

$J_4 = 0.217\text{kg} \cdot \text{m}^2$ 。

将以上参数输入模型中, 其中两个优化变量副连杆的质量  $m_5$  和配重的质量  $m_6$  定义为“Design Variable”变量 DV\_1 和 DV\_2, 初值为理论计算值。在 ADAMS/View 中, 对模型进行优化, 以式 (5-14) 为优化的目标函数, 对此函数的波动范围取优化极小值。对优化变量分别取初始值  $m_5 = 100\text{kg}$ ,  $m_6 = 1000\text{kg}$ , 优化结果如表 5-1 所示。

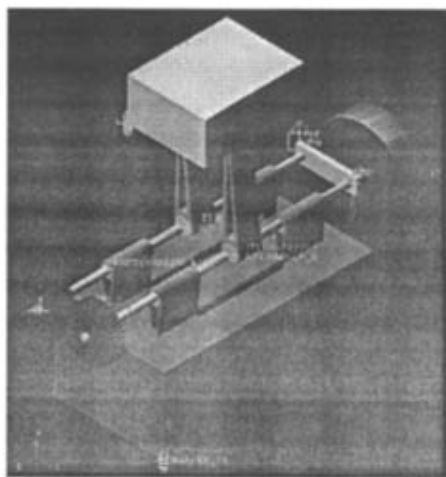


图 5-6 压力机的对称优化模型



图 5-7 优化界面

表 5-1 仿真优化结果

**Optimization Summary**

Model Name : press\_1

Date Run : 2006-12-12 15:07:32

**Objectives**

O1) Maximum of RANGE\_MEA\_1

Units: newton

Initial Value: 2887.80

Final Value: 139.07 (-95.18%)

**Design Variables**

V1) DV\_1

Units: kilogram

Initial Value: 100

Final Value: 113.31 (+13.3%)

V2) DV\_2

Units: kilogram

Initial Value: 1000

Final Value: 1045 (+4.5%)

Iter.	RANGE	DV_1	DV_2
1	2887.80	100	1000
2	191.57	112.36	1044.5
3	185.96	112.435	1044.6
4	183.79	114.095	1044.6
5	177.42	112.575	1044.6
6	173.90	112.585	1044.7
7	169.98	112.645	1045.2
8	166.69	112.71	1045.2
9	146.80	113.17	1045.2
10	145.05	113.18	1045.2
11	143.75	113.21	1045
12	143.01	113.225	1045
13	142.52	113.235	1045
14	142.08	113.25	1045.1
15	140.59	113.27	1045
16	139.65	113.32	1045
17	139.07	113.31	1045

比较 ADAMS 优化的结果和对称布置平衡的理论计算值,可以发现,两者的数值比较接近。这说明 JF75G-125 型曲柄压力机采用 ADAMS 软件进行动平衡优化是可行的。对于结构复杂不便于用理论方法进行动平衡优化的情况下,可以在 ADAMS 的交互式图形环境中建立复杂的动力学模型,或将三维造型软件中建立的结构模型通过一定的格式导入 ADAMS 中,再利用优化设计模块对动力学模型进行动平衡优化。

## 5.6 多体动力学仿真基本理论

创建完机械系统模型后,ADAMS/View 可以自动调用 ADAMS/Solver 对模型进行仿真求解。在进行仿真之前,ADAMS/Solver 通过计算模型的自由度判断是进行运动学仿真还是进行动力学仿真。如果整个模型的自由度为 0,对其进行运动学仿真;如果整个模型的自由度大于或等于 1,则对其进行动力学仿真<sup>[14]</sup>。在进行运动学仿真时,ADAMS/Solver 计算出模型中任意点的位移、速度和加速度,这些值并不受施加在模型上的力的影响。在进行动力学仿真时,ADAMS/Solver 根据施加在模型上的外力和激励,计算出模型中的位移、速度、加速度及其内部作用力。在使用 ADAMS/Solver 进行仿真的过程中,ADAMS/View 中的模型也通过动画显示计算的结果。在完成仿真后,ADAMS/View 还具有重复播放这些动画的功能。

## 5.7 各种工况下压力机的仿真测试

### 5.7.1 压力机工作的工况类型

闭式高速曲柄压力机主要用来生产大批量的功能性的冲压件，它们的尺寸与形状均趋于标准化和系列化，如中小型电机的定、转子硅钢片、高压器硅钢片、刮脸刀、IT 芯片等。高速压力机的工作状态以冲裁为主，此外还有空载、打桩和拉深等。根据材料冲裁力与行程关系，在考虑动态变形的条件下，冲裁力应与动态模具重叠量有关，而不只与行程有关。实际的打桩碰撞力与重叠量的关系见图 5-8，在  $\delta t$  的时间内受到冲击载荷  $F$  的作用，即受到脉冲函数的载荷作用。冲裁力与重叠量的关系见图 5-9，在  $\delta_{\max}$  的位移内，冲裁力按正弦规律从零上升到最大值，可以认为是一个近似四分之一正弦曲线。拉深力与重叠量的关系如图 5-10，拉深载荷的曲线主要集中在  $0 \sim \Delta$  的范围内，位移量超过  $\Delta$  后拉深力曲线迅速衰减，基本上接近一个半正弦曲线。

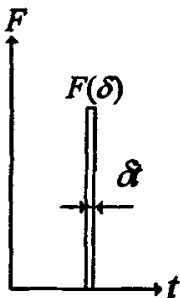


图 5-8 碰撞

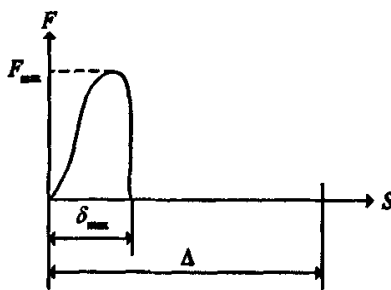


图 5-9 冲裁

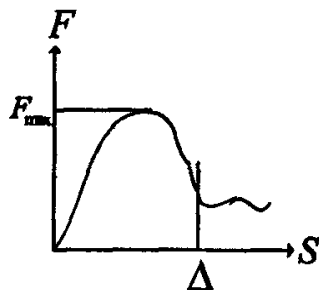


图 5-10 拉深

综上所述，为了计算方便，分别将它们压力机在各种工况下的载荷情况简化，用公式描述。可以归纳如下：

(1) 空载时，载荷  $F=0$ ；

(2) 打桩时，用脉冲函数描述打桩碰撞的力，即

$$F(\delta) = \begin{cases} pulse & \delta = 0 \\ 0 & \text{其他} \end{cases}$$

(3) 冲裁时，用四分之一正弦近似表示冲裁力为：

$$F(\delta) = \begin{cases} F_{\max} \sin\left(\frac{\delta}{2\delta_{\max}}\pi\right) & \delta \leq \delta_{\max} \\ 0 & \delta > \delta_{\max} \end{cases}$$

(4) 拉深时，用半正弦近似表示拉深力为

$$F(\delta) = \begin{cases} F_{\max} \sin\left(\frac{\delta}{\Delta}\pi\right) & \delta \leq \Delta \\ 0 & \delta > \Delta \end{cases}$$

### 5.7.2 空载工况下的工作特性仿真

选用对称布置的曲柄压力机模型, 在 ADAMS/View 中进行仿真, 主轴转速为 300SPM, 在飞轮轴上直接加上电动机的驱动力矩。在稳定运转工作过程中, 必须保证电磁转矩和负载转矩相等。等效到曲柄轴上的电动机转矩为  $M_d = 3T_{em} = 567\text{N}\cdot\text{m}$ 。空载工况下, 滑块上无载荷。各构件的参数为优化仿真后的最佳参数。飞轮的质量  $m_0 = 940\text{kg}$ , 转动惯量  $J_0 = 136\text{kg}\cdot\text{m}^2$ , 曲柄的质量  $m_1 = 52.25\text{kg}$ , 转动惯量  $J_1 = 0.289\text{kg}\cdot\text{m}^2$ , 连杆的质量  $m_2 = 77.49\text{kg}$ , 滑块的质量  $m_3 = 2200\text{kg}$ , 副曲柄的质量  $m_4 = 18.38\text{kg}$ , 转动惯量  $J_4 = 0.217\text{kg}\cdot\text{m}^2$ , 副连杆的质量  $m_5 = 113.31\text{kg}$ , 配重的质量  $m_6 = 1045\text{kg}$ 。

选用仿真参数为: 仿真时间 1s, 仿真结果的输出总步数为 500 次。

仿真完成, 对仿真的数据进行分析。主要是考察机床工作时运动部件对机床本体的动态激振力。建立力的测量量 Measure, 分别测量压力机上下方向的动态激振力和前后方向的动态倾覆惯性力。测量结果如图 5-11 所示。红色实曲线表示上下方向的动态激振力, 蓝色虚曲线表示前后方向的动态倾覆惯性力。

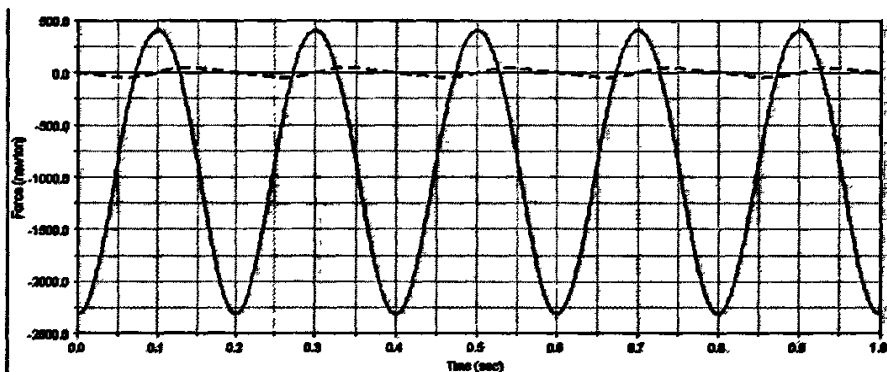


图 5-11 优化后的模型仿真结果

在仿真后处理模块 ADAMS/ PostProcessor 中对动态惯性力的曲线进行数值的量化。可以得到上下方向的动态激振力  $F_y$  的变化范围为  $-2315.793\text{N} \sim 409.087\text{N}$ , 幅值为  $2724.88\text{N}$ 。

为了说明对称布置法的好处, 现对压力机改进前后的动力学模型在 ADAMS 中, 以主轴转速为 300rpm、350rpm、400rpm 分别进行仿真。观察其动态惯性力的变化情况, 如下表所示。

表 5-2 压力机改进前后的动态特性比较

		原来			改进后		
转速(rpm)		300	350	400	300	350	400
测	$F_{y\max}$	11621.795	12913.322	14016.972	409.087	486.687	509.916
	$F_{y\min}$	-65789.563	-76331.287	-90141.253	-2315.793	-2847.461	-3258.413

量值	幅值	66952.358	89244.609	104158.225	2724.88	3334.148	3768.329
(N)	$F_{zmax}$	3496.454	3884.310	4013.591	46.503	49.131	53.710
	$F_{zmin}$	-3498.509	-3887.903	-4016.413	-46.530	-49.324	-53.729
	幅值	6994.963	7772.213	8030.004	93.033	98.455	107.439

结论：从表 5-2 中所列出的数据可以看出，对称布置法进行动力学平衡前后，运动部件对主轴和压力机的床身的动态惯性力相差很大，以主轴转速为 300rpm 的情况为例，其中动力平衡后 Y（上下）方向上的动态惯性力的值仅为原先方案值的 1/24.57，而动力平衡后 Z（前后）方向上的动态惯性力的值仅为原先方案值的 1/75.19 左右。这有力地说明了对称布置的动力学平衡法成效是显著的。对称布置法克服了完全平衡法对结构方面的限制和近似平衡法的近似平衡的缺点，有其独特的优势。因此，采用此方法对曲柄压力机进行动平衡的改进。

### 5.7.3 打桩工况下的工作特性仿真

压力机在打桩工况下的载荷是一个脉冲形式的曲线。ADAMS/View 中提供了两种函数：

(1) 阶跃函数定义为 STEP(x, begin at, Initial Function Value, end at, Final function Value)。其中 x 为自变量。如：step(time, 0.1,0.0,0.2,1.0)\*5.0。如图 5-12 所示。

(2) 脉冲函数定义为：step(time, 0.1,0.0,0.2,1.0)\* step(time, 0.2,1.0,0.3,0.0)\*5.0。如图 5-8 所示。

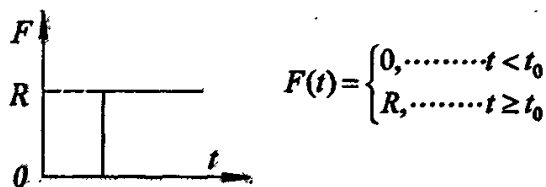
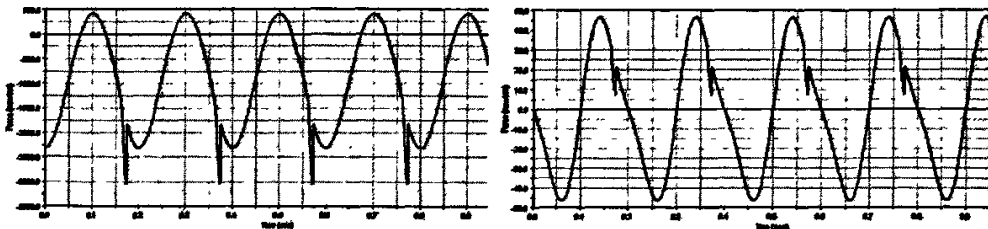


图 5-12 阶跃函数

碰撞（打桩）载荷近似理解为具有一定脉宽的脉冲函数。

在 1S 的时间内进行仿真，脉冲函数的作用时间为 0.0975~0.1025、0.2975~0.3025、0.4975~0.5025、0.6975~0.7025、0.8975~0.9025。这样打桩工况下载荷函数定义为：  
 $1250 * (\text{step}(\text{time}, 0.0974, 0.0, 0.0975, 1.0) * \text{step}(\text{time}, 0.1024, 1.0, 0.1025, 0.0) + \text{step}(\text{time}, 0.2974, 0.0, 0.2975, 1.0) * \text{step}(\text{time}, 0.3024, 1.0, 0.3025, 0.0) + \text{step}(\text{time}, 0.4974, 0.0, 0.4975, 1.0) * \text{step}(\text{time}, 0.5024, 1.0, 0.5025, 0.0) + \text{step}(\text{time}, 0.6974, 0.0, 0.6975, 1.0) * \text{step}(\text{time}, 0.7024, 1.0, 0.7025, 0.0) + \text{step}(\text{time}, 0.8974, 0.0, 0.8975, 1.0) * \text{step}(\text{time}, 0.9024, 1.0, 0.9025, 0.0))$ 。

在空载动力学模型中，向滑块上添加力的驱动，方向和滑块运动方向一致，力的大小在其属性对话框的函数值中输入上述的载荷函数。参照空载工况下的参数进行仿真。



(a) 上下方向的动态激振力

(b) 前后方向的动态倾覆惯性力

图 5-13 打桩工况下的惯性力曲线

仿真结果如图 5-13 所示，相比空载工况，打桩的接触时间段内出现了上下方向的脉冲。

激振力。幅值达-3046.0493N。而前后方向的倾覆惯性力曲线则在碰撞的时间段内出现一定的小幅波动，影响不大。

#### 5.7.4 冲载工况下的工作特性仿真

冲载工况下，载荷函数定义为  $F_{\max} \sin(\text{time} \times 5 \times \pi) \times \text{step}(\text{time}, 0.0, 0.0, 0.01, 1.0) \times \text{step}(\text{time}, 0.13, 1.0, 0.131, 0.0)$ ，调整好参数就可以得到冲载载荷的曲线。

在 1S 的时间内进行仿真，冲载件板厚定义为 5mm，根据滑块的位移曲线可知，冲载函数的作用时间为 0.1616~0.1738，0.3616~0.3738，0.5616~0.5738，0.7616~0.7738，0.9616~0.9738，这样冲载工况下载荷函数定义为

$1250 \times (\sin((\text{time}-0.1616) \times \pi / 0.0488) \times \text{step}(\text{time}, 0.1615, 0.0, 0.1616, 1.0) \times \text{step}(\text{time}, 0.1837, 1.0, 0.1838, 0.0) + \sin((\text{time}-0.3616) \times \pi / 0.0488) \times \text{step}(\text{time}, 0.3615, 0.0, 0.3616, 1.0) \times \text{step}(\text{time}, 0.3837, 1.0, 0.3838, 0.0) + \sin((\text{time}-0.5616) \times \pi / 0.0488) \times \text{step}(\text{time}, 0.5615, 0.0, 0.5616, 1.0) \times \text{step}(\text{time}, 0.5837, 1.0, 0.5838, 0.0) + \sin((\text{time}-0.7616) \times \pi / 0.0488) \times \text{step}(\text{time}, 0.7615, 0.0, 0.7616, 1.0) \times \text{step}(\text{time}, 0.7837, 1.0, 0.7838, 0.0) + \sin((\text{time}-0.9616) \times \pi / 0.0488) \times \text{step}(\text{time}, 0.9615, 0.0, 0.9616, 1.0) \times \text{step}(\text{time}, 0.9837, 1.0, 0.9838, 0.0))$ 。

在空载动力学模型中，向滑块上添加力的驱动，方向和滑块运动方向一致，力的大小在其属性对话框的函数值中输入上述的载荷函数。参照空载工况下的参数进行仿真。

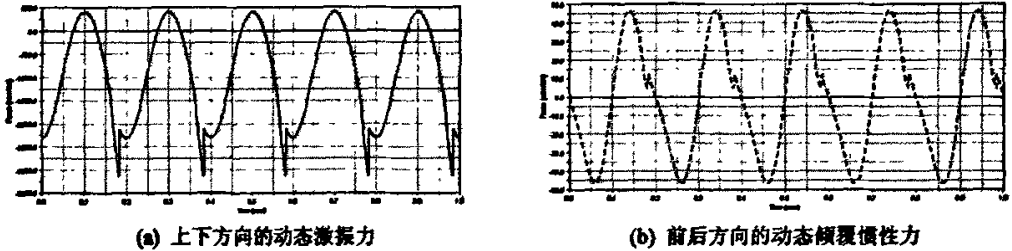


图 5-14 冲载工况下的惯性力曲线

仿真结果如图 5-14 所示，和打桩工况类似，冲载得时间段内出现了一定脉宽的上下方向的激振力，幅值按四分之一正弦规律变化。幅值达-2831.9312N。而前后方向的倾覆惯性力曲线则在接触的时间段内出现一定的小幅波动，影响不大。

#### 5.7.5 拉深工况下的工作特性仿真

根据拉深工艺的特点，确定拉深工况下载荷函数，对系统进行仿真。拉深的载荷参数定义为：

$1250 \times (\sin((\text{time}-0.1616) \times \pi / 0.0244) \times \text{step}(\text{time}, 0.1615, 0.0, 0.1616, 1.0) \times \text{step}(\text{time}, 0.19999, 1.0, 0.200, 0.0) + \sin((\text{time}-0.3616) \times \pi / 0.0244) \times \text{step}(\text{time}, 0.3615, 0.0, 0.3616, 1.0) \times \text{step}(\text{time}, 0.39999, 1.0, 0.400, 0.0) + \sin((\text{time}-0.5616) \times \pi / 0.0244) \times \text{step}(\text{time}, 0.5615, 0.0, 0.5616, 1.0) \times \text{step}(\text{time}, 0.59999, 1.0, 0.600, 0.0) + \sin((\text{time}-0.7616) \times \pi / 0.0244) \times \text{step}(\text{time}, 0.7615, 0.0, 0.7616, 1.0) \times \text{step}(\text{time}, 0.79999, 1.0, 0.800, 0.0) + \sin((\text{time}-0.9616) \times \pi / 0.0244) \times \text{step}(\text{time}, 0.9615, 0.0, 0.9616, 1.0) \times \text{step}(\text{time}, 0.99999, 1.0, 1.00, 0.0))$

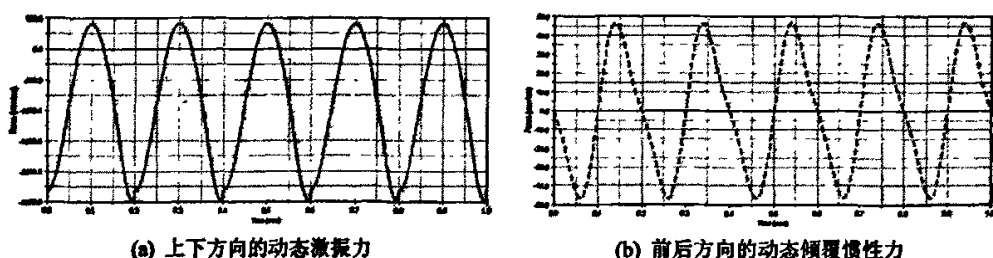


图 5-15 拉深工况下的惯性力曲线

仿真结果如图 5-15 所示, 和打桩工况类似, 冲裁得时间段内出现了一定脉宽的上下方向的激振力, 幅值按半正弦规律变化。幅值达 $-2479.5322\text{N}$ 。而前后方向的倾覆惯性力曲线则在接触的时间段内出现一定的小幅波动, 影响不大。

### 5.7.6 机床的工作特性分析

根据 5.7.2 节中关于压力机优化改进前后的动力学特性的数据, 可以知道, 采用对称布置的动平衡方法, 经过优化改进后, 机床较改进前, 有很好的动力学特性。达到了对机床降振减噪的目的。

根据本章 5.7.3~5.7.5 节对打桩、冲裁和拉深状态的动态特性曲线可知, 工作状态会产生附加的动态打击力, 亦会对压力机的工作状态带来影响。由于冲裁力不可避免, 其冲击振动噪声也就无法消除。属于这种类型的振动噪声需寻求其它解决方案。目前该方面的措施主要有: (1) 通过改变滑块的运动规律, 改变冲裁力变化曲线, 降低冲裁过程的冲击振动和噪声<sup>[5]</sup>。(2) 采用冲击阻尼器。(3) 研制伺服电机直接控制的压力机。

此外, 由于机械式高速压力机的振动冲击客观上无法完全平衡, 可以依托振动隔离理论, 采用适当的隔振装置, 尽量降曲柄低压力机在高速工作时对周围环境的影响, 达到改善劳动条件的目的。

## 5.8 本章小结

本章主要介绍了机械动力学仿真分析软件 ADAMS 的主要功能, 要素的构成, 以及建模分析的基本方法。在众多 CAD/CAE 软件中, ADAMS 以其强大的运动学、动力学分析功能, 在众多工程领域里获得了广泛的应用。

在三维实体造型软件 SolidWorks 中建立曲柄压力机的 CAD 模型, 以 Parasolid 格式导入 ADAMS 中, 生成多刚体动力学模型。建立机床的多刚体动力学仿真模型, 并根据实际的机床传动系统的结构形式创建各运动副。

介绍了模型优化的基本理论, 多目标优化的问题。JF75G-125 型曲柄压力机的动力学优化方法, 多目标函数的选取, 设计变量的处理, 约束条件的确定。机械动力学仿真软件 ADAMS 对模型优化的结果进行了分析。

结合机械动力学系统仿真分析软件 ADAMS, 介绍了多体动力学仿真基本理论。分析了曲柄压力机的不同工况下的载荷特性曲线。并在空载、打桩、冲裁和拉深的工况下, 对曲柄压力机的动力学模型分别进行了仿真, 得出了机床的动态特性曲线, 进而对机床的工作特性进行了分析。

## 第六章 结论及展望

### 6.1 论文的研究成果

本文结合徐州锻压机床厂的闭式高速曲柄压力机优化设计项目,以JF75G-125型曲柄压力机为研究对象,对压力机的工作特性进行了测量,分析了振动和噪声产生的机理。运用多体系统动力学理论对其动态特性进行建模优化设计、试验研究和仿真分析,以提高机床的动力学性能,达到减振降噪,实现机床工作平稳的目的。论文的主要贡献主要有以下几点:

1. 使用振动及动态信号采集分析系统对 JF75G-125 型曲柄压力机进行振动信号的采集和测试分析,通过采集压力机在工作过程中的各部位的振动信号(加速度信号),进行分析,得出曲柄压力机的振动规律和产生机理,进而提出了减小振动的方法。
2. 分析了 JF75G-125 型闭式曲柄高速压力机的动力学平衡问题。并详细分析了完全平衡法、近似平衡法、反向布置法、对称布置法等各种平衡方案的平衡机理。
3. 建立JF75G-125型闭式曲柄高速压力机的机电系统动力学模型,并运用四阶龙格—库塔法进行了动力学仿真。
4. 在机械系统动力学仿真分析软件ADAMS中建立了压力机的动力学模型。并将对称布置平衡机构进行了优化和分析。通过比较改进前后的动力学仿真参数,证明了机构优化的可行性。
5. 分析了曲柄压力机的不同工况下的载荷特性曲线。并在空载、打桩、冲裁和拉深等工况下,对曲柄压力机的动力学模型分别进行了仿真,得出了机床的动态特性曲线,进而对机床的工作特性进行了分析。

### 6.2 进一步的展望

本文提出了 JF75G-125 型闭式曲柄压力机动平衡优化方案,通过在各种工作状态下对动力学模型进行仿真,在一定程度上尚能够直观、准确地描述机床的动态特性,以及各部件对机床的影响。多体动力学和虚拟样机技术在曲柄压力机动平衡设计过程中具有重要的作用,充分利用和建立准确的仿真模型,对机械结构设计具有重要意义。但是在上面的工作中还有不少问题有待进一步的研究和探讨,如:

1. 机械结构结合面的建模和修正问题。如何建立更为准确,并且具有普遍工程意义的结合面模型是一个仍需要继续探讨的技术问题。
2. 对于大型机床模型如何简化结构,使仿真模型在能反映机床动力学特性的前提下,单元数量尽量减少,降低机床仿真对硬件的要求。
3. 利用 ADAMS 软件包中的 ADAMS/Flex 模块传入模态中性文件,在 ADAMS/View 或 ADAMS/Solver 中建立柔性体并进行仿真,考虑物体的弹性,在模型中引入柔性体,从而提高系统仿真的精度。
4. 如何布置各自动力学参数,使得优化设计更具有普遍性,是值得探讨的一个问题。

## 致 谢

在毕业论文即将完稿之际,我首先要感谢我的导师王兴松教授在论文选题、撰写及修改过程中给予的无私帮助和付出的艰辛劳动。感谢贾方副教授在课题进行中给予的帮助和指导,两位指导老师以自己渊博深厚的学术功底、高超的专业技术水平、敏锐的思维、实事求是的科学态度,孜孜不倦、忘我工作的精神和丰富的实践经验指导、帮助我,使我能在完成课题的过程中不断克服各种困难,取得学业上的进展。他们严谨、务实、创新的治学态度 and 无私的奉献精神给我增添了无穷的信心和勇气,并且不断地激励和鞭策着我。最后,谨向两位指导老师致以崇高的敬意和由衷的感谢。

同时,感谢徐州锻压机床厂的各位领导和设计人员在课题完成过程中给予的帮助和支持。

感谢师兄郑佳明、尹清攀、常国强在课题研究中给了我许多指导和帮助。

感谢王湘江博士、徐丰羽博士、贾茜博士、韩亚丽博士,他们在实际工作中给了我许多无私的帮助,使我受益良多。

在我这两年多的学习中,感谢在一个课题组中朝夕相处、共同学习的王磊、张皓、朱志丹同学。也感谢实验室的其他各位师兄们,他们曾给我的学习和生活提供了许多帮助,也给我带来了许多快乐,在此一并感谢。同时,感谢我的同宿舍唐普亮、王伟和徐伟良同学在学习和生活中给予的巨大帮助。

感谢在参考文献中涉及的各位作者,他们的研究成果对课题的工作很有借鉴意义,使我深受启发。

最后,谨以此文献给爱着我的、并我之深爱的家人。

## 参考文献

- 1 何德誉. 曲柄压力机(修订版). 北京: 机械工业出版社. 1987, 11—24
- 2 黄锡恺, 郑文纬主编, 机械原理. 北京: 高等教育出版社, 1981, 29—43
- 3 赵升吨, 高速压力机的现状及其发展趋势, 锻压装备与制造技术 2005, (1):17-25
- 4 赵升吨, 张学来, 高长宇, 等, 高速压力机惯性力平衡装置及其特性研究(一), 锻压装备与制造技术, 40(4): 27—30, 2005. 高速压力机惯性力平衡装置及其特性研究(二), 锻压装备与制造技术, 40(5): 14—19, 2005
- 5 赵升吨, 张学来, 高长宇, 等, 高速冲床噪声特性及其隔离技术的研究, 重型机械, 1999, (2): 19—22
- 6 徐刚, 鲁洁, 黄才元, 金属板材冲压成形技术与装备的现状与发展, 锻压装备与制造技术, 2004(4): 16—22
- 7 范宏才, 主编, 现代锻压机械, 北京: 机械工业出版社, 1994:13—25
- 8 李辉等, 可控压力机的动力学建模和仿真, 机械工程学报 2005, 41(3): 180-184
- 9 李辉, 混合驱动可控压力机的基础理论研究: [博士学位论文]. 天津: 天津大学, 2003
- 10 李辉, 混合驱动精压机的动力学分析与仿真, 计算机辅助设计与图形学学报, 2004, 16(5): 666-670
- 11 李辉, 张策, 宋轶民, 混合驱动七杆压力机的动力学建模, 机械设计与研究, 2004, 20(z1)
- 12 李辉, 张宇平, 混合驱动压力机动态静力分析研究, 现代制造工程, 2005, (7): 4-6
- 13 陈立平等, 机械系统动力学分析及 ADAMS 应用教程, 北京: 清华大学出版社, 2005: 73—96
- 14 李军等, ADAMS 实例教程, 北京: 北京理工大学出版社, 2002: 139—150
- 15 颜景平, 钟秉林, (日) 下乡太郎. 机械振动理论及应用[M]. 南京: 东南大学出版社, 1993. 123-152
- 16 张劲夫, 秦卫阳, 高等动力学, 北京: 科学出版社, 2004: 65—73
- 17 张策, 机械动力学, 北京: 高等教育出版社, 2000: 16—31
- 18 李作友等, 曲柄压力机译文集, 北京: 机械工业出版社, 1990: 33—62
- 19 尹买华, 邢俊文, MSC. ADAMS/View 高级培训教程/ (美), 北京: 清华大学出版社, 2004: 38—57
- 20 宋晓华, 机械压力机运动学仿真分析和虚拟样机研究, [硕士学位论文]. 浙江: 浙江工业大学, 2005
- 21 蔺海鸥, 高速压力机的振动研究及计算机仿真, [硕士学位论文]. 陕西: 西安理工大学, 2005
- 22 王生泽, 刘素平, 可控连杆机构动力学分析的一般研究方法, 机械设计与研究, 2002(z1)
- 23 孙友松, 刘天湖, 国外精锻压力机开发研究的若干新进展, 锻压机械, 2001, 36(3): 8-11
- 24 周文, 高速曲柄压力机的动平衡, 锻压机械, 1998, (5): 22—23
- 25 池成忠等, 曲柄滑块机构的计算机辅助分析与模拟, 锻压机械, 1995, (6): 35—39
- 26 何予鹏, 机械压力机工作状态在线监控的研究, 仪器仪表学报, 2004, 25(4): 75-76
- 27 沈炜良, 高速压力机机身的动态响应分析研究, 制造技术与机床, 2005, 10: 40-43
- 28 彭力明, 基于虚拟样机技术的虚拟轴机床机构分析研究, [硕士学位论文]. 浙江: 浙江大

- 学, 2004
- 29 于森, 虚拟轴混联研抛机床多柔体动力学研究, [博士学位论文]. 吉林: 吉林大学, 2004
- 30 贺朝霞, 基于动态实验数据的机械系统动力学建模与仿真, [硕士学位论文]. 西安: 西北工业大学, 2004
- 31 陈萌, 基于虚拟样机的接触碰撞动力学仿真研究, [博士学位论文]. 武汉: 华中科技大学, 2003
- 32 郭吉坦等, 柴油机连杆动力学分析的新方法, 机械设计与制造, 2003, 3: 99-101
- 33 何雪涛, 单自由度多刚体系统动力学分析, 北京化工大学学报, 1999, 26 (3): 50-53
- 34 车仁炜, 陆念力, 多刚体系统动力学建模的一种新方法, 汽轮机技术, 2003, 45 (6): 364-365
- 35 仲听等, 多柔体系统动力学建模理论及其应用, 机械科学与技术, 2002, 21 (3): 387-389
- 36 刘又五, 多体动力学在机械工程领域的应用, 中国机械工程, 2000, 11 (1): 145-149
- 37 侯红玲, 基于 ADAMS 和 ANSYS 的动力学仿真分析, 现代机械, 2005, (4): 62-63
- 38 兰朋, 精确运动弹性动力学分析方法的显式表达, 南京理工大学学报, 2005, 29 (3): 153-157
- 39 张旭, 一种敏捷曲柄连杆机构的动力学模拟, 哈尔滨商业大学学报(自然科学版), 2002, 18 (3): 278-281
- 40 张立新等, 匀速条件下并联机床刚体动力学模型的简化, 清华大学学报(自然科学版), 2003, 43 (8): 1041-1044
- 41 王淑坤, 平面六杆压力机构的优化设计, 机械研究与应用, 2003, 16 (4): 20-21
- 42 据贻宏, 用复矢量法对冲床中的连杆机构作动态分析, 机床与液压, 2003, (1): 229-230
- 43 胡兴军, 我国机床工具行业发展综述, 机电信息, 2005, 101 (17): 17-21
- 44 毛海军. 新一代内圆磨床的动力学建模与优化[D]: [博士学位论文]. 南京: 东南大学, 2001
- 45 洪嘉振. 计算多体系统动力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1997: 56-75
- 46 陆佑方. 柔性多体系统动力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1996: 64-82
- 47 Huston R L. Multibody Dynamics-Model and Analysis Methods[J]. Appl Mech Rev. 1991, 44(3): 109-117
- 48 [美]R. 罗森伯. 离散系统分析动力学[M]. 程迺巽, 郭坤译. 北京: 人民教育出版社, 1996
- 49 贾书惠. 刚体动力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1987: 67-81
- 50 袁士杰, 吕哲勤编著. 多刚体系统动力学[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1996: 55-61
- 51 Haug E J. Computer aided analysis and optimization of mechanical system dynamics [M]. Berlin: Spr-inger-Verlag, 1990
- 52 孙桓, 陈作模主编. 机械原理, 北京: 高等教育出版社, 1999: 467-486
- 53 孙靖民, 机械优化设计, 北京: 机械工业出版社, 2003: 31-56
- 54 Chiou, S.-T., Bai, G.-J., and Chang, W.-K., "Optimum Balancing Designs of the Drag-Link Drive of Mechanical Presses for Precision Cutting", Int. J. Mach. Tools Manuf., 1998, 38(3): 131-141
- 55 M. Neumann, H. Hahn, 1998, "Computer simulation and dynamic analysis of a mechanical press based on different engineer models", Mathematics and Computers in Simulation, 46: 559-574
- 56 温熙森等, 机电系统分析动力学及其应用, 北京: 科学出版社, 2003: 69-92
- 57 程耀东, 机械振动学, 浙江: 浙江大学出版社, 1988: 62-68
- 58 [美]约翰·F·加得纳, 机构动态仿真. 周进雄, 张陵译. 陕西: 西安交通大学出版社, 2002
- 59 袁博, 医疗器械运动学及动力学仿真分析, [硕士学位论文]. 北京: 北京化工大学, 2004

- 60 吴南星, 高速高精度数控车床结构动力学特性与仿真技术研究, [博士学位论文]. 南京: 东南大学, 2004
- 61 M. Yoshimura, H. Kobayashi, A. Momose, M. Adachi and M. Tsutsumi, Evaluation for Vibration Restriction of Punch Press by CAE, JSME Part C, 1993, 568(59): 3954-3961
- 62 Y. Yamamoto and M. Tsutsumi, Vibration and Noise Reduction of C-Frame Turret Punch Press Using Impact Mass Damper, JSME Part C, 1995, 589(61): 3467-3473
- 63 Y. Yamamoto and M. Tsutsumi, Vibration and Noise Reduction of C-Frame Turret Punch Press Using Double-Wall Structures, JSME Part C, 1995, 590(61): 3843-3850
- 64 S.-C. Park, T. ISHII, S. Honda and A. Nagamatsu, Vibration Analysis and Optimum Design of Press Machine, JSME Part C, 1990, 524(56): 872-879
- 65 H. J. Seidel, Noise Reduction on Punch Presses by Manipulating the Force-Displacement Curve, Proc. of Int. Conf. on Noise Control Engineering, Edinburgh, Scotland, 1983: 91-94
- 66 M. Otsu, C. Yamagata and K. Osakada, Reduction of Blanking Noise by Controlling Press Motion, CIRP Ann Manufacturing Technology, 2003: 52(1): 245-248
- 67 G. Pinte, R. Boonen, W. Desmet and P. Sas, Active Structure Acoustic Control of Impact Noise, Proc. Of 2004 Int. Conf. on Noise and Vibration Engineering, 2004: 55-73
- 68 G. Pinte, R. Boonen, W. Desmet and P. Sas, Active Control of Impact Noise in Punching Machine, VDI Berichte, 2005, 1887: 403-420
- 69 A. G. Chehab, M. H. El Naggar, Design of efficient base isolation for hammers and presses, Soil Dynamics & Earthquake Eng. 2003, 23: 127-141
- 70 H. J. Seidel, Noise Reduction on Punch Presses by Manipulating the Force-Displacement Curve, Proc. of Int. Conf. on Noise Control Engineering, Edinburgh, Scotland, 1983: 91-94

## 作者简介

姓名：张晓阳      性别：男      出生年月：1979.7      籍贯：江苏江都

### 个人简历：

2004.9—至今      就读于东南大学机械工程学院 机械电子专业；  
2002.7—2004.7      任职于金陵科技学院机电工程系 机电、数控方向专业课教师；  
1998.9—2002.6      毕业于东南大学机械设计制造及自动化专业，获工学学士学位。

### 在攻读硕士期间发表的论文：

1. 张晓阳，王兴松，贾方，王晓东，黄勇强。闭式高速曲柄压力机动平衡优化设计[J]。锻压技术，2006（6）：96-99。