

中文摘要

传统的行星式球磨机设计是按照“设计—试制—实验—再设计”的过程进行的，即按照设计者不同的设计方案，绘制出工程图纸，然后经过较长时间基于经验的方案论证后，选择出合适的方案，并试制出物理样机，然后对样机进行大量的实验与分析，据此改进最初设计，进行新一轮试制和实验，经过反复修改后定型，最后投入生产准备。这种方法不仅花费大量人力、物力，延长设计周期，而且有些实验因为伴随着危险性而难于进行，更为重要的是，设计者无法动态掌握结构设计性能关系的本质规律，不能及早发现潜在的设计缺陷。

本文以小型行星式快速球磨机为研究对象，利用虚拟样机技术对行星式球磨机进行运动学、动力学建模、仿真和优化设计，实现磨机结构设计的参数化；并针对行星式磨机工作载荷的不同，研究其内部物料运动规律，获取影响其性能的结构设计参数，并进行优化，以提高设计质量，减少试制、实验的次数，缩短设计周期，然后实现行星式球磨机设计的系列化。

首先，本文分析了球磨机设计和虚拟样机技术相关研究领域的发展状况，阐述课题提出的目的和意义，明确本文研究的主要内容。其次，从结构上探讨小型行星式快速球磨机的工作原理及运动特性，对磨机机构进行动力学分析，建立磨机的动力学模型，并进一步基于虚拟样机技术实现磨机结构设计的参数化。同时，推导出小型行星式快速球磨机中球磨体与磨筒壁脱离点既与磨机结构参数有关，同时受磨机转速影响的球磨体脱离的临界方程，并建立磨机四杆机构结构参数对物料研磨率和球磨体粉碎功率影响的表征模型，实现磨机机构的动力学仿真，分析铰链四杆机构尺寸参数对磨机研磨效率的影响，并最终得到磨机铰链四杆机构的优化机型。

根据研磨对象为陶瓷粉末，物料粒度在 20 目以下，莫氏硬度在 7 度以下，研究了单介质时磨筒内介质的运动学特性，并分析磨筒直径、介质体积和电机转速对介质运动特性的影响，同时基于介质模型及理论结合生产实际对磨筒直径、介质大小和电机转速的理想值进行推导。

最后，对全文的实验和研究进行总结，得出一些有益的结论，并提出进一步研究的设想。

关键词：小型行星式快速球磨机，动力学仿真，优化设计，虚拟样机技术

Abstract

Conventional design of planetary grinding machine is in accordance with the process of “Design—Trial—Experiment—Re-design”, it means according to the different design options of every designer, make engineering draw appear, then chose the appropriate option and trial a physical prototype after a long period of demonstration based on experience. And then carry out many experiments and analysis, in order to improve the initial design. Then make a round of trail and experiments, determine the model and put it into production after modification. This method not only costs a lot of manpower, material, and extends the design cycle, and also some experiments will be associated with difficult because of many dangers. Furthermore, designers are unable to get the nature of the relationship between structure and performance. As a result, designers could not find the potential defects as soon as early.

In this paper, the small planetary grinding machine express as the research object, the kinematical analysis, dynamic modeling, simulation and optimization have been studied by Virtual Prototyping Technology. And realize the parametric of the structure of this grinding machine. Then study the movement of internal materials, and get the parameters of structure which affect its performance. And then optimize, which is in order to improve the grinding quality, at the same time reduce the number of the trail and experiments. Final, shorten the design cycle, and achieve the serialization of design in planetary grinding machine.

First, in this paper, review the development and present situation of the fields correlative with the Grinding Machine and the Virtual Prototyping Technology, indicate the target and values of the thesis, and state the chief research content of it. Then, the working principle and the characteristics of movement have been studied, and set up a dynamic model of the mill, have a kinetic analysis, and parameterize the structure of this grinding machine.

Which follows, the critical equation of collision between the ball and container wall of the grinding machine has been deduced based on design parameters and the speed of the small planetary fast grinding machine, from the characteristics of the structure and the speed. A characterization model of analyzing the relationship among the grinding power of smash, grinding rate and structural parameters of the grinding machine has been established. Besides, dynamic simulation for the grinding machine

is implemented. Then get the optimization model.

The grinding object, in this paper, is the powder of ceramics. The value of the material's size is under 20. Mohs Hardness is under 7. According to the grinding object, the kinematical properties of the internal materials, for example, the diameter of the tube, and the volume of the internal material, and the motor speed, have been studied. After that, the impact of these kinematical properties has been analyzed. Then get their ideal value.

Finally, important conclusions were summarized, and more research assumptions brought forward.

Key words: Small Planetary Fast Grinding Machine, Dynamics Simulation, Optimal Design, Virtual Prototyping Technology

独 创 性 声 明

本人声明,所呈交的论文是本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,也不包含为获得武汉理工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。

签 名: 石鹏飞 日 期: 2009年5月21日

关于论文使用授权的说明

本人完全了解武汉理工大学有关保留、使用学位论文的规定,即学校有权保留、送交论文的复印件,允许论文被查阅和借阅;学校可以公布论文的全部或部分内 容,可以采用影印、缩印或其他复制手段保存论文。

(保密的论文在解密后应遵守此规定)

签 名: 石鹏飞 导师签名: 彭 伟 日 期: 2009年5月21日

第1章 绪论

1.1 课题的研究背景及意义

由于球磨机在物料粉碎中具备高效、节能的优点,使得球磨机自1893年以来,已在金属矿及非金属矿选矿厂、冶金、建材、化工及电力部门等若干基础行业的物料粉碎中得到广泛的应用,而且在今后相当长的时间内仍将是物料粉碎的主要设备。近10年来,磨矿设备仍然广泛应用于普通卧式筒型球磨机,而且围绕提高磨矿效率、降低能耗方面国内外的研究者作了大量工作^[1~3]。

行星式球磨机广泛应用于各个领域,是混合、研磨、新产品研制和生产高新技术材料的必备装置。行星式球磨机体积小、功能全、效率高、粒度细,广泛应用于地质、矿产、冶金、电子、建材、陶瓷、化工、医药、环保等行业。该机械设备可用于纳米材料的制备,如纳米合金的制备、也可用于微纳米粉体的表面改性及粒子的复合处理^[4~8]。

目前大型球磨机的研究比较多,而小型行星式球磨机的设计研究却比较少。传统的行星式球磨机设计是按照“设计—试制—试验—再设计”的过程进行的,即按照设计者不同的方案设计,绘制出工程图纸,然后经过较长时间基于经验的方案论证后,选出较合适的方案,并试制出物理样机;试制出样机后,对样机进行大量的试验与分析,据此改进最初设计,进行新一轮试制与试验,经过反复修改后定型,最后投入生产准备。这种方法不仅花费大量人力、经费,延长设计周期,而且有些试验因为伴随着危险性而难于进行,更为重要的是,设计者无法动态掌握结构设计与性能关系的本质规律,不能及早发现潜在的设计缺陷。

本论文以改善小型行星式球磨机的研磨效率和研磨粒度等磨机性能为目标,利用虚拟样机技术对行星式球磨机进行运动学、动力学建模、仿真和优化设计,实现球磨机结构设计的参数化;针对行星式球磨机工作载荷的不同,研究其内部物料运动规律,获取影响行星式球磨机性能的结构设计参数,并进行优化,以提高设计质量,减少试制、试验的次数,缩短设计周期,实现行星式球磨机设计的系列化,提高磨机性能,具有很强的理论和工程意义。

同时关于球磨机的结构设计参数与主要技术参数之间的关系尚不清晰,如本课题中球磨机四杆机构的结构尺寸和球磨机的研磨效果、球磨机的生产能力、球磨机的功率等之间的关系。本课题拟以小型行星式球磨机为研究对象,建立研磨效果与结构设计参数之间的关系,并对小型行星式球磨机结构设计参数进行优化,提高产品质量。

1.2 国内外磨矿技术及球磨机研究现状

针对球磨机的理论研究,主要有球磨介质研究和介质运动规律理论研究^[9]。球磨机是靠介质对物料的冲击和研磨作用来完成对物料的破碎作用,在介质对物料的破碎力学过程中,介质作为能量的媒介体将外界能量转变为对物料的破碎功而对物料实施破碎作用。可见,介质的尺寸大小决定着介质携带能量的大小,也就决定着对物料实施破碎力的大小,最终决定粉磨效率以及产品的质量特性,影响粉磨的电耗和介质消耗。因此,介质尺寸的大小是一个牵动粉磨全盘的关键因素,介质尺寸选择以及介质运动状态恰当与否对粉磨过程的影响都很大^[10-12]。

由于介质尺寸对物料粉磨的影响至关重要,因此长期以来粉碎工作者在如何精确的确定介质的尺寸方面做了大量研究。同济大学的戴少生^[13]在总结国内外试验和生产应用时得出结论:形状、尺寸和级配合理的新型球磨体——柱球(段球),对于提高粉磨效益、降低球耗是选择适宜的研磨介质。并对石英砂粉磨进行生产试验,得到了较好的试验结果,对国内若干新型轻质“砂加气”混凝土制品砌块、板材厂的球磨机,粉磨坚硬矿石的干法球磨机及水泥行业均有一定价值。对于介质运动规律理论的研究,磨机转动时,带动介质群运动,在运动过程中,介质会与邻接的其它介质以及磨机内壁之间发生碰撞,这些碰撞将决定介质在磨机内的运动规律。由于粉磨过程的复杂性,以及运动过程中与邻接介质相互作用的复杂性,使得充分了解这些碰撞特性非常困难,也就导致介质运动研究的困难。随着DEM(Discrete Element Method)在工程领域中的应用,现已被广泛应用于粉磨过程中的介质运动建模。目前二维DEM和三维DEM在介质运动研究中已经被逐步推广应用^[14]。

磨矿设备发展的趋势主要有:磨机大型化;发展高效节能球磨机;发展细磨和超细磨设备。关于磨机大型化研究,芬兰Rauma--Repola公司^[15]制造了世界上最大球磨机 $\phi 6.5 \times 9.65\text{m}$,传动装置是一个与筒体组成整体的9.65MW三相同步环形电机,该机在挪威的锡得瓦兰格公司(Sydvaranger)的希尔克内斯(Kirkenes)铁矿厂投入使用生产能力达到1000t/h,磨矿总费用降低了30%。磨机直径的变化对磨矿过程有明显的影响,磨机直径过大,会产生一些问题。如转速降低,容易导致钢球冲击作用小,磨剥作用大,球和矿的接触少,球荷死区迅速增加,往往会导致单位容积产量下降,磨矿产品的电耗高。因此,Allis-chalmers公司^[16]认为球磨机直径不能超过5mm是有道理的。

在高效节能球磨机方面的研究,主要有中心传动球磨机,静动压轴承球磨机,圆锥形球磨机,超临速球磨机,细磨和超细磨设备。中心传动球磨机的传动是通过电机带动行星齿轮减速器直接驱动筒体,电机、减速器传动系统和筒体位于同

一中心轴线上,筒体由调心滚子轴承支承,磨机中空轴径与主轴承间为滚动摩擦,阻力减小,实现了节能。静动压轴承球磨机采用静动压轴承,在启动时采用高压液压系统润滑,用高压油将球磨机筒体顶起,待启动后采用低压液压系统润滑,保证了球磨机中空轴径始终处于良好的润滑状态,摩擦阻力小,启动电流低,降低了磨矿功耗。圆锥形球磨机的主轴承为调心滚子轴承,摩擦阻力小,降低了能耗^[17~18]。在磨矿生产过程中,磨机的生产能力随磨机转速的增加而增加,提高磨机转速,可显著地提高磨机生产能力,但是当常规磨机的转速达到或超过某一值时,其中的矿石和磨矿介质将发生离心运动,磨矿能力不但不随转速的进一步增加而增加,反而出现几乎不能磨矿的现象,这时磨机的转速就是临界转速^[19]。如果能突破这一临界转速,使磨机的生产能力在临界转速以上仍然随磨机转速的增加而增加,这样就能达到磨机小型化、生产能力大型化的发展目标,对于矿物加工、化工和建材等传统行业的磨矿发展都将起到十分重要的作用。由昆明理工大学文书明等^[20]发明研制的超临速球磨机克服了常规球磨机不能在临界转速以上有效磨矿的不足。超临速球磨机筒体内采用矿石和介质流导向机构改变了常规球磨机内被重力和离心力控制的介质和矿石流的运动轨迹,使矿石受到高速的和最大限度的冲击和磨剥,很好地解决了常规球磨机在临界转速以上不能有效磨矿的问题,使球磨机在临界转速以上的情况下仍然能够有效地进行磨矿,磨矿效率和速度得到提高。

对于细磨和超细磨设备,主要研究有关于高速冲击粉碎机,行星式球磨机,振动磨和其他一些超细粉碎设备。高速冲击粉碎机是指围绕水平或垂直高速旋转的回转体(转子、锤子、叶片)给物料以强烈冲击的一种冲击式粉碎设备。日本细川—密特朗公司^[21~22]生产的CM高速冲击式超细粉磨机是一种先进的设备,已广泛地应用在非金属超细粉碎,可将8mm以下物料一次粉碎成 $10\mu\text{m}$ 占70%以上,配上分级设备, $10\mu\text{m}$ 可以达到95%。国内咸阳非金属矿研究所、瓦房店化工机械厂^[23]均生产该类设备。该设备可应用于滑石、粘土、重晶石、碳酸钙、云母、石墨等非金属的超细粉碎。常规行星式球磨机中的球磨罐是被立式装在一水平平面放置的大盘上作行星运动,在运动过程中,磨球和磨料受公转和自转两个水平方向离心力的作用,相互碰撞,研磨产品,在这种研磨过程中,对于相对静止的底平面而言,磨球和磨料的重力不起作用。南京大学仪器厂^[24~26]最近推出一种新型行星磨—卧式行星球磨机。该机的特点是四只球磨罐被卧式安装在一竖直平面放置的大盘上作行星运动。在这种运动过程中,球磨罐没有固定的底面,罐内磨球和磨料在竖直平面内受到公转离心力、自转离心力、重力三个力的共同作用。机器旋转时,罐内各点所受力的方向都在不断变化,运动轨迹杂乱无章,这就导致磨球与磨料在高速运转中相互之间猛烈碰撞、挤压,大大提高了

研磨效率和研磨效果。特别是球磨罐处于水平卧放方式,由于自转,球磨罐没有固定的底面,避免了一部分材料的结底现象。龚姚腾等^[27]研制的微型双筒行星式球磨机,由于磨筒自转和公转产生的离心力及磨筒与筒壁间摩擦力等的作用,使磨球与物料在筒内产生互相冲击、摩擦和上下翻滚等,这些作用即起到了磨碎物料的作用。张克仁等^[28]研制的TCMJ-1型超细球磨机也是一种行星式球磨机,它是以搓揉方式为主的平动式超细粉碎方法。试验表明,该机具有效率高、节能效果明显和超细磨矿的良好性能。由陈世柱等^[29]研制的行星式高能球磨机由于磨球对粉体频繁强烈地撞击、碾压及搓揉等作用,具有较大的惯性力,因而对粉体能产生强烈的撞击,其撞击力随着转速的提高成平方增加。其它超细粉碎设备^[30]主要有Lurgio离心磨机、高强度离心磨机、搅拌磨、气流磨、胶体磨等。为了经济地生产超细粉体,国内外一些专家对球磨机、雷蒙磨等进行了改进,配上高效干法微细分级机,生产出了合格超细产品。例如球磨介质球,增大填充率,可应用于超细粉碎。雷蒙磨配上分级机能生产-10 μm 的粉体产品^[31]。因此超细粉碎设备是与工艺联系在一起,工艺参数的调整至关重要。

此外,也有一些对于磨筒内球磨体受力状况的研究。特别是关于磨球冲击应力方面的研究。磨球冲击应力有两方面的重要性^[32-33]:一方面是从破碎角度而言,磨球冲击应力的大小决定了粉碎效率;另一方面从降低磨球和衬板在使用中的破碎率而言,磨球冲击应力的大小是磨球和衬板选材的一个重要依据。美国的Climax Molybdenum公司的D.J.Dunn和R.G.Martin设计了一套繁复的试验来测量磨球冲击应力^[34]。但是,当冲击速度较大时,由于冲击作用时间短于加速度计的应答时间,加速度计记录不下来。目前有人在尝试用离散单元法来解决此类问题,但还不成熟。其他还有孙新民等^[35]进行了四轴球体球磨机的运动学分析,郑文^[37]对摇摆式圆盘球磨机研磨轨迹形态进行了研究。

近年来高效节能、超细粉磨设备得到了快速发展,但各种设备均存在各自的局限性,离成为一种通用的磨矿设备还有一段距离。且对于立式行星球磨机而言,磨球脱离筒壁后,在磨筒内的运动规律十分复杂,确切的运行轨迹不易求得。

1.3 虚拟样机技术及 ADAMS

1990年10月29日,美国波音公司正式启动波音777飞机研制计划,采用了一种全新的设计与制造方式,于1994年6月12日直接进行了第1架波音777的首次试飞。波音777飞机的研制采用了全数字化的无纸设计技术,整机外型、结构件和整机飞机系统100%采用三维数字化定义,100%应用数字化预装配,整个设计制造过程无需模型和样机,一次成功,首次实现整机数字化设计、数字化制造和数字化协调。其采用的开发过程现在称之为虚拟产品开发,其采用的开发过程现在

称之为虚拟样机技术^[38]。

随着计算机技术的日臻成熟,在对机械系统进行分析中,虚拟样机技术得到发展。虚拟样机技术是一项新生的工程技术。它采用计算机仿真与虚拟技术,在计算机上通过CAD/CAM/CAE等技术把产品的资料集成到一个可视化的环境中,实现产品的仿真、分析。虚拟样机技术在设计的初级阶段--概念设计阶段就可以对整个系统进行完整的分析,可以观察并试验各组成部件的相互运动情况。适用系统仿真软件在各种虚拟环境中真实地模拟系统的运动,它可以在计算机上方便地修改设计缺陷,仿真试验不同的设计方案,对整个系统不断改进,直至获得最优设计方案以后,再做出物理样机^[39]。

2003年7月15日,虚拟产品开发解决方案供应商—美国MSC公司^[40]公布了MSC.ADAMS 2003版。MSC.ADAMS提供从建立模型、仿真分析到数据后处理等功能强大流畅的设计流程,使工程师能够在产品物理样机制造出来之前即可以对产品性能、品质等进行分析,进一步优化设计,从而降低产品开发成本,缩短产品开发周期、提高产品性能。

在机械系统动态仿真以及ADAMS理论基础的研究上,冯景华^[41]等从机械系统动态仿真遵循的一般步骤出发,研究ADAMS的分析计算方法,从而极大地发挥了ADAMS软件的仿真功能,同时也为ADAMS软件的二次开发提供了一定的理论基础。马玉坤^[42]等结合ADAMS软件对汽车动力学进行仿真分析,把ADAMS软件的基础理论和求解算法应用在汽车动力学模型的分析上,在理论和实践上都具有非常重要的意义。凌雯等^[43]利用机械动力学分析软件ADAMS来建立计算机仿真分析的参数化模型,仿真分析了悬架运动学/弹性运动学特性,并与试验结果进行对比,探讨了模型中存在的误差和缺陷,为进一步提高模型的精确度指明了方向。

由于ADAMS在三维建模中的不足,研究者把目光转向了专业三维造型CAD软件与ADAMS建模之间的关系。杜中华等^[44]阐述了ADAMS和Pro/E联合建立复杂机械系统仿真模型的步骤和注意事项,提出了Pro/E三维造型→Pro/E机构装配→M/Pro形成刚体和一些简单约束→ADAMS中添加复杂约束和力→ADAMS中进行仿真、观察结果的建模仿真步骤。

目前针对采用虚拟样机技术在行星式球磨机设计变量和主要技术参数上进行优化的研究还比较少。本文主要针对立式小型行星式球磨机工作原理和磨筒内球磨体的运动学模型利用Pro/E和ADAMS联合建立起小型行星式球磨机的仿真模型,进行试验设计,得出球磨机的结构设计参数与主要技术参数关系,并实现优化。

1.4 行星式球磨机粉碎原理

行星式球磨机是借助一种特殊的装置,使球磨筒体既产生公转又产生自转来带动磨腔内的球研磨介质,产生强烈的冲击、研磨作用,使介质之间的物料被粉碎和超细化。间歇式行星球磨机的结构与普通球磨机相比有很大差别,前者比后者复杂得多。普通球磨机通常是一个磨筒,而行星球磨机则有多个磨筒,一般为个个磨筒均匀对称地分布在公转盘上。普通球磨机的研磨筒体水平安装在固定的轴座内,而行星球磨机磨筒既可以水平安装也可以垂直安装在公共转盘上。二者的主要区别在于磨筒的运动方式不同。普通球磨机的筒体仅绕固定的中心轴旋转,而行星磨筒为复杂的平面运动,一方面,电机带动公共转盘转动,安装在其上的磨筒随之转动,此时为“公转”牵连运动另一方面,由于齿轮或三角带传动的作用,磨筒还绕自身的中心轴“自转”相对运动。磨筒的这种既有公转又有自转的平面运动,称之为行星运动。磨筒的行星运动是行星球磨机区别于普通球磨机的基本标志。它可看作是一种普通球磨机与离心式球磨机的结合而发展起来的一种新机型^{[4][5][36][45]}。

由于磨筒自转和公转的速度变化引起的离心力及磨筒与球磨机摩擦力等的作用,使磨球与物料在筒内产生互相冲击、摩擦及上下翻滚等,起到了磨碎物料的作用。

在自转和公转等合力的作用下可使研磨介质磨球的离心加速度达到 100m/s^2 甚至更高;同时,磨筒转速越高,磨球与磨体之间的最大正压力为磨球所受到重力的 5 倍~6 倍,这使得行星磨的研磨效率远远大于普通球磨机^[36]。

1.5 课题的来源、目的及主要内容

本课题来源于湖北省重大专项项目“高性能陶瓷窑炉装备关键技术开发及示范”鄂科技发计(2007)101号。本课题研究的小型行星式快速球磨机是实验室、小批量生产用高效超细研磨、混合设备,能采用湿法或干法的形式对物料进行超细研磨或混合。

本文以小型行星式球磨机为研究对象,以 ADAMS 参数化建模、仿真和优化为基础,建立行星式球磨机的运动学和动力学模型,实现球磨机结构的参数化,建立研磨效果与结构设计参数之间的关系,采用虚拟样机技术对小型行星式球磨机结构设计参数进行优化,提高产品质量。

研究的主要内容有:

- (1)小型行星式球磨机机构运动学研究。
- (2)磨筒内球磨体的运动学和动力学研究。

(3)从球磨机的研磨粒度和研磨效率出发建立起球磨机性能与结构设计参数的关系。

(4)采用虚拟样机技术优化行星式球磨机的结构，从而进一步实现球磨机性能的优化，并与优化前的样机进行对比分析。

拟解决的关键问题：

(1)磨筒内球磨体的运动学和动力学模型的建立。

(2)以研磨粒度和研磨效率为目标，建立球磨机性能与结构设计参数的关系，优化行星式球磨机的结构参数。

本论文主要根据球磨机的工作条件分析磨筒内球磨体的运动过程，建立球磨体的运动学和动力学模型，在三维造型软件 Pro/E 中进行磨机机构的结构设计，实现 CAD 模型到 ADAMS 软件的导入过程，把几何模型转换成物理模型。然后在 ADAMS 中实现模型结构设计的参数化，对磨机机构以及磨筒内的介质进行实验设计，并对试验结果进行分析，实现结构设计的优化。本论文采用的技术路线如图 1-1 所示。

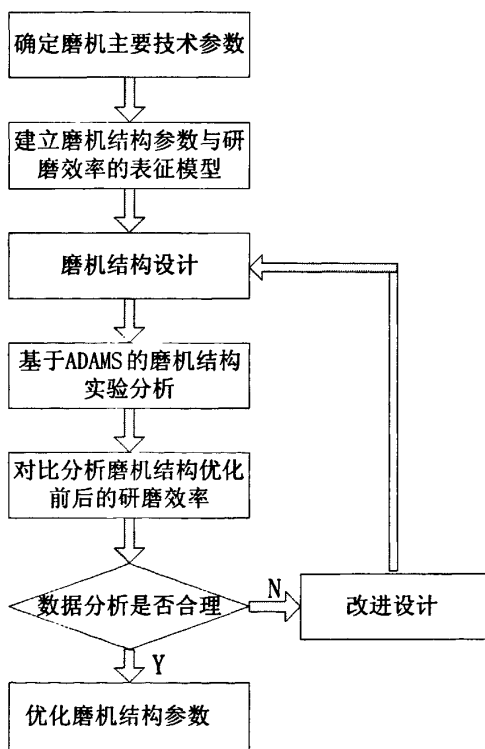


图 1-1 技术路线总体规划图

1.6 本章小结

本章阐述国内外磨矿技术及球磨机的研究现状，并对虚拟样机技术及行星式

球磨机的粉碎原理进行分析,同时说明课题的来源、研究背景、研究内容及意义。接下来将从小型行星式快速球磨机的结构与工作原理出发,进行运动学和动力学分析,并对磨机结构参数与研磨效率的关系、以及磨筒内介质的运动特性进行研究,优化磨机结构参数。

第2章 小型行星式球磨机工作原理及动力学研究

球磨机不仅在建材工业中大量应用,而且在冶金、电力、选矿、化工等工业中也被广泛采用。它具有如下特点^[36]: (1) 物料适应性强。如硬的、软的、脆的、韧性的都能粉磨。由于可制成各种大小规格的球磨机,因而能适应各种生产能力的要求,小至实验室球磨机,每小时产量仅几百克,大至每小时产量二三百吨。能连续生产,生产能力高,可满足现代大规模工业生产的需要。(2) 粉碎比大。可达 300 以上,易于调整与控制物料细度,产品粒度均匀,混合作用好。(3) 可适应不同的情况进行操作,既可干法作业也可湿法作业,还可把干燥和粉磨一起同时进行。(4) 结构简单、坚固,操作可靠,维护管理容易,易损件便于检查和更换,能长期连续运转。

研磨是粉末制备工艺中耗时最长、生产率最低的一个工序。在研磨时,有四种力作用于颗粒材料上,即冲击、磨耗、剪切以及压缩。冲击是一个颗粒体被另一个颗粒体瞬时撞击,这时,两个颗粒体可能都在运动,或者一个颗粒体是静止的。磨耗是由于两物体间的摩擦作用产生磨损碎屑或颗粒。当材料脆弱和耐磨性极低时,要优先注意这种研磨力。剪切是将颗粒切割或劈开,通常它是与其它形式的力结合在一起的。剪切使用切断法将颗粒断裂成单个颗粒,而同时产生的细屑极少。压缩是缓慢施加压力于颗粒体上,压碎或挤压颗粒材料^{[4][5][36][45]}。

影响球磨机生产能力的因素很多,归纳起来主要如下^[36]:

1. 球磨机转速在不同的筒体转速下,球磨体的运动规律可简化为三种基本形式。一是转速很低时,主要以研磨的方式对物料进行细磨。由于球磨体的动能不大,碰击力小,研磨效率极低二是转速很高时,球磨体受惯性力的作用随筒体一起回转,对物料不产生碰击作用,主要靠摩擦,球磨效率极差三是转速适宜时,球磨体随筒体转动到一定位置后脱离筒壁,物料收到撞击、摩擦作用而粉碎,其粉碎效率最高。

2. 球磨体的装载量。加入的球磨体多,则在单位时间内物料被研磨的次数就愈多,球磨效率就高,但也不能过多,否则占去球磨机的有效空间,反而降低了球磨效率。

3. 粉磨物料的种类、物理化学性质(如粒度、黏性、硬度、温度、水分和颗粒形状等)、粉磨粒度要求。

4. 磨机的结构形式、规模、舱位划分、内衬和隔仓板使用情况,筒体转速。

5. 球磨体的种类、形状尺寸和级配、装填程度。

6. 加料的均匀性和磨内的装填程度。

7. 粉磨方法和操作条件。如干法或湿法开路或闭路湿法磨中的料、水、球

比例干法磨内通风情况闭路粉磨时的循环负荷率选粉机使用情况和选粉效率等。

8. 是否加入助磨剂。

目前尚无完整的生产能力理论计算公式,通常都是根据实验,采用半经验理论法或经验法计算。本文从小型行星式球磨机的结构和动力学分析出发,研究其对磨机研磨效率和研磨粒度的影响,建立起磨机结构与研磨效果的表征模型。

2.1 常规球磨机工作原理及运动分析

球磨机的粉磨作用,主要靠球磨体对物料的冲击和研磨。球磨体在磨筒内的运动包含了几种不同的形式,有的贴附在筒壁上随之向上运动,有的向下滑动滚动,还有的以抛物线规律作抛射运动。为了进一步认识球磨体的运动规律,并使问题简化,在研究上述问题时,作了如下假设^[46]:

1. 当球磨机在正常转速操作时,球磨体在磨筒内,按所在位置一层层地进行循环运动;
2. 球磨体在磨筒内的运动轨迹只有两种:一种是一层层地以筒体横断面几何中心为圆,按同心圆弧的轨迹随着筒体回转作上升运动;另一种是一层层地按抛物线轨迹降落下来;
3. 球磨体与筒壁间及球磨体层与层间的滑动极小,具体计算时略去不计;
4. 筒体内物料对于球磨体运动影响略去不计。

2.1.1 常规球磨机工作原理

球磨机筒体的回转速度和球磨体的填充系数对于粉磨作用的影响很大。当筒体转速不同和筒体内球磨体填充系数不同时,球磨体的运动状态可归纳为三种情况:

1. 泻落式运动状态

当筒体转速过低且球磨体太少时,球磨体只有滚动和滑动,基本上没有冲击作用,因此粉磨效率不佳,如图 2-1(a)所示。

2. 抛落式运动状态

当筒体转速适宜时,由于离心力作用的影响,球磨体贴附在筒体内壁上,与筒体作圆弧上升运动,并被带到适宜的高度,然后像抛射体一样降落。球磨体呈瀑布状态,以最大冲击力将物料击碎,同时在筒体回转的过程中,球磨体的滚动和滑动也对物料起到研磨作用,2-1(b)所示。

3. 离心式运动

当筒体转速过高时,由于离心力作用的影响,球磨体贴附在筒体内壁上与筒体一起回转而不降落,此时球磨体不发挥冲击和研磨作用,不能粉磨物料,2-1(c)所示。

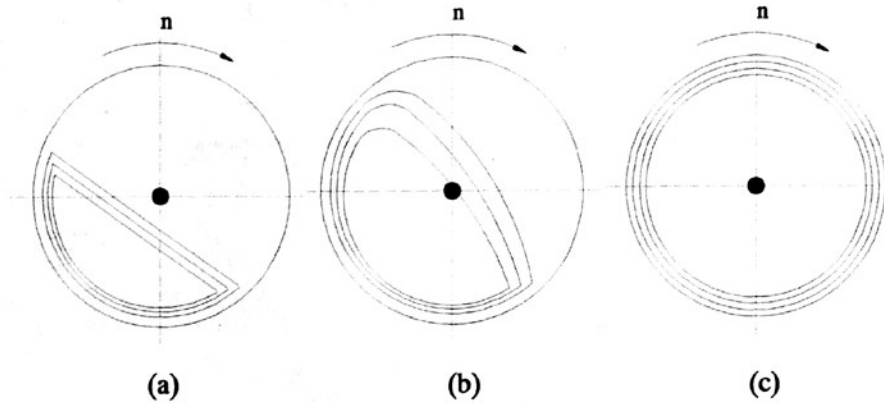


图 2-1 磨机转速对粉磨工作的影响

2.1.2 磨机筒体内球磨体的运动分析

在球磨体重量一定时,球磨体对物料的冲击力取决于回转筒体把球磨体带起的高度。筒体回转时,球磨体受到离心力 $P_{\text{离}}$ 和重力 G 的作用,如图 2-2 所示。如果 $G \cdot \cos \alpha \geq P_{\text{离}}$ 时,球磨体就将脱离磨机筒体。

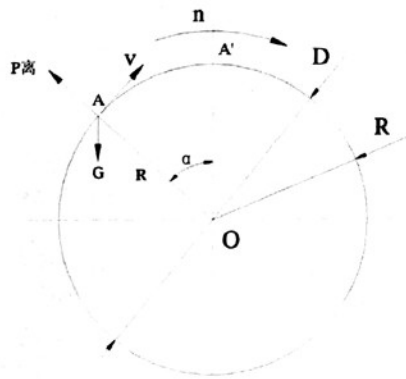


图 2-2 磨机筒体内球磨体所受作用力

在球磨体按圆弧轨迹随筒体回转向上运动,当到达 A 点时,开始被抛出,离开圆弧的轨迹而形成抛物线下落。此 A 点叫做球磨体的脱离点,而通过 A 点的回转半径 R 与铅垂线之间的夹角 α 叫做脱离角。

$$G \cdot \cos \alpha \geq \frac{G}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \quad (2-1)$$

式中: G ——球磨体产生的重力, N; V ——球磨体运动的线速度, m/s ; R ——球磨机筒体净空半径, m; α ——球磨体的脱离角, 度; g ——重力加速度,

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2。$$

$$\text{将上式简化得:} \quad \cos \alpha \geq \frac{V^2}{g \cdot R} \quad (2-2)$$

因为 $V = -\frac{\pi R n}{30}$ (n ——球磨机筒体转速, r/min), 将圆周速度带入式(2-2), 得

$$\cos \alpha \geq \frac{\pi^2 R n^2}{g \times 900}$$

但由于 $\frac{\pi^2}{g} \approx 1$, 所以

$$\cos \alpha \geq \frac{R n^2}{900} \quad (2-3)$$

式(2-3)为球磨机内运动的基本方程式。从此方程式中可以看出: 球磨体脱离角 α 与筒体转速 n 和筒体净空半径 R 有关, 而与球磨体的重量无关。

增大磨机的转速, 可以使球磨体上升到最高点 A' , 在这个转速时, 球磨体将与磨筒一起回转而不能落下击碎物料。

2.2 小型行星式快速球磨机工作原理及动力学分析

本文研究的小型行星式快速球磨机是实验室、小批量生产用高效超细研磨、混合设备。该机可广泛在电子材料、磁性材料、陶瓷釉浆、非金属矿及新型材料等行业使用。该机的工作原理是将需加工的物料放入磨筒内加盖, 放置在托盘上, 进行物料研磨。工作时由带轮转动和铰链四杆机构的影响形成磨筒的自转和公转, 带动托盘和磨筒高速转动加摆动, 在这种运动下, 磨筒内的球磨体不仅在惯性力的作用下对物料形成很大的高频率冲击以及碰撞力, 同时又在筒底作复杂运动时对粉碎物料进行强烈碾压和搓擦, 对物料进行快速研磨。该机能采用湿法或干法的形式对物料进行超细研磨或混合。

2.2.1 小型行星式快速球磨机结构与转速

图 2-3 所示是小型行星式快速球磨机的结构示意图。图中与调速电机 1 相连的小皮带轮 2 通过皮带 3 与大皮带轮 4 构成皮带传动机构。与大皮带轮 4 相连并同轴运转的托盘 5 上布置有球磨筒 6, 磨筒的中心转轴与托盘 5 的回转中心有一个偏心距 OB , 并且磨筒的中心转轴上连接有铰链四杆机构(如图 2-4)。当调速电机启动后, 托盘 5 便会转动起来, 同时球磨筒 6 便开始做行星运动。这种小型行星式快速球磨机呈立式, 即各旋转体的轴心线都与地面相垂直。

如图2-4所示为小型行星式快速球磨机机构简图。虚线圆所示球磨筒既有随

托盘绕定轴转动，也有由于CD杆和BC杆的作用而引起的摆动。

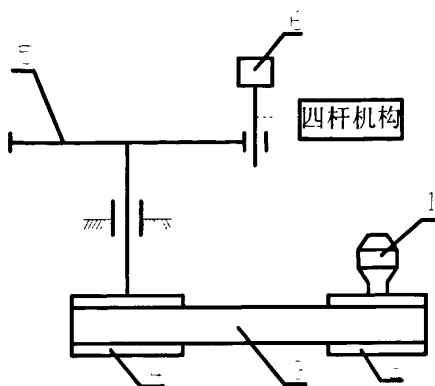


图 2-3 小型行星式快速球磨机示意图

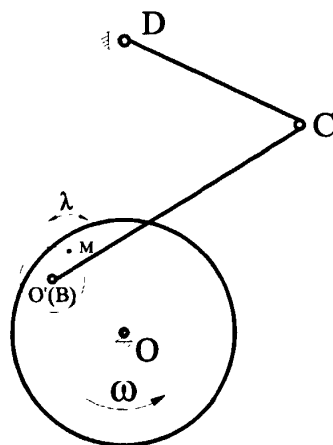


图 2-4 小型行星式快速球磨机机构简图

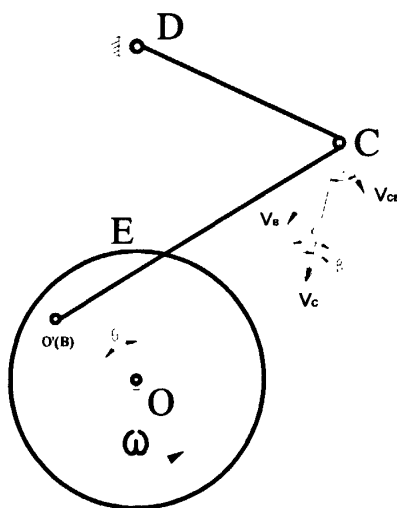


图 2-5 C 点速度分析

如图 2-5 所示，假设 $DC = l_1$ ， $CB = l_2$ ， $DE = l_3$ ， $OB = R$ ，圆盘角速度为 ω ，分析 C 点的速度方程。

在 $\triangle OBD$ 中，根据余弦定理有： $DB^2 = DO^2 + OB^2 - 2 \cdot DO \cdot OB \cdot \cos \omega t$

即： $DB^2 = (l_3 + R)^2 + R^2 - 2 \cdot (l_3 + R) \cdot R \cdot \cos \omega t$

所以： $DB = \sqrt{(l_3 + R)^2 + R^2 - 2 \cdot (l_3 + R) \cdot R \cdot \cos \omega t}$

在 $\triangle DBC$ 中，根据余弦定理有： $DB^2 = CD^2 + BC^2 - 2 \cdot CD \cdot BC \cdot \cos \alpha$

即： $DB^2 = l_1^2 + l_2^2 - 2 \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot \cos \alpha$

所以： $DB = \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2 \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot \cos \alpha}$

结合上述关于 DB 的两式

$$(l_3 + R)^2 + R^2 - 2 \cdot (l_3 + R) \cdot R \cdot \cos \omega t = l_1^2 + l_2^2 - 2 \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot \cos \alpha$$

$$\text{所以: } \alpha = \arccos \left[\frac{l_1^2 + l_2^2 + 2(l_3 + R)R \cos(\omega t) - R^2 - (l_3 + R)^2}{2l_1 l_2} \right]$$

在△DBC 中, 根据正弦定理有: $\frac{CD}{\sin \angle DBC} = \frac{BD}{\sin \alpha}$

$$\text{即: } \frac{l_1}{\sin \angle DBC} = \frac{BD}{\sin \alpha}$$

$$\text{所以: } \angle DBC = \arcsin \left(\frac{l_1 \sin \alpha}{BD} \right)$$

在△OBD 中, 根据正弦定理有: $\frac{BD}{\sin \theta} = \frac{OD}{\sin \angle OBD}$

$$\text{即: } \frac{BD}{\sin(\omega t)} = \frac{(R + l_3)}{\sin \angle OBD}$$

$$\text{所以: } \angle OBD = \arcsin \left[\frac{(R + l_3) \sin \omega t}{BD} \right]$$

$$\text{则由上可知: } \gamma = \angle OBD - \angle DBC = \arcsin \left[\frac{(R + l_3) \sin \omega t}{BD} \right] - \arcsin \left[\frac{l_1 \sin \alpha}{BD} \right]$$

$$\begin{aligned} \text{所以: } \beta = \gamma - \alpha = \angle OBD - \angle DBC = & \arcsin \left[\frac{(R + l_3) \sin \omega t}{BD} \right] - \arcsin \left[\frac{l_1 \sin \alpha}{BD} \right] \\ & - \arccos \left[\frac{l_1^2 + l_2^2 + 2(l_3 + R)R \cos(\omega t) - R^2 - (l_3 + R)^2}{2l_1 l_2} \right] \end{aligned}$$

分析 B 点的速度矢量图, 利用正弦定理可得:

$$\frac{v_B}{\sin \alpha} = \frac{v_{CB}}{\sin \beta}$$

$$\text{即: } \frac{R\omega}{\sin \alpha} = \frac{\omega_{CB} \cdot l_2}{\sin \beta}$$

$$\text{所以: } \omega_{CB} = \frac{R\omega \sin \angle \beta}{l_2 \cdot \sin \alpha}$$

经推导得连杆 BC 上 B 点相对于 C 点的角速度与调速电机施加给带轮的转速之间的关系为:

$$\omega_{CB} = \frac{R \cdot \sin \beta}{l_2 \cdot \sin \alpha} \cdot \omega \quad (2-4)$$

式中: ω_{CB} --BC 杆上 C 点相对于 B 点的角速度;

ω --调速电机施加给带轮的转速;

R --球磨筒自转中心到公转中心的距离 oo' ;

l_2 --BC 杆的长度;

α --BC 杆与 CD 杆的夹角, 且:

$$\alpha = \arccos \left[\frac{l_1^2 + l_2^2 + 2(l_3 + R)R \cos(\omega t) - R^2 - (l_3 + R)^2}{2l_1 l_2} \right]$$

β --B点线速度方向与CD杆上C点线速度方向的夹角, 且:

$$\beta = \arcsin \left[\frac{(R + l_3) \sin \omega t}{BD} \right] - \arcsin \left[\frac{l_1 \sin \alpha}{BD} \right] - \arccos \left[\frac{l_1^2 + l_2^2 + 2(l_3 + R)R \cos(\omega t) - R^2 - (l_3 + R)^2}{2l_1 l_2} \right]$$

l_1 --CD杆的长度;

l_3 --D点到O点之间的距离与R之差;

t --时间;

BD—D点到B点的距离; 且 $BD = \sqrt{(l_3 + R)^2 + R^2 - 2 \cdot (l_3 + R) \cdot R \cdot \cos \omega t}$

在内径为 r 的磨筒壁上任取一点A, 如图2-6所示, BA与BC之间的夹角为 σ , BC与BO之间的夹角为 γ , 对筒壁上A点的速度进行矢量分析, 如图2-7所示。

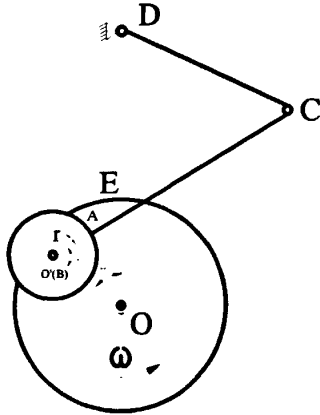


图2-6 磨筒内壁上A点位置示意图

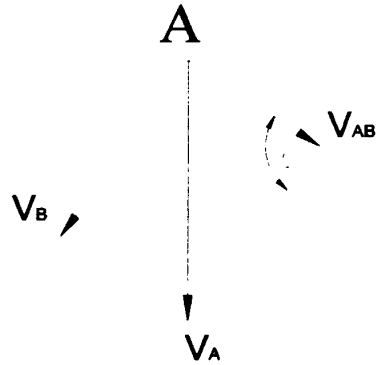


图2-7 A点速度矢量分析

在A点的速度矢量分析图中, V_B 与 V_{AB} 之间的夹角: $\delta = 180^\circ - (\gamma + \sigma)$, 利用余弦定理可得: $v_A^2 = v_{AB}^2 + v_B^2 - 2 \cdot v_{AB} \cdot v_B \cdot \cos \delta$

$$\text{即: } v_A^2 = (l_4 \cdot \omega_{AB})^2 + (R\omega)^2 - 2 \cdot l_4 \cdot \omega_{AB} \cdot R\omega \cdot \cos \delta$$

$$\text{所以: } v_A = \sqrt{(l_4 \cdot \omega_{AB})^2 + (R\omega)^2 - 2 \cdot l_4 \cdot \omega_{AB} \cdot R\omega \cdot \cos \delta} \quad (2-5)$$

式中: 由于磨筒固定在托盘上, 而且托盘与连杆BC固接于B点, 则

$$\omega_{AB} = \omega_{CB} = \frac{R\omega \sin \beta}{l_2 \cdot \sin \alpha};$$

$$\delta = 180^\circ - (\gamma + \sigma)。$$

V_A 的方向: V_A 与 V_B 的夹角 $\gamma = \arcsin(\frac{v_{AB} \cdot \sin \delta}{v_A})$ 。

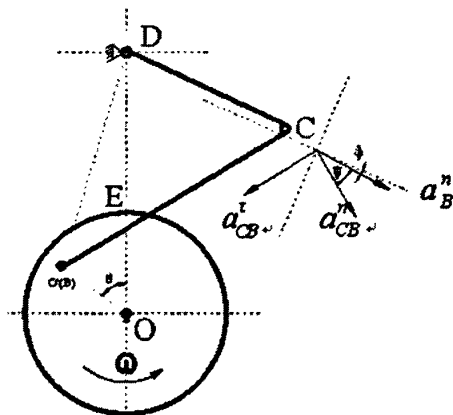


图2-8 C点加速度分析

如图 2-8 所示, 现分析 C 点的加速度方程。

由前面的速度分析可求得 V_C

$$\text{正弦定理: } \frac{v_B}{\sin \alpha} = \frac{v_C}{\sin(180^\circ - \alpha - \varphi)}$$

$$\text{所以: } v_C = \frac{v_B \cdot \sin(180^\circ - \alpha - \varphi)}{\sin \alpha}$$

v_C 的方向与 CD 杆垂直。

$$\text{则由 } v_C = CD \cdot \omega_{CD} \text{ 可得 } \omega_{CD} = \frac{v_C}{CD} = \frac{v_B \sin(180^\circ - \alpha - \varphi)}{l_1 \sin \alpha}$$

$$\text{则有: } a_C^n = CD \cdot \omega_{CD}^2 = \frac{v_B^2 \sin^2(180^\circ - \alpha - \varphi)}{l_1^2 \sin^2 \alpha}$$

a_C^n 为沿 CD 方向。

现在分析 a_C : $\overline{a_C} = \overline{a_B} + \overline{a_{CB}}$

分为切线分量和法向分量: $\overline{a_C^tau} + \overline{a_C^n} = \overline{a_B^tau} + \overline{a_B^n} + \overline{a_{CB}^tau} + \overline{a_{CB}^n}$

由于圆盘作匀速转动, 所以 $\overline{a_B^tau} = 0$, 且 $\overline{a_B^n} = R \cdot \omega^2$ 。

根据如图 C 点的加速度矢量图, 沿 CD 轴和与轴垂直的方向分解:

$$\text{CD 方向: } a_C^n = a_{CB}^n \cdot \cos \alpha - a_{CB}^tau \cdot \cos(90^\circ - \alpha) - a_B^n \cdot \cos(\gamma - \alpha) \quad (2-6)$$

$$\perp \text{CD 方向: } a_C^tau = a_{CB}^n \cdot \sin \alpha + a_{CB}^tau \cdot \sin(90^\circ - \alpha) + a_B^n \cdot \sin(\gamma - \alpha) \quad (2-7)$$

式中 φ , ϕ 的推导过程为: 如图 VF 方向 // v_B 方向

可知: a_B^n 方向 \perp CF 方向

又: a_{CB}^tau 方向与 CF 方向夹角为 γ , 所以可得:

$$a_{CB}^tau \text{ 方向与 } a_B^n \text{ 方向夹角为 } \varphi = 90^\circ - \gamma$$

则: $\phi = 180^\circ - \alpha - 90^\circ - \varphi = \gamma - \alpha$

根据式 (2-6): $a_C^n = a_{CB}^n \cdot \cos \alpha - a_{CB}^\tau \cdot \cos(90^\circ - \alpha) - a_B^n \cdot \cos(\gamma - \alpha)$

得: $a_{CB}^\tau = \frac{[a_{CB}^n \cdot \cos \alpha - a_B^n \cdot \cos(\gamma - \alpha) - a_C^n]}{\sin \alpha}$

式中: $a_{CB}^n = CB \cdot \omega_{BC}^2 = \frac{l_2 \cdot R^2 \cdot \omega^2 \cdot \sin^2 \varphi}{l_2^2 \cdot \sin^2 \alpha} = \frac{R^2 \omega^2 \sin^2 \varphi}{l_2 \sin^2 \alpha}$

$$a_B^n = R \cdot \omega^2$$

$$a_C^n = \frac{v_B^2 \cdot \sin^2(180^\circ - \alpha - \varphi)}{l_1 \cdot \sin^2 \alpha}$$

由 $a_{CB}^\tau = BC \cdot a_{CB}$ 可得: $a_{CB} = \frac{a_{CB}^\tau}{l_2}$

$$\text{所以经推到可得: } a_{CB} = \frac{[a_{CB}^n \cdot \cos \alpha - a_B^n \cdot \cos(\gamma - \alpha) - a_C^n]}{l_2 \cdot \sin \alpha} \quad (2-8)$$

式中: a_{CB} 为 BC 杆上 C 点相对于 B 点的角加速度;

a_{CB}^n 为 BC 杆上 C 点相对于 B 点角加速度的法向分量, 且:

$$a_{CB}^n = CB \cdot \omega_{BC}^2 = \frac{l_2 \cdot R^2 \cdot \omega^2 \cdot \sin^2 \varphi}{l_2^2 \cdot \sin^2 \alpha} = \frac{R^2 \omega^2 \sin^2 \varphi}{l_2 \sin^2 \alpha};$$

a_B^n 为 B 点的绝对角加速度的法向分量, 且: $a_B^n = R \cdot \omega^2$;

a_C^n 为 C 点的绝对角加速度的法向分量, 且:

$$a_C^n = \frac{v_B^2 \cdot \sin^2(180^\circ - \alpha - \varphi)}{l_1 \cdot \sin^2 \alpha};$$

α 为 BC 杆与 CD 杆的夹角, 且:

$$\alpha = \arccos \left[\frac{l_1^2 + l_2^2 + 2(l_3 + R)R \cos(\omega t) - R^2 - (l_3 + R)^2}{2l_1 l_2} \right];$$

γ 为 BC 杆与 BO 杆的夹角, 且:

$$\gamma = \arcsin \left[\frac{(R + l_3) \sin \omega t}{BD} \right] - \arcsin \left[\frac{l_1 \sin \alpha}{BD} \right];$$

l_2 为 BC 杆的长度。

取磨筒内壁上 A 点, 如图 2-6, 则: $a_{AB} = a_{CB}$, 则可得: $a_{AB} = \frac{a_{CB}^\tau}{l_2}$

同理: $a_{AB}^{\tau} = AB \cdot a_{AB}$, 所以: $a_{AB}^{\tau} = \frac{l_4 \cdot a_{CB}^{\tau}}{l_2}$

对 A 点加速度进行矢量分析, 如图 2-9 所示。

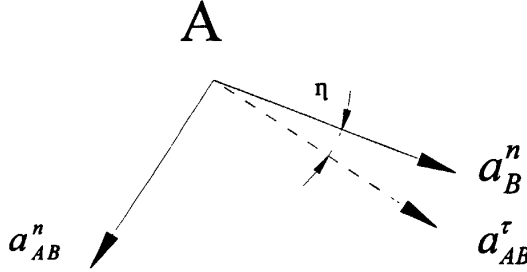


图 2-9 A 点加速度矢量分析

$$\overline{a_A} = \overline{a_B} + \overline{a_{AB}} \quad (2-9)$$

分为切向分量和法向分量, 由于 $a_B^{\tau} = 0$, 所以:

$$\overline{a_A^{\tau}} + \overline{a_A^n} = \overline{a_B^n} + \overline{a_{AB}^{\tau}} + \overline{a_{AB}^n}$$

根据 A 点的加速度矢量图, 在 AB 方向和垂直 AB 方向进行分解:

$$\text{AB 方向: } a_A^n = a_{AB}^n - a_B^n \cdot \sin \eta$$

$$\perp AB \text{ 方向: } a_A^{\tau} = a_{AB}^{\tau} + a_B^n \cdot \cos \eta$$

$$\text{式中: } \eta = 180^\circ - \sigma - \gamma - 90^\circ = 90^\circ - \sigma - \gamma$$

所以:

$$a_A^n = a_{AB}^n - a_B^n \cdot \cos(\sigma + \gamma) \quad (2-10)$$

$$a_A^{\tau} = a_{AB}^{\tau} + a_B^n \cdot \sin(\sigma + \gamma) \quad (2-11)$$

$$\text{式中: } a_{AB}^n = \frac{l_4 \cdot R^2 \cdot \omega^2 \cdot \sin^2 \beta}{l_2^2 \cdot \sin^2 \alpha} \quad \text{沿 AB 方向}$$

$$a_B^n = R \cdot \omega^2 \quad \text{方向沿 B 指向圆心 O}$$

$$a_{AB}^{\tau} = \frac{l_4 \cdot a_{CB}^{\tau}}{l_2}$$

$$a_{CB}^{\tau} = \frac{[a_{CB}^n \cdot \cos \alpha - a_B^n \cdot \cos(\gamma - \alpha) - a_C^n]}{\sin \alpha}$$

$$\text{由上可知: } a_A = \sqrt{(a_A^{\tau})^2 + (a_A^n)^2}$$

$$\text{方向: } a_A \text{ 与 } a_A^n \text{ 的夹角为: } \gamma = \arctan \frac{|a_A^{\tau}|}{|a_A^n|}$$

磨筒内壁上 A 点的轨迹方程主要根据 A 点与 B 点、C 点之间的关系式得出。

如图 2-6 所示, 得出 B 点的轨迹方程: $x_1^2 + y_1^2 = R^2$

同理 C 点的轨迹方程为: $x_2^2 + (y_2 - l_3 - R)^2 = l_1^2$

且由于 BC 长度不变可得关系式: $(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2 = l_2^2$

由上可得 A 点的轨迹方程为:

$$(x - x_1)^2 + (y - y_1)^2 = r^2 \quad \text{① (A 点与 B 点距离不变)}$$

$$\arctan\left(\frac{y - y_1}{x - x_1}\right) - \arctan\left(\frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}\right) = \sigma \quad \text{② (直线 AB 与 BC 夹角不变)}$$

化简并整理:

B 点轨迹方程可化为: $x_1 = -R \sin \omega t$

$$y_1 = R \cos \omega t$$

C 点轨迹方程可化为: $x_2 = l_1 \sin \angle CDO$

$$y_2 = -l_1 \cos \angle CDO + l_3 + R$$

且 B 点与 C 点的关系式化为:

$$(-R \sin \omega t - l_1 \sin \angle CDO)^2 + (R \cos \omega t + l_1 \cos \angle CDO - l_3 - R)^2 = l_2^2$$

式中 $\angle CDO$ 的求取过程为:

在 $\triangle OBD$ 中, 根据余弦定理:

$$BD^2 = OB^2 + OD^2 - 2 \cdot OB \cdot OD \cdot \cos \theta \quad \text{其中 } \theta = \omega t$$

$$\text{即: } BD = \sqrt{R^2 + (R + l_3)^2 - 2R(R + l_3) \cdot \cos \omega t}$$

$$\text{根据正弦定理: } \frac{BD}{\sin \theta} = \frac{OB}{\sin \angle BDO}$$

$$\text{所以可得: } \angle BDO = \arcsin[R \sin(\omega t) / BD]$$

$$\text{代入 BD 即得: } \angle BDO = \arcsin\left[R \sin(\omega t) / \sqrt{R^2 + (R + l_3)^2 - 2R(R + l_3) \cdot \cos \omega t}\right]$$

在 $\triangle BCD$ 中, 根据正弦定理:

$$\frac{BC}{\sin(\angle CDO + \angle BDO)} = \frac{BD}{\sin \alpha}$$

$$\text{所以可得: } \angle CDO + \angle BDO = \arcsin(l_2 \sin \alpha / BD)$$

代入 BD 即得:

$$\angle CDO + \angle BDO = \arcsin(l_2 \sin \alpha / \sqrt{R^2 + (R + l_3)^2 - 2R(R + l_3) \cdot \cos \omega t})$$

所以: $\angle CDO = \arcsin(l_2 \sin \alpha / \sqrt{R^2 + (R + l_3)^2 - 2R(R + l_3) \cdot \cos \omega t})$

$$- \arcsin \left[R \sin(\omega t) / \sqrt{R^2 + (R + l_3)^2 - 2R(R + l_3) \cdot \cos \omega t} \right]$$

把 B 点和 C 点化简后的轨迹方程代入①式和②式可得化简后的 A 点轨迹方程为:

$$(x + R \sin \omega t)^2 + (y - R \cos \omega t)^2 = r^2 \quad (2-12)$$

$$\arctan\left(\frac{y - R \cos \omega t}{x + R \sin \omega t}\right) - \arctan\left(\frac{-l_1 \cos \angle CDO + l_3 + R - R \cos \omega t}{l_1 \sin \angle CDO + R \sin \omega t}\right) = \sigma \quad (2-13)$$

且必须满足条件: $(-R \sin \omega t - l_1 \sin \angle CDO)^2 + (R \cos \omega t + l_1 \cos \angle CDO - l_3 - R)^2 = l_2^2$

分析球磨筒的运动可知, 球磨筒的运动是自转(摆动)和公转的合成。自转是由于四杆机构造成的左右摆动。由于球磨筒固放在托盘上, 而托盘和连杆固接在一起, 则根据相对角速度关系, 可得:

$$\omega_{\text{相对}} = \omega_{CB} \quad (2-14)$$

式中 $\omega_{\text{相对}}$ 即为球磨筒壁上任一点相对于磨筒自转中心 $O'(B)$ 点的角速度。

结合磨筒自转中心处的角速度可求得磨筒的绝对角速度为:

$$\omega_{\text{磨筒}} = \omega + \omega_{\text{相对}} = \omega + \omega_{CB} \quad (2-15)$$

此小型行星式快速球磨机为立式行星式球磨机, 与常规行星式球磨机不同, 在这种运动过程中, 球磨罐具有固定的底面。由图2-4所示, O 、 O' 分别为转盘和球磨筒的回转中心, 磨筒内壁半径为 r , 设一质量为 m 的磨球在磨筒内壁上 M 点处, M 点到转盘中心 O 的距离为 l , 为了使球磨体对筒内物料起到撞击研磨的作用, 必须使球磨体在适当位置与筒壁脱离, 并能向另一侧撞击^[47]。设 λ 为转盘中心 O 与 M 点的连线及磨筒中心 O' 连线的延长线之间的夹角(如图2-4), 则球磨体与筒壁脱离的条件为:

$$\omega^2 \cdot l \cdot \cos \lambda + 2 \cdot \omega \cdot \omega_{\text{相对}} \cdot r \geq \omega_{\text{相对}}^2 \cdot r$$

化简整理可得: $l \cdot \cos \lambda \geq \left(\frac{\omega_{CB}^2}{\omega^2} - \frac{2\omega_{CB}}{\omega} \right) \cdot r$

即得球磨体开始脱离筒壁的临界条件是:

$$l \cdot \cos \lambda = \left(\frac{R^2 \cdot \sin^2 \beta}{l_2^2 \cdot \sin^2 \alpha} - 2 \frac{R \cdot \sin \beta}{l_2 \cdot \sin \alpha} \right) \cdot r \quad (2-16)$$

由式(2-16)可知, 球磨体开始脱离磨筒壁的位置与 α 、 β 以及磨筒的回转半径 r 有关。其中 α 、 β 受磨机结构参数和带轮转速 ω 以及时间 T 的影响, 则可知, 球磨体开始脱离磨筒壁的位置除了与磨机的结构尺寸相关, 还与带轮转速有关。带轮转速的提升不仅会增大球磨体的撞击力和球磨体对物料的撞击频率, 还会对球磨体开始脱离磨筒壁的位置造成影响。当带轮转速达到某一定值时, 会使球磨

体紧贴在筒壁上,随筒壁一起转动而不会脱离,这样球磨体就无法起到研磨物料的作用,理论上称这个转速值为临界转速,因此必须在临界转速的范围内,控制磨机的理论适宜转速,普通卧式球磨机的适宜转速比(磨机适宜转速与临界转速之比)一般为76%^[47],在生产实际上可能略有出入。上述只是就假定单个球磨体的运动和受力进行分析,事实上磨筒内一定数量大小不同的球磨体以及待磨物料的运动规律要复杂得多,但我们仍然可以从上述单个球磨体的运动和受力分析中看出小型行星式快速球磨机的工作能力。

2.2.2 小型行星式快速球磨机运动学及动力学分析

此小型行星式快速球磨机为立式行星式球磨机,与常规行星式球磨机不同,在这种运动过程中,球磨罐具有固定的底面。

由图2-4所示, O 、 O' 分别为托盘和球磨筒的回转中心,磨筒内壁半径为 r ,设一质量为 m 的磨球在磨筒内壁上 M 点处, M 点到托盘中心 O 的距离为 l ,则有速度关系式为:

$$\overline{V_M} = \overline{V_{M\text{托盘}}} + \overline{V_{M\text{磨筒}M\text{托盘}}} \quad (2-17)$$

式中: $\overline{V_M}$ —磨球的绝对速度;

$\overline{V_{M\text{托盘}}}$ —托盘对磨球的牵连速度,其大小为 ωl ,方向垂直于 OM ;

$\overline{V_{M\text{磨筒}M\text{托盘}}}$ —磨球对托盘的相对速度,其大小为 $\omega_{\text{相对}} \cdot r$,方向垂直于 $O'M$ 。

在平稳运转时,托盘作匀角速度转动。可得磨球在 M 点的加速度关系式为:

$$\overline{a_M} = \overline{a_{M\text{托盘}}^n} + \overline{a_{M\text{磨筒}M\text{托盘}}^n} + \overline{a_{M\text{磨筒}M\text{托盘}}^k} \quad (2-18)$$

式中: $\overline{a_M}$ —球磨体的绝对加速度;

$\overline{a_{M\text{托盘}}^n}$ —托盘对球磨体在 M 处的牵连加速度的法向分量,大小为 $\omega^2 \cdot l$,方向为由 M 指向 O ;

$\overline{a_{M\text{磨筒}M\text{托盘}}^n}$ —球磨体在 M 点相对于托盘的法向加速度,大小为 $\omega_{\text{相对}}^2 \cdot r$,方向由 M 指向 O' ;

$\overline{a_{M\text{磨筒}M\text{托盘}}^k}$ —球磨体在 M 点处的哥氏加速度,其大小为 $2 \cdot \omega \cdot \omega_{\text{相对}} \cdot r$,方向沿 $O'M$ 延长线所指方向。

将上式两边乘以 m ,则为:

$$m \cdot \overline{a_M} = m \cdot \overline{a_{M\text{托盘}}^n} + m \cdot \overline{a_{M\text{磨筒}M\text{托盘}}^n} + m \cdot \overline{a_{M\text{磨筒}M\text{托盘}}^k} \quad (2-19)$$

式中: $m \cdot \overline{a_M}$ —球磨体所受的总惯性力 $\overline{P_M}$,方向与 $\overline{a_M}$ 反向;

$m \cdot \overline{a_{M\text{托盘}}^n}$ —牵连加速度引起的惯性力矢量 $\overline{P_{M\text{托盘}}^n}$,方向与 $\overline{a_{M\text{托盘}}^n}$ 反向;

$m \cdot \overline{a_{M\text{磨筒}M\text{托盘}}^n}$ —相对加速度引起的惯性力矢量 $\overline{P_{M\text{磨筒}M\text{托盘}}^n}$,方向与 $\overline{a_{M\text{磨筒}M\text{托盘}}^n}$ 反向;

$m \cdot \overline{a_{M\text{磨筒}M\text{托盘}}^k}$ —哥氏加速度引起的附加惯性力 $\overline{P_k}$,方向与 $\overline{a_{M\text{磨筒}M\text{托盘}}^k}$ 反

向。

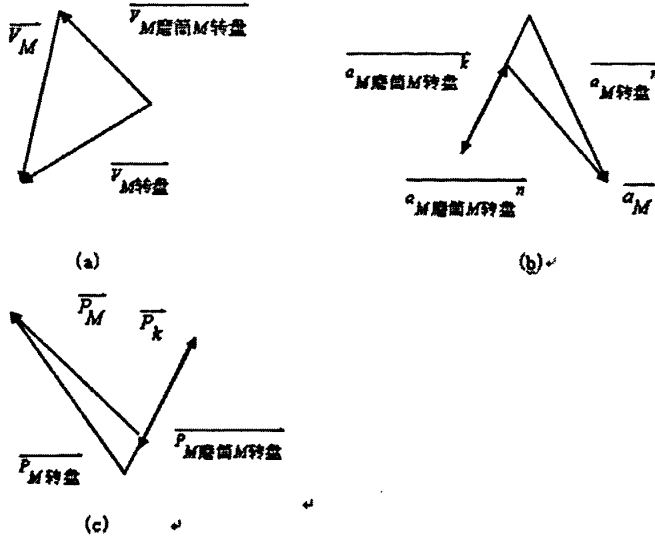


图 2-10 矢量分析图

从图2-10矢量分析图中可以基本了解小型行星式快速球磨机中球磨体的运动规律。为了使球磨体对筒内物料起到撞击研磨的作用，必须使球磨体在适当位置与筒壁脱离，并能向另一侧撞击^[47]。由上述惯性力的矢量分析可以看出， $\vec{P}_{M转盘}$ 和 \vec{P}_k 有利于球磨体的脱离， $\vec{P}_{M磨筒M转盘}$ 则为阻碍球磨体的脱离。设 λ 为转盘中心 O 与 M 点的连线及磨筒中心 O' 连线的延长线之间的夹角(如图2-4)，则球磨体与筒壁脱离的条件为：

$$\vec{P}_{M转盘} \cdot \cos \lambda + \vec{P}_k \geq \vec{P}_{M磨筒M转盘} \quad (2-20)$$

$$\text{即：} \omega^2 \cdot l \cdot \cos \lambda + 2 \cdot \omega \cdot \omega_{\text{相对}} \cdot r \geq \omega_{\text{相对}}^2 \cdot r$$

$$\text{化简整理可得：} l \cdot \cos \lambda \geq \left(\frac{\omega_{CB}^2}{\omega^2} - \frac{2 \cdot \omega_{CB}}{\omega} \right) \cdot r$$

即得球磨体开始脱离筒壁的临界条件是：

$$l \cdot \cos \lambda = \left(\frac{R^2 \cdot \sin^2 \theta}{l_2^2 \cdot \sin^2 \gamma} - \frac{2 \cdot R \cdot \sin \theta}{l_2 \cdot \sin \gamma} \right) \cdot r \quad (2-21)$$

式(2-21)同于式(2-16)，即球磨体开始脱离磨筒壁的位置与 γ 、 θ 以及磨筒的回转半径 r 有关。其中 γ 、 θ 受磨机结构参数和带轮转速 ω 以及时间 T 的影响。从上面的分析可知，根据磨机转速分析得出的磨球脱离的临界方程与根据磨球受力分析得出的临界方程是一致的。上述分析都只是就假定单个球磨体的运动学和动力学进行分析，事实上磨筒内一定数量大小不同的球磨体以及待磨物料的运动规律要复杂得多，但我们仍然可以从上述单个球磨体的运动学和动力学分析中看出小型行星式快速球磨机的工作能力。

2.3 本章小结

本章分析小型行星式快速球磨机的结构与工作原理,并推导磨机铰链四杆机构的转速,研究磨筒内球磨体的速度、加速度、受力等运动特性,从而进一步推导出球磨体脱离磨筒壁的临界方程,并从单个球磨体的运动学和动力学分析来研究磨机的工作能力。

第3章 虚拟样机技术及 ADAMS

CAD/CAE/CAM 是以计算机作为主要技术手段, 处理各种数字信息与图形信息, 辅助完成产品设计、分析模拟和评价及制造中的各项活动。CAD 是指利用计算机的高速计算能力和模拟显示图形的能力, 它是用各自的专业知识对产品进行绘图、分析计算和编写技术文件等设计活动的总称。它也是一种使人和计算机相结合, 利于获得最优的设计方案、缩短设计周期的新型设计方法。CAM 是利用计算机对制造过程进行设计、管理和控制。它包括工艺过程设计、数控编程、机器人编程等内容。该系统一般具有数据转换和过程自动化两方面的功能^[48]。

CAE 软件(如 NASTRAN、ADAMS、ANSYS、ADINA 以及 ABAQUS 等), 是计算力学、计算数学、相关的工程科学、以及工程管理学与现代计算技术相结合而形成的一种综合性、知识密集型的信息产品。CAE 软件可以针对特定类型的工程或产品进行产品性能分析、预测和优化, 也可以对多种类型的工程和产品的物理、力学性能进行分析、模拟、预测、评价和优化, 以实现产品技术的创新。在计算机辅助设计的过程中, 使用 CAE 软件对所创新的设计方案快速实施性能与可靠性分析, 并进行虚拟运行模拟, 即仿真的过程, 能够及早地发现设计缺陷, 实现优化设计。这样在实现创新的同时, 提高了设计质量、降低了研究成本开发周期^[48]。

3.1 虚拟样机技术概述

虚拟样机技术是指在设计开发过程中, 将分散的零部件和分析技术融合在一起, 在计算机上建造出产品的整体模型, 并针对该产品在投入使用后的各种工况进行仿真分析, 预测产品的整体性能, 进而改进产品设计、提高产品性能的一种新技术。虚拟样机技术源于对多体系统动力学研究。尽管它的核心是机械系统运动学、动力学和控制理论, 但没有成熟的三维计算机图形技术和基于图形的用户界面技术, 虚拟样机技术也不会成熟。虚拟样机技术在技术与市场两个方面的成熟也与 3C 技术的成熟及大规模推广应用分不开。首先, CAD 中的三维几何造型技术能够使设计师们的精力集中在创造性设计上, 把绘图等繁琐的工作交给计算机去做。这样, 设计师就有额外的精力关注设计的正确和优化问题。其次, 三维造型技术使虚拟样机技术中的机械系统描述问题变得简单。第三, 由于 3C 强大的三维几何编辑修改技术, 使机械系统设计的快速修改变为可能, 在此基础上, 基于计算机的设计、实验、设计的反复过程才有时间上的意义。

虚拟样机技术在工程中的应用是通过界面友好、功能强大、性能稳定的商品化虚拟样机软件实现的。虚拟样机技术首先在飞机、汽车等领域获得成功的应用。飞机制造业对虚拟样机的需求最为迫切,因为飞机成本高,系统复杂,因此不可能制造多台物理样机,或多台飞机子系统物理样机;此外实地实验耗资巨大,危险系数高,且收到安全法规的严格限制,还必须满足产品安全性、性能和可靠性的标准。目前,虚拟样机技术除了应用到飞机、汽车制造业外已经广泛地应用到工程机械、航天航空业、国防工业及通用机械制造业等领域。所涉及的产品从庞大的卡车到照相机的快门,上天的火箭到海里轮船的锚链。在各个领域里,针对各种产品,虚拟样机技术都为用户节省了开支和时间,并提供了满意的设计方案。

在制造领域虚拟样机技术在下面几个方面的作用已经显得尤为明显^[48]:

(1)产品的外形设计。以前,汽车外形造型设计多采用泡沫塑料制作外形模型,要通过多次修改,即费工又费时。采用虚拟样机技术的外形设计,可随时修改、评测,确定后方案的建模数据可直接用于设计、仿真和加工。

(2)产品装配仿真。机械产品的配合性和可装配性是设计人员容易出错的地方,以往要到产品最后装配时才能发现,导致零件的报废和工期的延误,从而造成巨大的经济损失。采用虚拟装配技术可以在设计阶段就进行验证,确保设计的正确性,避免损失。

(3)产品的运动和动力学仿真。运用虚拟样机技术在产品设计阶段解决运动构件工作时的运动协调关系、运动范围设计、可能的运动干涉检查、产品动力学性能、强度、刚度的问题。

(4)虚拟样技术与产品工作性能评测。首先进行产品的立体建模,然后将这个模型置于虚拟环境中控制、仿真和分析,可以在设计阶段就对设计的方案、结构等进行仿真,解决大多数问题,提高一次实验成功率。采用虚拟样机技术,还可以方便地进行工作性能检查。

虚拟样机技术的核心部分是多体系统运动学和动力学建模理论及其技术实现。作为应用数学一个分支的数值算法及时地提供了求解这种问题的有效快速算法。计算机可视化技术及动画技术的发展为这项技术提供了友好的用户界面。3C 及 FEA 等技术的发展为虚拟样机技术的应用提供了技术环境。目前,虚拟样机技术已成为一项相对独立的产业技术,它改变了传统的设计思想,对制造业产生了深远的影响。

3.2 ADAMS 软件基本模块

1. ADAMS/View(用户界面模块)

ADAMS/View 是 ADAMS 系列产品的核心模块之一,是以用户为中心的交

交互式图形环境。它将简单的图标、菜单、鼠标点取操作与交互式图形建模、仿真计算、动画显示、X-Y 曲线图处理、结果分析和数据打印等功能完美地集成在一起。ADAMS/View 采用 Parasolid 作为实体建模的核心, 提供了丰富的零件几何图形库、约束库和力/力矩库, 支持布尔运算, 使用户能够方便地进行建模。另外它还支持 FORTRAN/77、FORTRAN/90 中所有函数和自带的 200 多种函数以及一些常量和变量。

2. ADAMS/Solver(求解器)

ADAMS/Solver 是 ADAMS 的核心模块之一, 是 ADAMS 产品系列中处于心脏地位的仿真“发动机”。该软件自动形成机械系统模型的动力学方程, 提供静力学、运动学和动力学的解算结果。ADAMS/Solver 有各种建模和求解选项, 以便精确有效地解决各种工程应用问题。

ADAMS/Solver 可以对刚体和弹性体进行仿真研究。为了进行有限元分析和控制系统研究, 除满足用户输出位移、速度、加速度和力等的要求, 还可输出用户自己定义的数据。用户可以通过运动副、运动激励、高副接触以及用户定义的程序等添加不同的约束, 同时可求解运动副之间的作用力和作用反力, 或施加点单位力。

3. ADAMS/PostProcessor(专业后处理模块)

ADAMS/PostProcessor 是为了提高仿真结果的后处理能力而开发的模块。该模块用来输出高性能的动画, 各种数据曲线, 还可以进行曲线编辑和数字信号处理等, 使用户可以方便、快捷地观察、研究 ADAMS 的仿真结果。

ADAMS/PostProcessor 既可以在 ADAMS/View 环境中运行, 也可以脱离 ADAMS/View 环境独立运行。主要特点如下^[48]:

- (1)快速高质量的动画显示, 便于从各个角度深入理解设计方案的有效性;
- (2)具有层次清晰的树状数据结构, 可快速检索对象;
- (3)丰富的数据作图、数据处理及文件输出功能;
- (4)灵活多变的窗口风格, 多窗口画面分割显示及多页面存储;
- (5)多视窗动画与曲线结果同步显示, 并可录制成电影文件;
- (6)完备的曲线数据统计功能, 例如求平均值、极值、和、乘积斜率等;
- (7)丰富的数据处理功能: 曲线的代数计算、偏置、缩放等;
- (8)为光滑消隐的柔体动画提供了更优的内存管理模式;
- (9)在 plot 图标中, 可生成位图;
- (10)支持 mode shape animations, mode shape animations 可记录为.gif、.jpg、.bmp、.xpm、.avi 等标准图形文件格式。

3.3 虚拟样机技术的理论基础

(1) ADAMS 建模基础

ADAMS 采用广泛流行的多刚体系统动力学理论中的拉格朗日方程方法, 建立系统的动力学方程。动力学方程的求解速度很大程度上取决于广义坐标的选择。ADAMS 用刚体 i 的质心笛卡尔坐标和反映刚体方位的欧拉角作为广义坐标, 即 $q_i = [x, y, z, \psi, \theta, \varphi]^T$, $q = [q_1^T, q_2^T, \dots, q_n^T]^T$ 每个刚体用 6 个广义坐标描述。由于采用了非独立的广义坐标, 系统动力学方程是最大数量却是高度稀疏耦合的微分代数方程, 适于用稀疏矩阵的方法高效求解。

(2) ADAMS 运动学分析

利用 ADAMS 建立机械系统仿真模型时, 系统中各构件之间存在运动副的连接, 设运动副的约束方程位数 nh , 用系统广义坐标矢量表示的运动学约束方程为:

$$\Phi^k(q) = [\Phi_1^k(q), \Phi_2^k(q), \dots, \Phi_n^k(q)] = 0 \quad (3-1)$$

又因为在考虑运动学分析时, 系统具有确定运动, 所以要使系统实际自由度为零, 因此对其施加等于自由度 $(nc - nh)$ 的驱动约束:

$$\Phi^D(q, t) = 0 \quad (3-2)$$

式(3-1)和式(3-2)可以统一表示为

$$\Phi(q, t) = \begin{bmatrix} \Phi^k(q, t) \\ \Phi^D(q, t) \end{bmatrix} = 0 \quad (3-3)$$

对 ADAMS 运动学方程求解: 在 ADAMS 仿真软件中, 运动学分析研究零自由度系统位置、速度、加速度和约束反力, 因此只需求解系统约束方程:

$$\Phi(q, t) = 0 \quad (3-4)$$

任一时刻 t_n 的位置确定, 可由约束方程的牛顿——拉夫森迭代方法求得:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial q_j} \Delta q_j = -\Phi(q_j, t_n) \quad (3-5)$$

式中 $\Delta q_j = q_{j+1} - q_j$ 表示第 j 次迭代

t_n 时刻速度、加速度的确定, 可由约束方程求一阶、二阶时间导数得到:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial q} \dot{q} = -\frac{\partial \Phi}{\partial t} \quad (3-6)$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial q} \ddot{q} = - \left\{ \frac{\partial^2 \Phi}{\partial^2 t^2} + \sum_{k=1}^n \sum_{l=1}^n \frac{\partial^2 \Phi}{\partial q_k \partial q_l} \dot{q}_k \dot{q}_l + \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial q} \right) \dot{q} + \frac{\partial}{\partial q} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial t} \right) \dot{q} \right\} \quad (3-7)$$

t_n 时刻约束反力的确定, 可由带乘子拉格朗日方程得到:

$$\left(\frac{\partial \Phi}{\partial q} \right)^T \lambda = - \left\{ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right)^T - \left(\frac{\partial T}{\partial q} \right)^T - Q \right\} \quad (3-8)$$

(3) ADAMS 动力学分析

集成约束方程 ADAMS 可自动建立系统的动力学方程——微分—代数方程:

$$\begin{cases} F(q, v, \dot{v}, \lambda, t) = 0 \\ G(v, \dot{q}) = v - \dot{q} = 0 \\ \Phi(q, t) = 0 \end{cases} \quad (3-9)$$

其中 $\varphi(q, t) = 0$ 为完整约束, $\theta(q, \dot{q}, t) = 0$ 为非完整约束。

式中:

T---系统动能;

q---系统广义坐标列阵;

Q---广义力列阵;

ρ ---对应于完整约束的拉式乘子列阵;

μ ---对应于非完整约束的拉式乘子列阵。

把(3-9)写成更一般的形式:

$$\begin{cases} F(q, v, \dot{v}, \lambda, t) = 0 \\ G(v, \dot{q}) = v - \dot{q} = 0 \\ \Phi(q, t) = 0 \end{cases} \quad (3-10)$$

式中:

q---广义坐标列阵;

\dot{q}, v ---广义速度列阵;

λ ---约束反力及作用力列阵;

F---系统动力学微分方程及用户定义微分方程;

Φ ---描述完整约束的代数方程列阵;

G---描述非完整约束的方程列阵。

对 ADAMS 运动学方程求解: 在进行动力学分析时 ADAMS 软件采用两种算法, 提供 3 种功能强大的变阶、变步长积分求解程序: GSTIEF 积分器、DSTIEF 积分器和 BDF 积分器, 来求解稀疏耦合的非线性微分代数方程, 这种方法适用

于模拟刚性系统(特征值变化范围大的系统); 提供 ABAM(Adams-Bashorth and Adams-Moulton)积分求解程序, 采用坐标分离算法来求解独立坐标的微分方程, 该方法适用于模拟特征值经历突变的系统或高频系统。

(4) ADAMS 静力学及线性化分析

对应上面的动力学分析过程, 在进行静力学、准静力学分析时, 分别设速度、加速度为零, 得到如公式(3-11)所示的静力学方程:

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F}{\partial q} & (\frac{\partial \Phi}{\partial q})^T \\ \frac{\partial \Phi}{\partial q} & 0 \end{bmatrix}_j \begin{Bmatrix} \Delta q \\ \Delta \lambda \end{Bmatrix}_j = \begin{Bmatrix} -F \\ -\Phi \end{Bmatrix}_j \quad (3-11)$$

线性化分析: 在系统的某点处, $q = q^*$, $v = v^*$ 可对系统的动力学方程进行线性化:

$$\begin{cases} M\dot{v} + Cv + Kq = 0 \\ v = \dot{q} \end{cases} \quad (3-12)$$

其中 M, C, K 为常数阵, 可对公式(3-12)求解得到系统的频率和振动模态。

(5) ADAMS 求解器算法

1) 微分——代数(DAE)方程的求解算法

①预估阶段

用吉尔(Gear)预估——校正算法可以有效地求解上式。根据当前时刻的系统的状态矢量值, 用 Taylor 级数预估下一个时刻系统的状态矢量值:

$$y_{n+1} = y_n + \frac{\partial y_n}{\partial t} h + \frac{1}{2!} \frac{\partial^2 y_n}{\partial t^2} h^2 + \dots \quad (3-13)$$

式中时间步长 $h = t_{n+1} - t_n$ 。

这种预估算法得到的新时刻的系统状态矢量值通常不准确, 公式(3-10)右边项不等于零, 可由吉尔 k+1 阶积分求解程序(或其他向后差分积分程序)来校正。

$$y_{n+1} = -h\beta_0 \dot{y}_{n+1} + \sum_{i=1}^k a_i y_{n-i+1} \quad (3-14)$$

式中: y_{n+1} ---- $y(t)$ 在 $t = t_{n+1}$ 时的近似值;

β_0, a_i ---- 吉尔积分程序的系数值。

整理公式(3-14)得:

$$\dot{y}_{n+1} = \frac{-1}{h\beta_0} \left[y_{n+1} - \sum_{i=1}^k a_i y_{n-i+1} \right] \quad (3-15)$$

②校正阶段

将公式(3-10)在 $t = t_{n+1}$ 时刻展开, 得:

$$\begin{cases} F(q_{n+1}, v_{n+1}, \dot{v}_{n+1}, \lambda_{n+1}, t_{n+1}) = 0 \\ G(v_{n+1}, q_{n+1}) = v_{n+1} - \dot{q}_{n+1} = v_{n+1} - \left(\frac{-1}{h\beta_0} \right) (q_{n+1} - \sum_{i=1}^k a_i q_{n-i+1}) = 0 \\ \Phi(q_{n+1}, t_{n+1}) = 0 \end{cases} \quad (3-16)$$

ADAMS 使用修正的牛顿——拉夫森迭代方法求解上面的非线性方程, 其迭代校正公式为:

$$\begin{cases} F_j + \frac{\partial F}{\partial q} \Delta q_j + \frac{\partial F}{\partial u} \Delta v_j + \frac{\partial F}{\partial \dot{u}} \Delta \dot{v}_j + \frac{\partial F}{\partial \lambda} \Delta \lambda_j = 0 \\ G_j + \frac{\partial G}{\partial q} \Delta q_j + \frac{\partial G}{\partial u} \Delta v_j = 0 \\ \Phi_j + \frac{\partial \Phi}{\partial q} \Delta q_j = 0 \end{cases} \quad (3-17)$$

式中 j 代表第 j 次迭代

$$\Delta q_j = q_{j+1} - q_j, \Delta v_j = v_{j+1} - v_j, \Delta \lambda_j = \lambda_{j+1} - \lambda_j \quad (3-18)$$

由公式(3-15)知:

$$\Delta \dot{v}_j = -\left(\frac{1}{h\beta_0} \right) \Delta v_j \quad (3-19)$$

由公式(3-16)知:

$$\frac{\partial G}{\partial q} = \left(\frac{1}{h\beta_0} \right) I, \quad \frac{\partial G}{\partial v} = I \quad (3-20)$$

将公式(3-19)、(3-18)代入公式(3-17)得:

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F}{\partial q} & \left(\frac{\partial F}{\partial v} - \frac{1}{h\beta_0} \frac{\partial F}{\partial \dot{v}} \right) & \left(\frac{\partial \Phi}{\partial q} \right)^T \\ \left(\frac{1}{h\beta_0} \right) \frac{\partial G}{\partial v} & \frac{\partial G}{\partial v} & 0 \\ \left(\frac{\partial \Phi}{\partial q} \right) & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta q \\ \Delta v \\ \Delta \lambda \end{Bmatrix}_j = \begin{Bmatrix} -F \\ -G \\ -\Phi \end{Bmatrix}_j \quad (3-21)$$

公式(3-21)左边的系数矩阵称系统的雅可比矩阵。

式中:

$\frac{\partial F}{\partial q}$ ——系统刚度阵; $\frac{\partial F}{\partial v}$ ——系统阻尼阵; $\frac{\partial F}{\partial \dot{v}}$ ——系统质量阵。

通过分解系统雅可比矩阵求解 Δq_j 、 Δv_j 、 $\Delta \lambda_j$ ，计算出 q_{j+1} 、 v_{j+1} 、 λ_{j+1} 、 \dot{q}_{j+1} 、 \dot{v}_{j+1} 、 $\dot{\lambda}_{j+1}$ ，重复上述迭代校正步长，知道满足收敛条件。

③积分误差控制步骤

如果预估值与校正值的差小于规定的积分误差限，接收该解， $t = t + h$ 则进行下一时刻的求解；否则拒绝该解，并减小积分步长，重新进行预估——校正过程。

2) 坐标减缩的微分方程求解算法

ADAMS 程序提供 ABAM 积分程序，采用坐标分离算法，将微分——代数方程缩减成用独立广义坐标表示的纯微分方程，然后用 ABAM 程序进行数值积分。坐标减缩微分方程的确定及其数值积分过程按以下步骤进行：

①坐标分离将系统的约束方程进行矩阵的满秩分解，可将系统的广义坐标列

阵 $\{q\}$ 分解为独立坐标列阵 $\{q^i\}$ 和非独立坐标列阵 q^d ，即 $\{q\} = \begin{Bmatrix} q^i \\ q^d \end{Bmatrix}$ 。

②预估用 Adams-Bashforth 显式公式，根据独立坐标前一个时间步长的值，预估 t_{n+1} 时刻的独立坐标值 $\{q^i\}^p$ ， p 表示预估值。

③校正用 Adams-Moulton 隐式公式对于上面的预估值，根据给定的收敛误差限进行校正得到独立坐标的校正值 $\{q^i\}^c$ ， c 表示校正值。

④确立相关坐标，确定独立坐标的校正值之后，可由相关公式计算出非独立坐标和其他系统状态变量值。

⑤积分误差控制与上面预估——校正算法积分误差控制相同。如果预估值与校正值的差值小于给定的积分误差限，接收该解，进行下一时刻的求解。否则减小积分步长，重复第二步开始的预估步骤。

3.4 本章小结

本章阐述 ADAMS 的基本模块以及虚拟样机技术的理论基础。围绕 ADAMS 建模基础、运动学分析、动力学分析、静力学及线性分析中的方程及求解进行说明，并且对 ADAMS 求解器的两种算法进行详细分析。

第4章 磨机三维造型及参数化建模

球磨机三维造型软件使用 Pro/E wildfire 2.0 版本, 然后利用 Mechpro2005 软件实现 Pro/E 中的实体模型向虚拟样机开发系统软件 ADAMS 的导入, 并实现模型设计变量的参数化。

4.1 球磨机三维造型

磨机实体造型分为三个系统: 传动与执行系统、箱体及动力系统。传动与执行系统包括带传动与铰链四杆机构及托盘等执行件; 动力系统主要为电动机。

(1) 传动与执行系统

带传动主要由主动轮、从动轮及传送带组成。带传动部分与铰链四杆机构共同作用从而使得磨筒在托盘上产生行星运动。该部分的实体三维造型如图 4-1 所示。

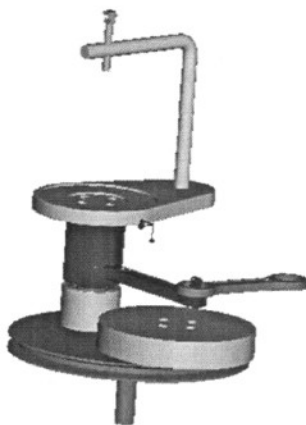


图 4-1 带轮、托盘及铰链四杆机构三维造型

(2) 箱体

球磨机的箱身是用低碳钢焊接而成。焊接在箱体上的支撑架(支撑电机用)是等边的热轧角钢, 其中一侧开有槽, 供装配电机使用。同时为了使该结构能够承受较大的载荷, 在两板之间加筋, 增加结构的可靠性, 保证机器的正常运行。如图 4-2 所示。

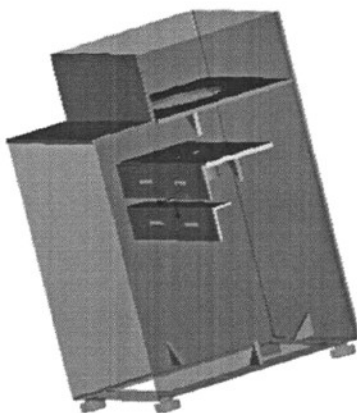


图 4-2 箱体三维造型

(3) 动力系统

电动机为 YC 系列电动机, 即单相电容起动异步电动机。该系列电动机具有高的起动力矩和良好的运动性能, 并且具有体积小、重量轻以及维护方便等优点。该系列异步电动机为全国统一设计, 采用 IEC (国际电工委员会) 标准的有关规定。该电动机在电压为 220V、最大电容为 $100\mu\text{F}$ 的条件下工作的, 广泛应用于小型机械、医疗器械、家电等。如图 4-3 所示。



图 4-3 电动机实体造型

(4) 球磨机装配

装配图 4-1~4-3 三个系统的实体造型, 得磨机三维造型如图 4-4 所示。

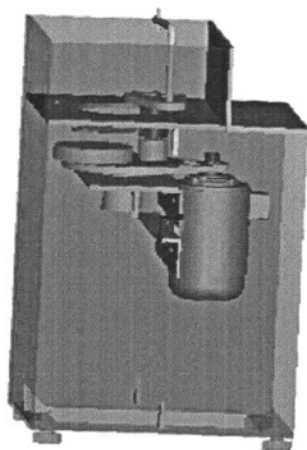


图 4-4 球磨机实体三维造型

4.2 球磨机机构的简化

本文主要针对磨机的研磨效率与磨机机构参数之间的表征模型进行仿真与优化。取简化后的磨机机构三维造型如图 4-5 所示，主要由大带轮、轴承、连杆、摇杆、托盘组成，磨筒固放在托盘上。轴承相对于带轮的偏心距离为 60mm，连杆初始长度为 180mm，摇杆初始长度为 120mm，铰链四杆机构机架长度为 200mm。

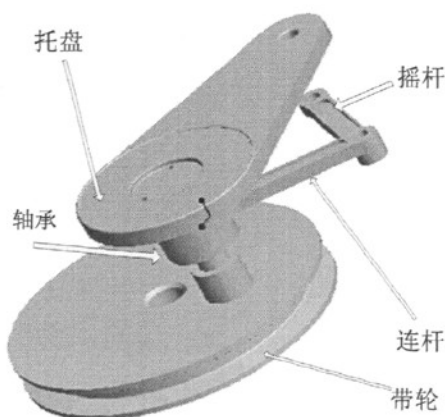


图 4-5 磨机机构简化模型

通过电机驱动带轮，带动托盘旋转，由于铰链四杆机构的作用，造成托盘的附加摆动，因此，磨筒在托盘上跟随托盘做行星式运动，磨筒自转和公转产生的离心力及磨筒与筒壁筒摩擦力使磨球与物料在筒内产生互相冲击、摩擦和上下翻滚等，磨碎物料。

4.3 Pro/E 中实体模型向 ADAMS 的导入

由于进一步详细分析的需要,在三维造型的基础上,出现了越来越多的接口软件,可以实现三维造型软件(如 Pro/E、SolidWorks、UG 等)与 CAE 分析软件(如 ANSYS、ADAMS 等)文件格式之间的转换。其中, Mechpro2005 是一款可以实现 Pro/E 造型文件与 ADAMS 文件格式转换的接口软件,本文中实现 Pro/E 实体模型向 ADAMS 的导入,就是主要依靠 Mechpro2005 完成。

4.3.1 Mechpro2005 概述及安装

Mechpro2005 是一款能够较好地并且比较完整地实现 Pro/E 模型与 ADAMS 模型转换的接口软件。实现模型的转换可以有两种途径:一是直接在 Mechpro2005 的接口界面中建立各个构件的刚体属性、Marker 以及刚体之间的联接运动副,然后再导入到 ADAMS 软件,运行仿真;二是只是在 Mechpro2005 软件的接口界面建立各个构件的刚体属性,然后导入到 ADAMS 软件,修改构件的质量属性等信息,以及建立刚体的 Marker、联接运动副,再运行仿真。本文实现模型导入采取的是第一种途径。

在 Pro/E 中调出磨机简化后的模型,如图 4-6 所示。

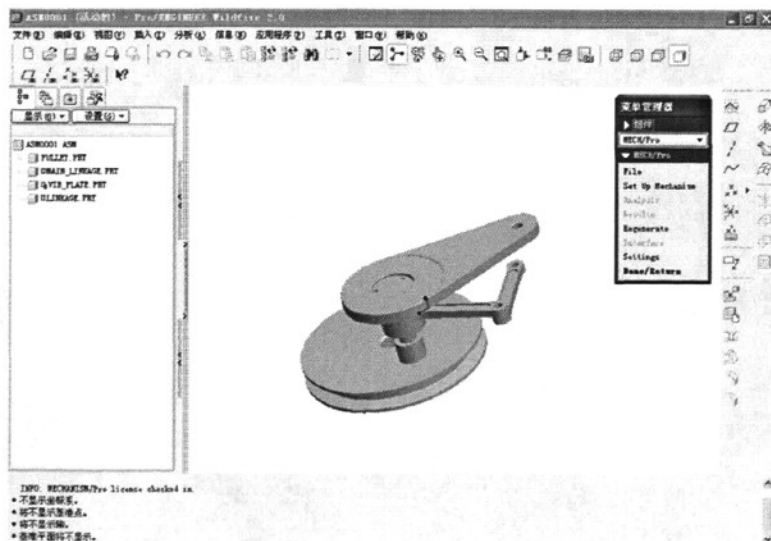


图 4-6 Mechpro2005 界面下的磨机简化模型

接下来在 Mechpro2005 界面里建立刚体、Marker 及联接运动副。Mechpro2005 接口界面如图 4-7 所示。

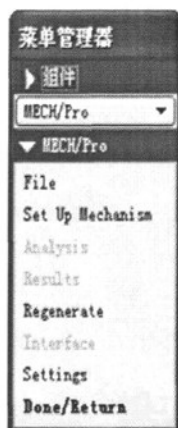


图 4-7 Mechpro2005 接口界面

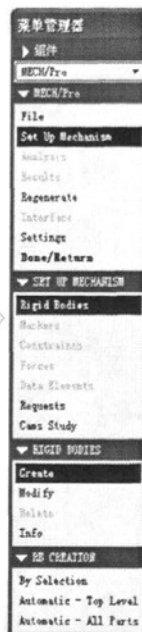


图 4-8 刚体建立流程

4.3.2 实现 Pro/E 模型导入 ADAMS

首先建立刚体。在 Mechpro2005 界面上选择“Set Up Mechanism”，然后选择“Rigid Bodies”，再选择“Create”，定义为“Automatic—All Parts”，即把每一个构件都定义为刚体。如图 4-8 所示。

然后建立 Marker。过程类似于刚体的建立过程，在 Mechpro2005 界面上选择“Set Up Mechanism”，然后选择“Markers”，再选择“Create”，如图 4-9 所示。再依次定义 Marker 的名称、所属刚体、位置坐标以及坐标方向。

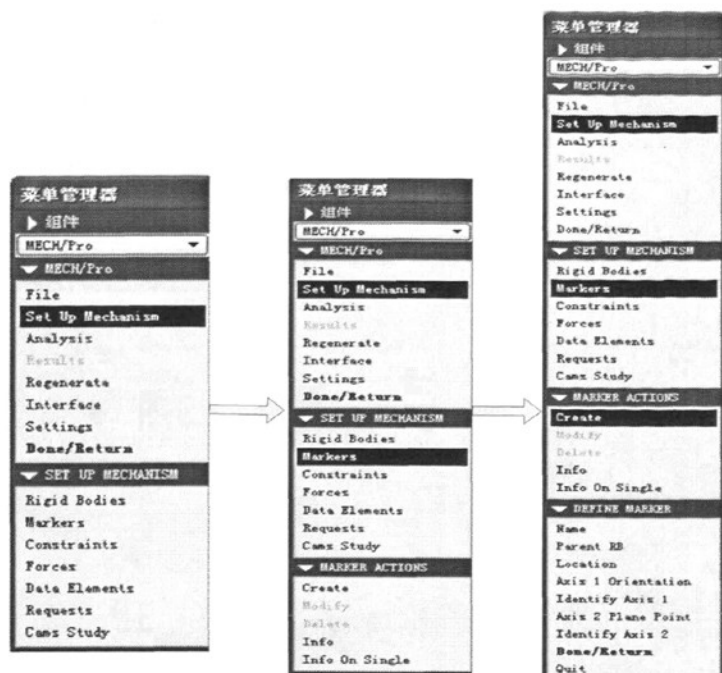


图 4-9 Marker 建立流程

再建立刚体间的联接运动副。如图 4-10 所示。

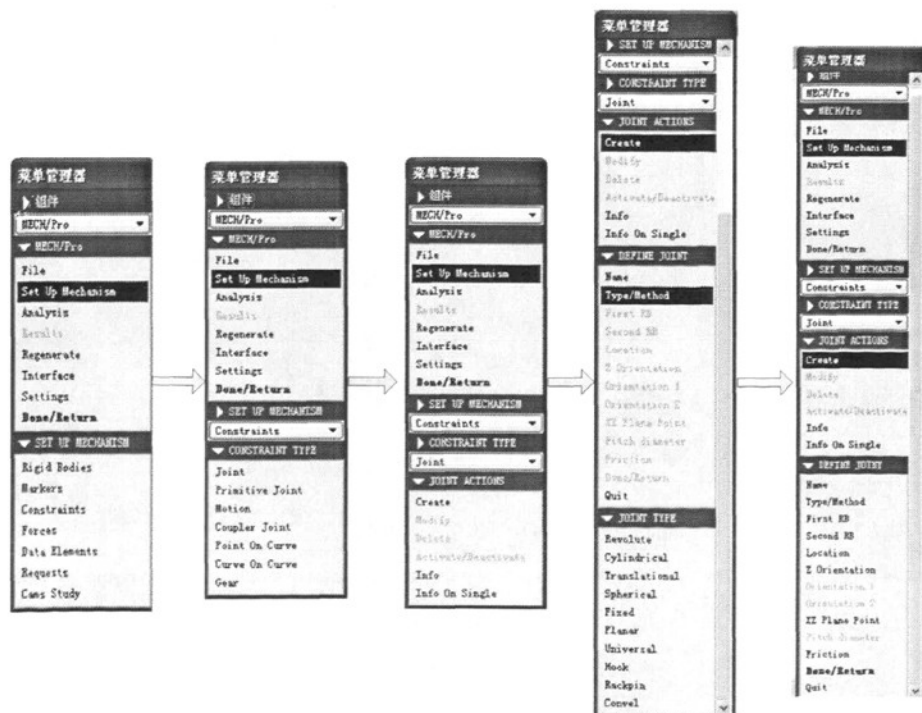


图 4-10 联接运动副建立流程

依次选择“Constraints”、“Joint”、“Create”，然后定义运动副的种类，本文中主要为转动副与固定副。最后定义所选运动副的名称、定义方式、运动副联接的刚体以及位置。

完成模型中各属性的定义后，实现模型到 ADAMS 的导入过程。如图 4-11 所示。



图 4-11 模型导入 ADAMS

Pro/E 模型导入到 ADAMS 后如图 4-12 所示。

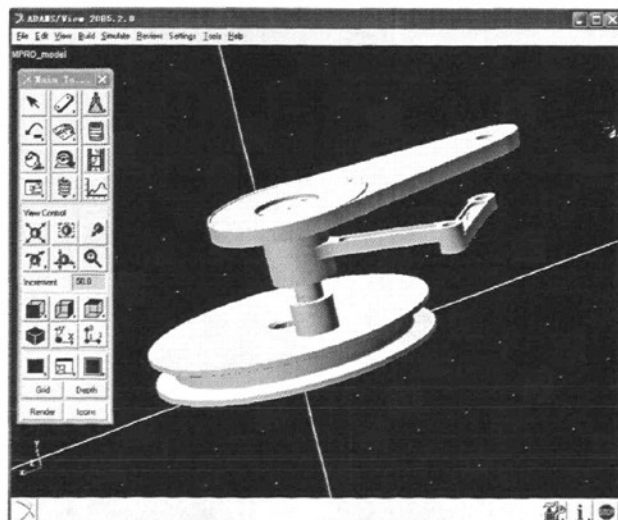


图 4-12 导入 ADAMS 后的磨机简化模型

直接点击运行仿真命令，设置仿真的时间和步数，即可演示磨机的仿真。

4.4 小型行星式快速球磨机基于 ADAMS 的参数化

ADAMS 软件提供了强大的参数化建模功能。根据分析需要,在建模时确定相关的关键变量,并将这些变量设置为设计变量。在分析时,只需要改变这些设计变量的大小,虚拟样机就可以自动更新。进行参数化建模首先要确定影响样机性能的关键输入值,进而对这些输入值进行参数化处理。ADAMS/View 提供了四种参数化方法^[48]。

(1)参数化点坐标:在建模时,点坐标主要用于定位几何形体、约束点和载荷作用点的作用。点坐标参数化时,修改点坐标值,与参数化点相关联的对象都将自动修改。

(2)使用设计变量:通过使用设计变量,可以方便地修改模型中已被设置为设计变量的对象。例如,将连杆构件的长度设置为设计变量,将弹簧的刚度设置为设计变量等。当设计变量的参数值发生改变时,与设计变量相关联的对象的属性也会得到更新。

(3)运动参数化:通过参数化样机的运动方式,可以方便地指定、分析指定模型的运动方式和轨迹。

(4)使用参数表达式:参数化的表达式是使用最广泛的一种参数化方式,在 ADAMS/View 建模过程中要求输入参数值的场合,都可以使用参数化的表达式。特别是当以上三种方法不能表达对象间的复杂关系时,可以通过参数化表达式来进行参数化。

参数化的模型可以使用户方便地来修改模型而不必考虑模型内部之间的关联变动,并且可以达到优化模型的目的,设计者可以通过参数化机制观察设计参数变化的影响。

本文主要通过分析铰链四杆机构的各构件长度的变化对磨机研磨效率的影响,对各构件的长度进行优化,因此,磨机的参数化主要是铰链四杆机构各构件长度的参数化。取磨机铰链四杆机构中连杆和机架的长度作为设计变量进行参数化,由于曲柄和摇杆分别连接连杆和机架,因此,设计变量的变化,可以使得与之相关联的曲柄和摇杆长度得到变化和更新。

1. 定义设计变量

定义设计变量可以有两种方式:一种是使用产生设计变量对话框;另一种是使用弹出式菜单中的“Create Design Variable”命令。利用产生设计变量对话框可以选择设计变量的类型,输入或修改设计变量的值,但是产生设计变量对话框不能将设计变量输入到正在建模的样机中。使用弹出式菜单中的“Create Design Variable”命令可以产生设计变量,并且将设计变量输入弹出式菜单的文本框。

由于本文中取杆长为设计变量,所以采用第一种定义设计变量的方式,再把设计变量的值输入到模型中。

在 Build 菜单中选择 Design Variable 子菜单,再选择 New 命令,弹出产生设计变量对话框,分别定义连杆杆长设计变量及机架长度设计变量,如图 4-13 及图 4-14 所示。

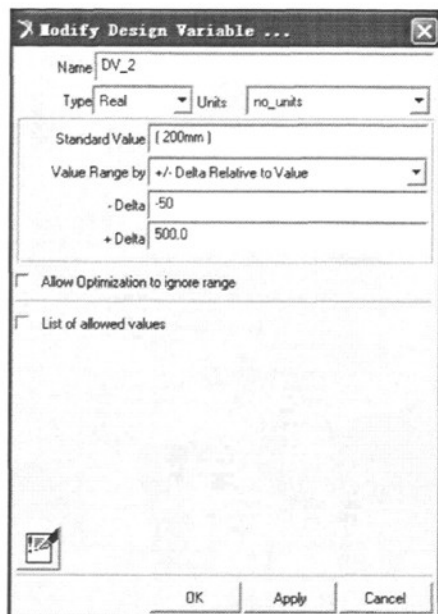
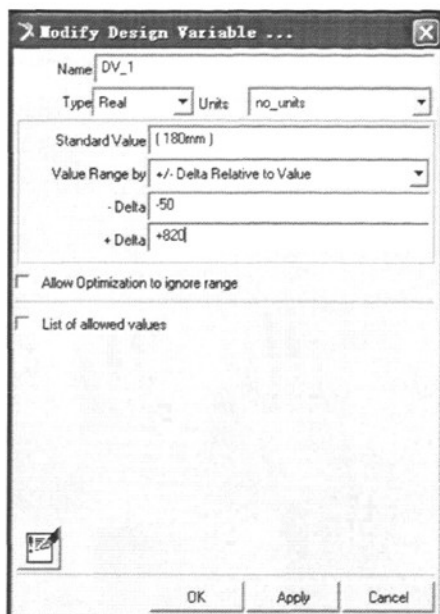


图 4-13 定义连杆杆长设计变量对话框 图 4-14 定义机架长度设计变量对话框

2. 引用设计变量

设计变量定义完成后,在模型中引用设计变量,具体步骤如下:

(1). 显示需要参数化的文本框。如果创建新对象,从主工具栏中选择工具来显示相应的创建对话框;如果参数化已有的对象,修改对象以显示 Modify 对话框;如果利用表格编辑器(Table Editor),选择要参数化的单元格,并在 Input 文本框中单击鼠标。

(2). 右击待参数化的数值文本框,指向 Parameterize 命令,并在弹出的级联菜单中选择 Reference Design Variable 命令。

(3). 选择要引用的设计变量,然后单击 OK 按钮。ADAMS/View 自动将选择的设计变量以表达式的形式插入到文本框中。

分别引用连杆设计变量如图 4-15,引用机架设计变量如图 4-16。完成设计变量引用到模型中后,即实现了连杆和机架长度的参数化。即模型中铰链四杆机构各构件尺寸会随着连杆和机架这两个设计变量的值变化而变化。

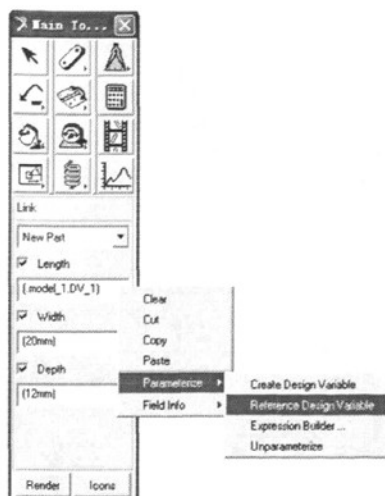


图 4-15 引用连杆设计变量

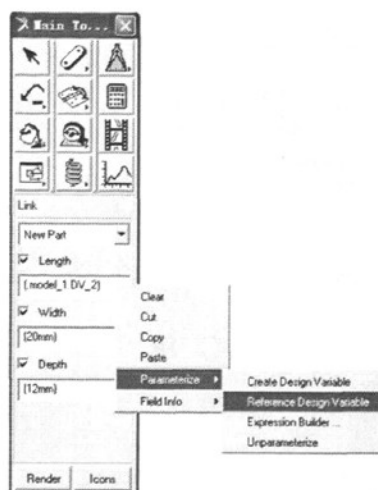


图 4-16 引用机架设计变量

球磨机初始位置如图 4-17 所示。参数化后的模型尺寸随设计变量值变化而变化，任意改变设计变量的值，模型尺寸即会得到更新，如图 4-18 所示。

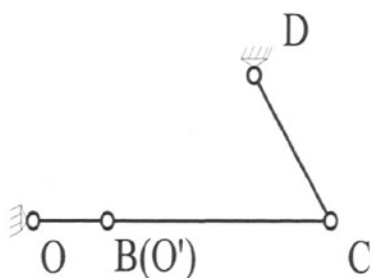


图 4-17 磨机简化四杆机构起始位置示意图

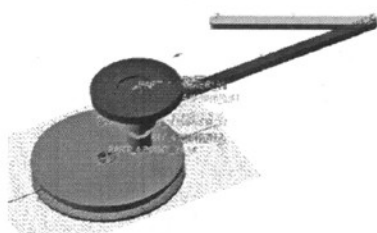


图 4-18 模型随设计变量值变化示意图

4.5 本章小结

本章针对小型行星式快速球磨机进行结构设计，并基于 Pro/E 与 ADAMS 之间的接口模块 Mechpro2005 实现 Pro/E 模型导入到 ADAMS，同时在 ADAMS 环境下对模型进行参数化，为后续的深入分析建立基础。

第5章 小型行星式快速球磨机动力学仿真及结构参数的优化

本文研究的小型行星式快速球磨机是实验室、小批量生产用高效超细研磨、混合设备。该机能采用湿法或干法的形式对物料进行超细研磨或混合。研磨的物料主要为陶瓷粉末，物料粒度 20 目以下，莫氏硬度 7 度以下，把物料加工成超细粉（0.1 微米~10 微米）。

5.1 基于 ADAMS 的球磨机动力学仿真

在 ADAMS 环境下调入前面章节中建立的球磨机简化后的参数化模型，设置仿真时间和步数，如图 5-1 所示，进行动力学仿真，如图 5-2 所示。



图 5-1 时间和步数设置

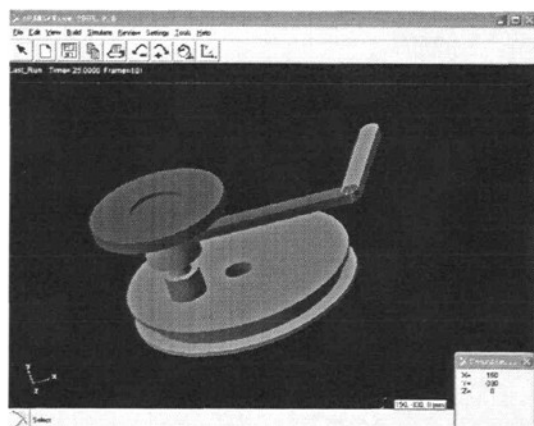


图 5-2 球磨机动力学仿真

在托盘上磨筒底座上取一点新建一个 Marker(80,120,0)，测试该 Marker 的转速随时间变化如图 5-3 所示，角加速度随时间变化如图 5-4 所示。

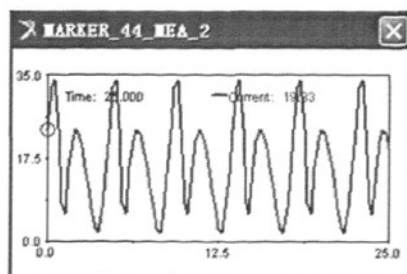


图 5-3 转速与时间的关系

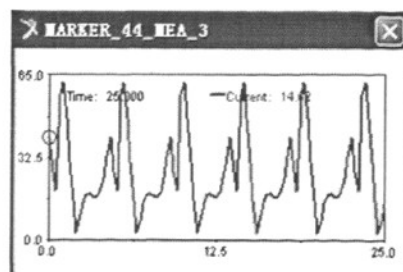


图 5-4 角加速度与时间的关系

由上可知，磨筒底面内任意点的转速和角加速度随时间在一定的幅值范围内

变化,造成磨筒内的球磨体和物料在磨筒产生强烈的振动和冲击,从而达到粉碎物料的目的。

5.2 连杆杆长与物料研磨率、连杆杆长与球磨体粉碎功率的表征模型

为简化分析过程,对小型行星式快速球磨机做如下四点假设^[46]:

- (1)球磨体在磨筒内,按所在位置一层层地进行循环运动;
- (2)球磨体脱离筒壁后为抛射运动;
- (3)球磨体与筒壁间及球磨体层与层之间滑动极小,具体计算时略去不计;
- (4)筒体内物料对于球磨体运动影响略去不计。

球磨机对物料的粉碎作用大部分来源于球磨体的冲击能,而球磨机的研磨率和球磨体的冲击能无论在何种规格尺寸的球磨机中都呈直线关系,且直线的斜率 K 为物料的可磨率, K 值取决于物料的材料和原始尺寸,根据研磨物料为陶瓷粉末可选取 K 值为 1^[49],且总结有公式: $K_p = K \cdot E$ ^[49],式中, K_p 为研磨率, E 为球磨体所具有的冲击能。

在行星式球磨机中,球磨体脱离筒壁时具有的动能为^[36]: $E = \frac{1}{2} m v_{\text{相对}}^2$

即: $E = \frac{1}{2} m (\omega_{\text{相对}} \cdot r)^2$

得:

$$E = \frac{1}{2} m r^2 (\omega_{CB})^2 \quad (5-1)$$

整理式(2-4)和式(5-1)可得:

$$E = \frac{1}{2} m r^2 \omega^2 \left(\frac{R \cdot \sin \beta}{l_2 \cdot \sin \alpha} \right)^2 \quad (5-2)$$

结合研磨率与球磨体冲击能之间的关系式可得:

$$K_p = \frac{1}{2} K m r^2 \omega^2 \left(\frac{R \cdot \sin \beta}{l_2 \cdot \sin \alpha} \right)^2 \quad (5-3)$$

由式(5-3)可知,物料的研磨率与球磨体的质量、球磨体脱离处的回转半径的平方、电机转速的平方成正比,且受连杆 BC 的长度影响。由于 α 和 β 不仅与四杆机构尺寸有关,而且也是时间 T 的函数,则可知瞬时研磨率也随时间的变化而变化。

基于上述四点假设,单个球磨体对物料的撞击频率为:

$$f = \frac{|\omega_{\text{磨筒}}|}{2\pi} = \frac{|\omega + \omega_{CB}|}{2\pi} \quad (5-4)$$

求得单个球磨体的研磨功率为:

$$N = E \times f = \frac{1}{4\pi} m r^2 \omega^3 \left(\frac{R \cdot \sin \beta}{l_2 \cdot \sin \alpha} \right)^2 \cdot \left| 1 + \frac{R \cdot \sin \beta}{l_2 \cdot \sin \alpha} \right| \quad (5-5)$$

由式(5-5)可知,球磨体的粉碎功率与球磨体的质量、球磨体脱离处的回转半径的平方、电机转速的立方成正比。为了使物料的研磨率和球磨体的粉碎功率达到最大,可以在许可的范围内使球磨机在尽量大的电机转速下进行工作,并且选择合适的磨机结构参数,使球磨体脱离处的回转半径达到最大,同时使磨机的各项性能参数达到最优。

5.3 磨机机构参数的设计研究

5.3.1 杆长对物料研磨率的影响

以铰链四杆机构连杆BC长度为设计变量,根据式5-3在ADAMS中编写测试函数,运行磨机仿真,得到如图5-5所示曲线。图中横坐标为杆长设计变量,单位为mm,纵坐标为磨机的平均研磨率,单位为 $10^4 \text{Kg} \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{rad}^2 / \text{s}^2$ 。

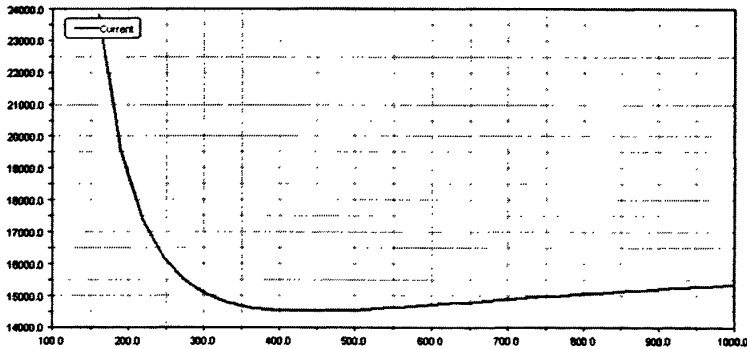


图 5-5 杆长设计变量与平均研磨率的关系曲线

图5-5中横坐标为BC杆杆长,纵坐标为物料的平均研磨率。由图5-5可知,BC杆长位于160mm至450mm之间时,物料的平均研磨率随BC杆长的增大呈减小的趋势,且在BC杆长取值450mm附近时平均研磨率为最小值,BC杆长位于450mm至1000mm时,平均研磨率随杆长的增大呈增大的趋势。为了实现磨机对物料较高的研磨率,可在保证BC杆长满足铰链四杆机构杆长条件的前提下取BC杆长的小值。如图5-5,BC杆长为160mm时,磨机的平均研磨率为最大。

5.3.2 杆长对球磨体粉碎功率的影响

以连杆BC长度为设计变量,根据式5-4在ADAMS中编写测试函数,运行磨机仿真,得到如图5-6所示曲线。图中横坐标为杆长设计变量,单位为mm,纵坐

标为磨机的平均粉碎功率，单位为 $10^4 \text{ Kg} \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{rad}^3 / \text{s}^3$ 。

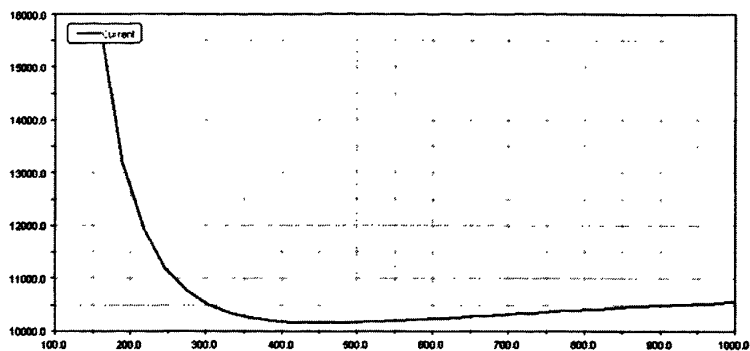


图 5-6 杆长设计变量与平均粉碎功率的关系曲线

图5-6中横坐标为BC杆杆长，纵坐标为球磨体的平均粉碎功率。由图5-6可知，在BC杆长为450mm附近时，球磨体的平均粉碎功率取最小值。以450mm为界，左边段球磨体的平均粉碎功率随杆长增大而减小，右边段球磨体的平均粉碎功率随杆长增大而增大。BC杆长为160mm时，球磨体的平均粉碎功率取得最大值。

结合图5-5和图5-6，为了使磨机的平均研磨率和球磨体的平均粉碎功率达到最大，可在保证连杆BC和摇杆CD杆长满足铰链四杆机构杆长条件的前提下，取BC杆的最小值。上面的例子仅表明选取不同的BC杆长会影响磨机对物料的平均研磨率和球磨体的平均粉碎功率，事实上选取不同的机架(OD)长度和偏心距 $e(\text{OB})$ 的大小对物料研磨率和和球磨体的粉碎功率都有不同程度的影响。

5.3.3 以杆长和机架为设计变量对研磨率和球磨体粉碎功率的影响

下面以机架AD长度和连杆BC长度作为设计变量，由于曲柄OB分别与机架OD、连杆BC关联于O、B两点，摇杆CD分别与机架OD、连杆BC关联于D、C两点，因此，随着设计变量OD、BC长度的变化，曲柄OB和摇杆CD的长度也会随着改变。

以曲柄OB长度变化进行分类实验，测试各参数对研磨率和粉碎功率的影响。

1. 曲柄 OB=60mm

①BC 分别取值为 160mm, 200mm, 250mm, 300mm, 350mm, 400mm 时，OD 在允许的取值范围内对研磨率的影响如图 5-7 所示。图中横坐标为 OD 杆长，单位为 mm，纵坐标为磨机的平均研磨率，单位为 $10^4 \text{ Kg} \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{rad}^2 / \text{s}^2$ 。

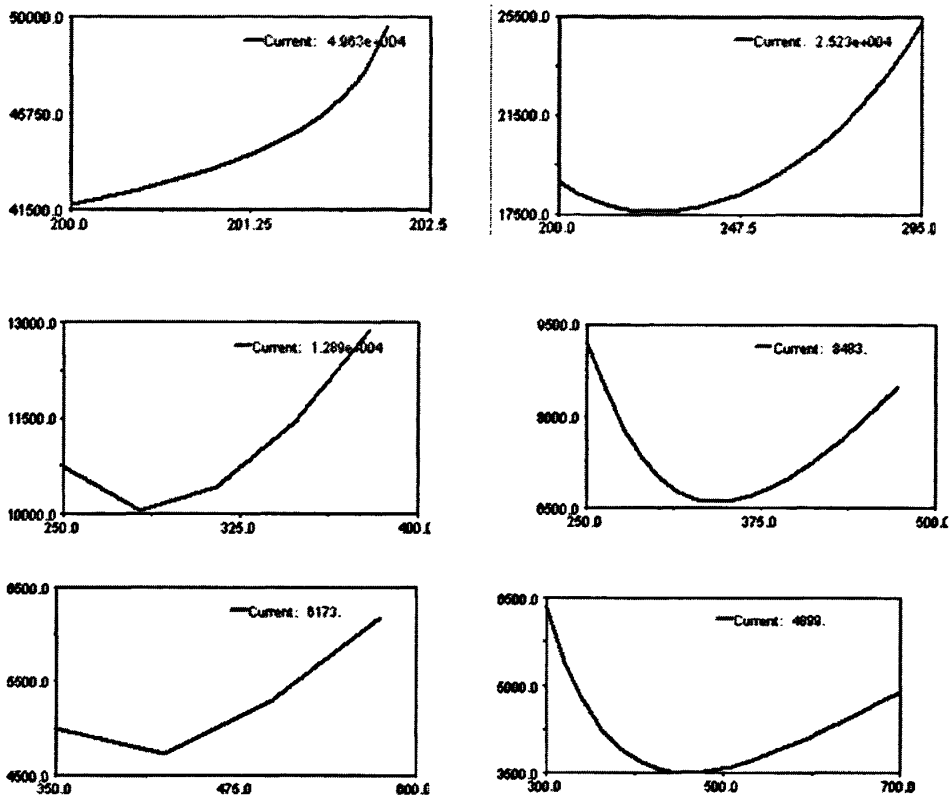
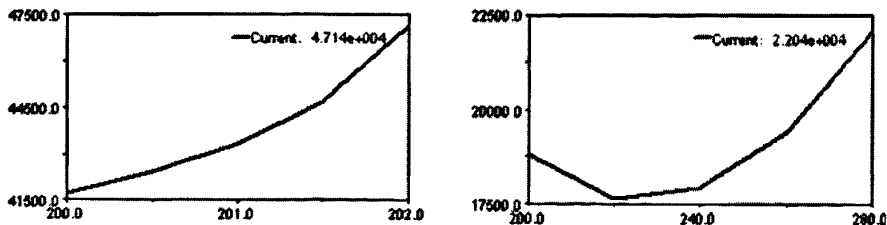


图 5-7 曲柄 OB=60mm 时连杆和机架长度对研磨率的影响

由图 5-7 可知,当曲柄取值为 60mm 时,图中连杆 BC 取值为 160mm,机架 OD 取值为 202mm 时,物料研磨率可达到最大值。随着 BC 和 OD 杆长的变化,研磨率有一定程度的下降和增长,但最大值都小于图中 OD 取值为 202mm 时的平均研磨率值。

②BC 分别取值为 160mm, 200mm, 250mm, 300mm, 350mm, 400mm 时, OD 在允许的取值范围内对球磨体粉碎功率的影响如图 5-8 所示。图中横坐标为 OD 杆长,单位为 mm,纵坐标为磨机的平均粉碎功率,单位为 $10^4 \text{ Kg} \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{rad}^3 / \text{s}^3$ 。



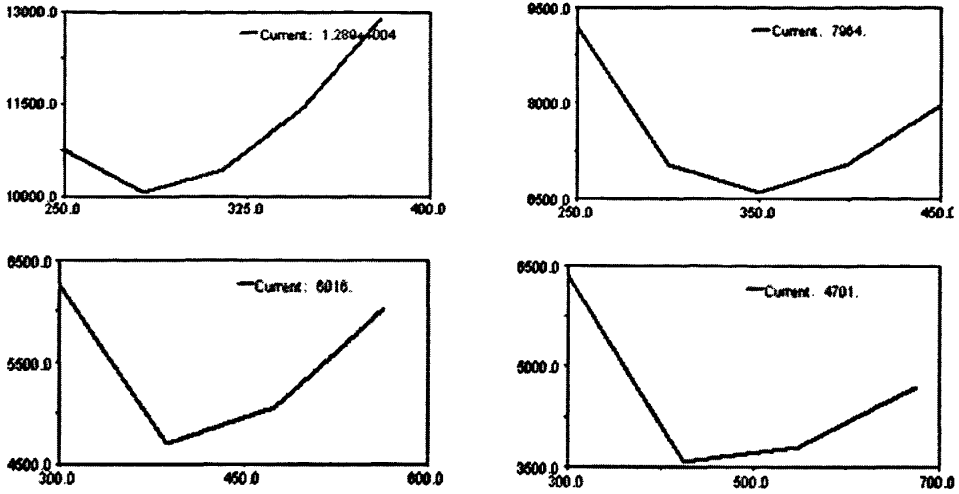
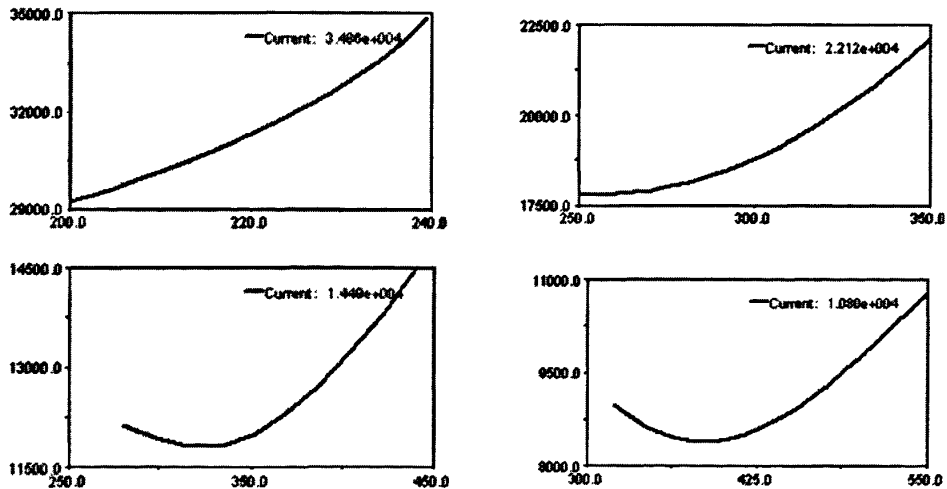


图 5-8 曲柄 OB=60mm 时连杆和机架长度对球磨体粉碎功率的影响

由图 5-8 可知，曲柄 OB 取值为 60mm 时，随着连杆 BC 和机架 OD 长度的增大，球磨体对物料的粉碎功率的峰值越来越小。当连杆 BC 为 160mm、机架 OD 长度为 202mm 时，球磨体对物料的粉碎功率取得最大值。

2. 曲柄 OB=80mm

① BC 分别取值为 200mm, 250mm, 300mm, 350mm, 400mm, 450mm 时，OD 在允许的取值范围内对研磨率的影响如图 5-9 所示。图中横坐标为 OD 杆长，单位为 mm，纵坐标为磨机的平均研磨率，单位为 $10^4 \text{ Kg} \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{rad}^2 / \text{s}^2$ 。



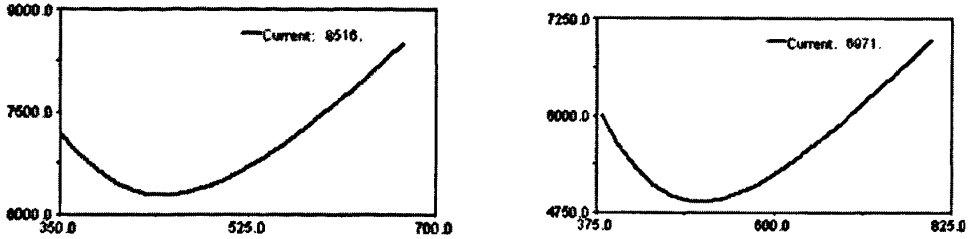


图 5-9 曲柄 OB=80mm 时连杆和机架长度对研磨率的影响

由图 5-9 可知，当曲柄取值为 80mm 时，连杆 BC 取值为 200mm、OD 取值为接近 240mm 时平均研磨率取得最大值。

②BC 分别取值为 200mm, 250mm, 300mm, 350mm, 400mm, 450mm 时，OD 在允许的取值范围内对球磨体粉碎功率的影响如图 5-10 所示。图中横坐标为 OD 杆长，单位为 mm，纵坐标为磨机的平均粉碎功率，单位为 $10^4 \text{ Kg} \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{rad}^3 / \text{s}^3$ 。

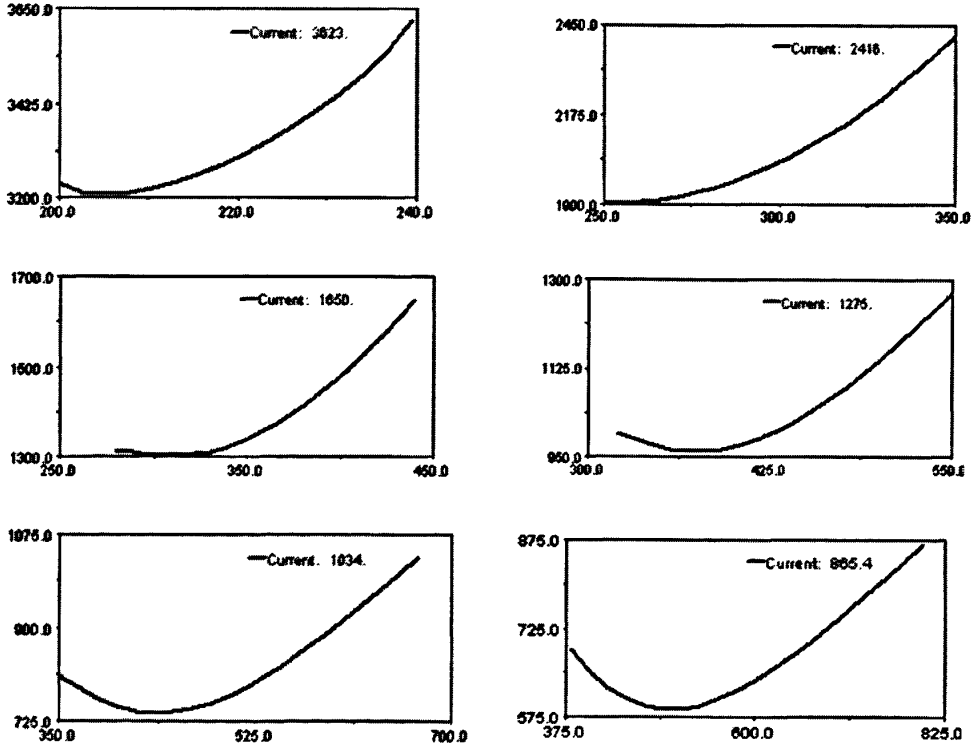


图 5-10 曲柄 OB=80mm 时连杆和机架长度对球磨体粉碎功率的影响

由图 5-10 可知，曲柄 OB 取值为 80mm 时，连杆 BC 取值 200mm、机架 OD 长度为 240mm 时，球磨体对物料的粉碎功率最大。

3. 曲柄 OB=100mm

①BC 分别取值为 200mm, 250mm, 300mm, 350mm, 400mm, 450mm 时，OD

在允许的取值范围内对研磨率的影响如图 5-11 所示。图中横坐标为 OD 杆长，单位为 mm，纵坐标为磨机的平均研磨率，单位为 $10^4 \text{ Kg} \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{rad}^2 / \text{s}^2$ 。

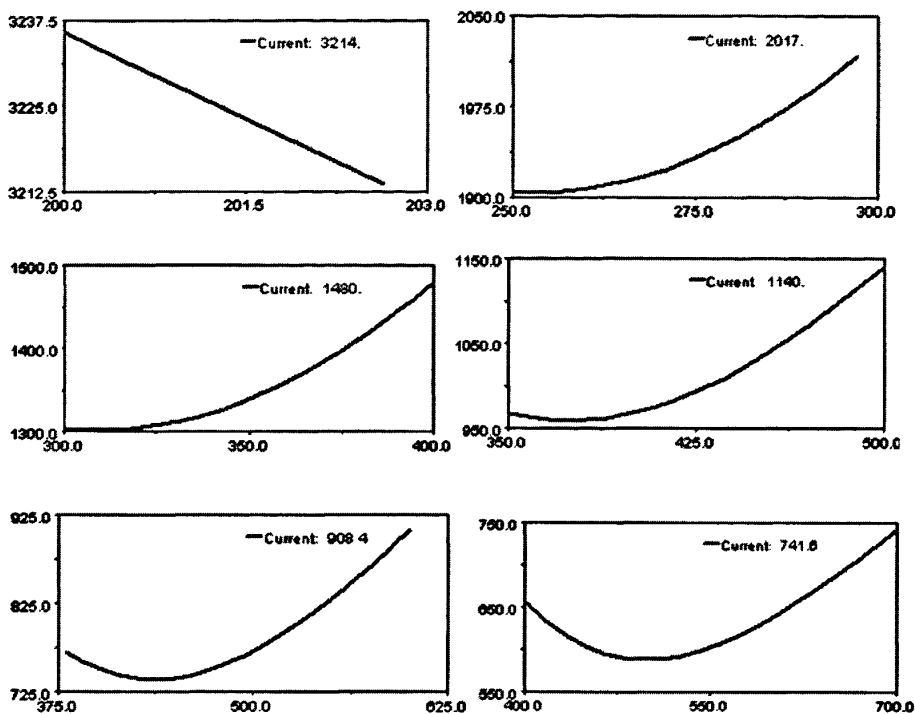
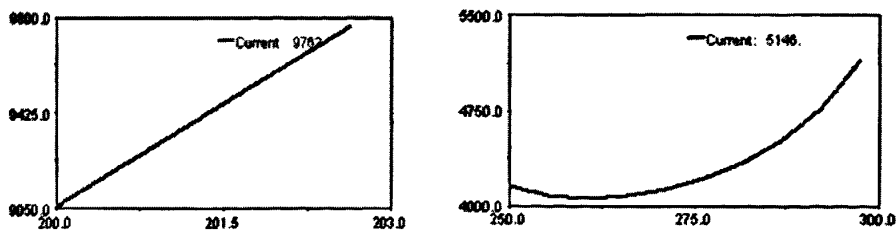


图 5-11 曲柄 OB=100mm 时连杆和机架长度对研磨率的影响

由图 5-11 可知，当曲柄取值为 100mm 时，连杆 BC 取值为 200mm、OD 取值为 200mm 时，平均研磨率获得最大值。

②BC 分别取值为 200mm, 250mm, 300mm, 350mm, 400mm, 450mm 时，OD 在允许的取值范围内对球磨体粉碎功率的影响如图 5-12 所示。图中横坐标为 OD 杆长，单位为 mm，纵坐标为磨机的平均粉碎功率，单位为 $10^4 \text{ Kg} \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{rad}^3 / \text{s}^3$ 。



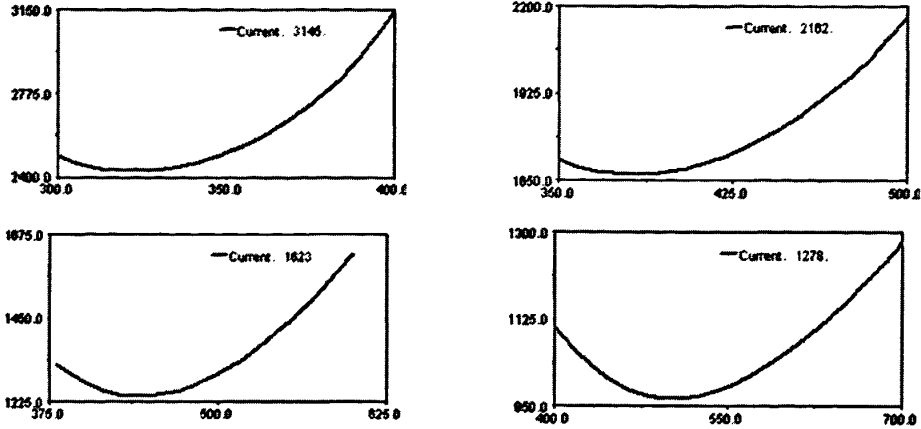


图 5-12 曲柄 OB=100mm 时连杆和机架长度对球磨体粉碎功率的影响

由图 5-12 可知, 当曲柄取值为 100mm 时, 连杆 BC 取值为 200mm、OD 取值为 200mm 时, 球磨体对物料的粉碎功率获得最大值。

结合上述分析, 随着曲柄长度的增加, 平均研磨率的最大值呈减小趋势。且随着 BC 杆长的增加, 平均研磨率呈二次曲线变化, 在 450mm 附近取得最小值。针对不同的 BC 杆取值, 机架 OD 杆长在许可的范围内对平均研磨率有一定程度的影响, 但在曲柄取值为 60mm、BC 取值为 160mm、OD 取值为 202mm 时的磨机四杆机构尺寸中, 平均研磨率可取得较大值。

5.4 多变量磨机结构参数优化

上述分析是分别以杆长和机架为设计变量时研究单变量对磨机研磨效率的影响关系, 接下来以磨机结构中的连杆、摇杆和机架作为设计变量, 分析多变量时各设计变量对磨机研磨效率的综合影响。

采取参数化点坐标的方式实现模型参数化。由于 BC 杆与 CD 杆关联于 C 点, CD 杆与 OD 杆关联于 D 点, 因此通过参数化 C 点和 D 点的坐标值来实现连杆 BC、摇杆 CD 和机架 OD 的参数化。磨机四杆机构位于 XZ 坐标平面内, 即 Y 坐标值始终保持不变, 则可参数化 C 点和 D 点的 X、Z 坐标值, 用四个设计变量参数化 C 点和 D 点坐标位置。即 $C(model_1.DV_1, y, model_1.DV_2)$, $D(model_1.DV_3, y, model_1.DV_4)$ 。其中 y 坐标值为 90mm, 即为保持 y 坐标为 90mm 不变的 XZ 坐标平面。则连杆、摇杆、机架长度分别可表示成设计变量的函数表达式:

$$\text{连杆: } L_2 = \sqrt{(model_1.DV_1 - 85)^2 + (model_1.DV_2)^2}$$

$$\text{摇杆: } L_1 = \sqrt{(model_1.DV_1 - model_1.DV_3)^2 + (model_1.DV_2 - model_1.DV_4)^2}$$

$$\text{机架: } L_3 = \sqrt{(\text{model_1.DV_3})^2 + (\text{model_1.DV_4})^2}$$

将设计变量代入式(5-3)，取磨机的平均研磨率作为设计目标，即为：

$$\text{OBJECT_1: } F(\text{DV_1}, \text{DV_2}, \text{DV_3}, \text{DV_4}) = K_p$$

平均研磨率的单位为 $\text{Kg} \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{rad}^2 / \text{s}^2$ 。

5.4.1 设计研究

通过设计研究的分析可以看出各设计变量单独作用时对设计目标的影响。

(1) DV_1 对目标函数的影响：

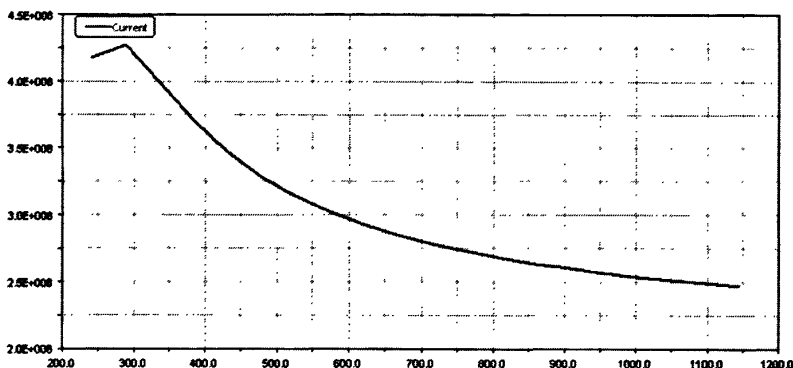


图 5-13 .model_1.DV_1 对设计目标的影响

如图 5-13 所示。图中横坐标为设计变量 DV_1 的取值，单位为 mm，纵坐标为磨机的平均研磨率，单位为 $\text{Kg} \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{rad}^2 / \text{s}^2$ 。设计变量 DV_1 取小值时对设计目标影响很大，随着 DV_1 取值的增大，设计目标的值趋于平缓。当设计变量 DV_1 取值为 280mm 时，目标函数取得最大值为 4.2965e+008。

(2) DV_2 对目标函数的影响：

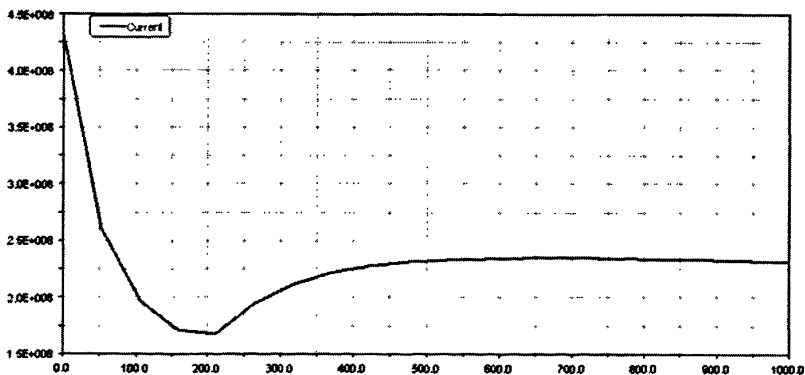


图 5-14 .model_1.DV_2 对设计目标的影响

如图 5-14 所示。图中横坐标为设计变量 DV_2 的取值，单位为 mm，纵坐标

为磨机的平均研磨率，单位为 $\text{Kg} \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{rad}^2 / \text{s}^2$ 。与设计变量 DV_1 类似，设计变量 DV_2 在小值范围内对目标函数影响较大。当设计变量 DV_2 取值为 0mm 时，目标函数取得最大值为 $4.3161\text{e}+008$ 。

(3) DV_3 对目标函数的影响：

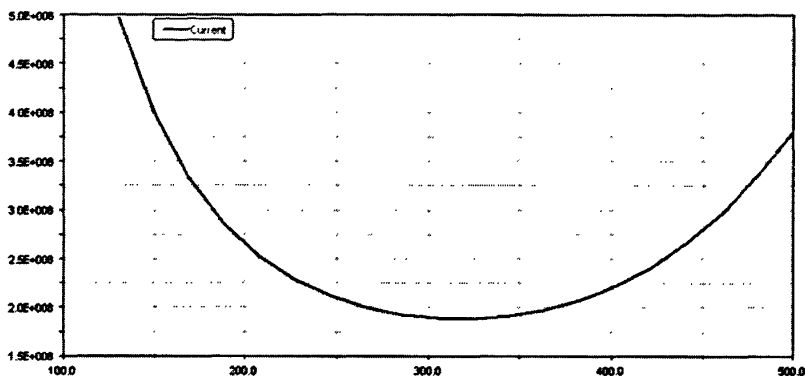


图 5-15 .model_1.DV_3 对设计目标的影响

如图 5-15 所示。图中横坐标为设计变量 DV_3 的取值，单位为 mm，纵坐标为磨机的平均研磨率，单位为 $\text{Kg} \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{rad}^2 / \text{s}^2$ 。设计目标与设计变量 DV_3 呈抛物线形状，当设计变量 DV_3 取值为 150mm 时，目标函数取得最大值为 $3.9719\text{e}+008$ 。

(4) DV_4 对目标函数的影响：

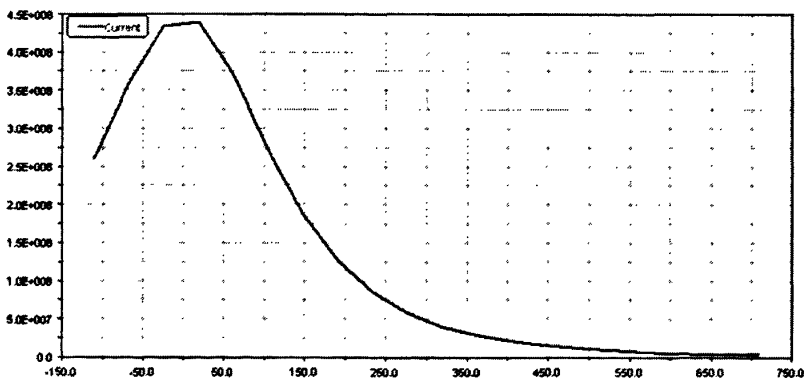


图 5-16 .model_1.DV_4 对设计目标的影响

如图 5-16 所示。图中横坐标为设计变量 DV_4 的取值，单位为 mm，纵坐标为磨机的平均研磨率，单位为 $\text{Kg} \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{rad}^2 / \text{s}^2$ 。设计变量 DV_4 取值为 9.7895mm 时，目标函数取得最大值为 $1.2690\text{e}+009$ 。

根据设计研究结果进行分析，四个设计变量取值在 500mm 范围内对目标函数影响较大，当设计变量取值继续增大时，目标函数变化趋于平缓，即设计变量

在大于 500mm 时，对设计目标影响越来越小。

5.4.2 实验设计

(1) DV_1 和 DV_2 对目标函数的影响：

DV_1 与 DV_2 决定 C 点位置，决定 BC 杆长，同时影响 CD 杆长。结合 DV_1 与 DV_2 分析 C 点位置对设计目标的影响。实验中变量范围的等分水平数取 5。

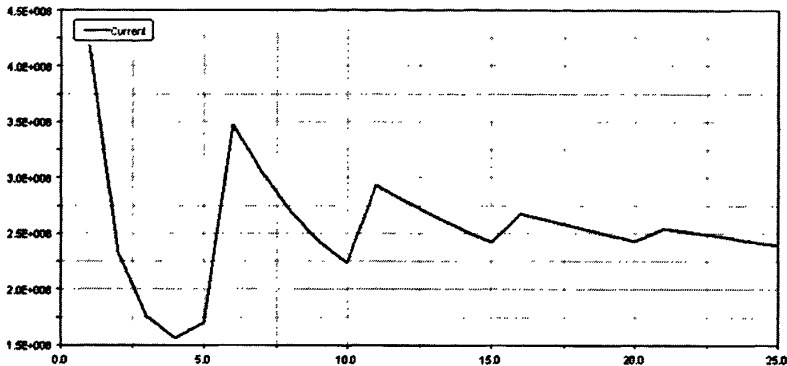


图 5-17 .model 1.DV 1 和.model 1.DV 2 对设计目标的综合影响

如图 5-17 所示。图中横坐标为设计变量 DV_1 和设计变量 DV_2 根据等分水平数任意组合所构成的组合数目。纵坐标为磨机的平均研磨率，单位为 $\text{Kg} \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{rad}^2 / \text{s}^2$ 。当设计变量 DV_1 和 DV_2 分别取值为 240mm 和 0mm 时，目标函数取得最大值为 $4.1769\text{e}+008$ ，此时 C 点坐标为(240, 0)。

(2) DV_3 和 DV_4 对目标函数的影响：

DV_3 与 DV_4 决定 D 点位置，决定 OD 杆长，同时影响 CD 杆长。结合 DV_3 与 DV_4 分析 D 点位置对设计目标的影响。实验中变量范围的等分水平数取 5。

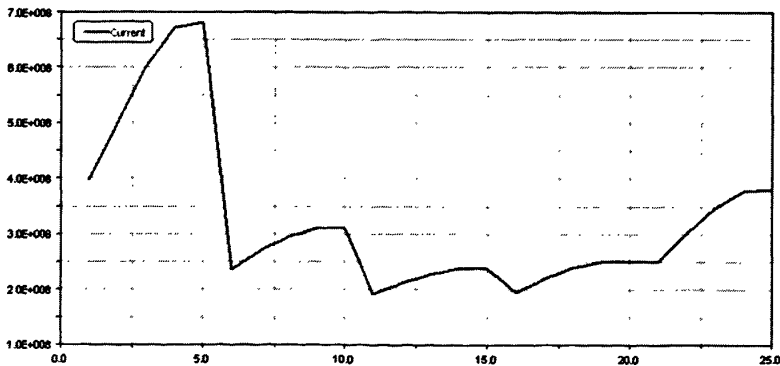


图 5-18 .model 1.DV 3 和.model 1.DV 4 对设计目标的综合影响

如图 5-18 所示。图中横坐标为设计变量 DV_3 和设计变量 DV_4 根据等分

水平数任意组合所构成的组合数目。纵坐标为磨机的平均研磨率，单位为 $\text{Kg} \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{rad}^2 / \text{s}^2$ 。当设计变量 DV_3 和 DV_4 分别取值为 150mm 和 9mm 时，目标函数取得最大值为 $6.8054\text{e}+008$ 。此时 D 点坐标为(150, 9)。

5.4.3 优化计算

由于设计变量 DV_1、DV_2、DV_3、DV_4 在影响设计目标的同时也相互影响，接下来分析在四个设计变量同时作用的情况下，经过计算机迭代仿真计算，得到四个设计变量的最优值。

(1) 目标函数： $F(\text{DV}_1, \text{DV}_2, \text{DV}_3, \text{DV}_4) = K_p$

(2) 约束条件：根据铰链四杆机构运动条件确定约束，在保证 OB 杆为最短杆的前提下，任意一杆长度小于其余三杆长度之和，同时符合杆长条件。

优化分析即是四个设计变量在满足约束条件方程和取值范围内，使目标函数 F 达到最大，此时设计变量的取值即为最优值。即：

$$\max K_p = F(\text{DV}_1, \text{DV}_2, \text{DV}_3, \text{DV}_4)$$

$$s.t. \begin{cases} f_1(\text{DV}_1, \text{DV}_2, \text{DV}_3, \text{DV}_4) \leq 0 \\ f_2(\text{DV}_1, \text{DV}_2, \text{DV}_3, \text{DV}_4) \leq 0 \\ \vdots \\ f_6(\text{DV}_1, \text{DV}_2, \text{DV}_3, \text{DV}_4) \leq 0 \end{cases}$$

$$0 < \text{DV}_1 \leq 1000, 0 \leq \text{DV}_2 \leq 1000, 0 < \text{DV}_3 \leq 1000, 0 < \text{DV}_4 \leq 1000$$

运行 ADAMS 迭代仿真计算得曲线如图 5-19 所示。

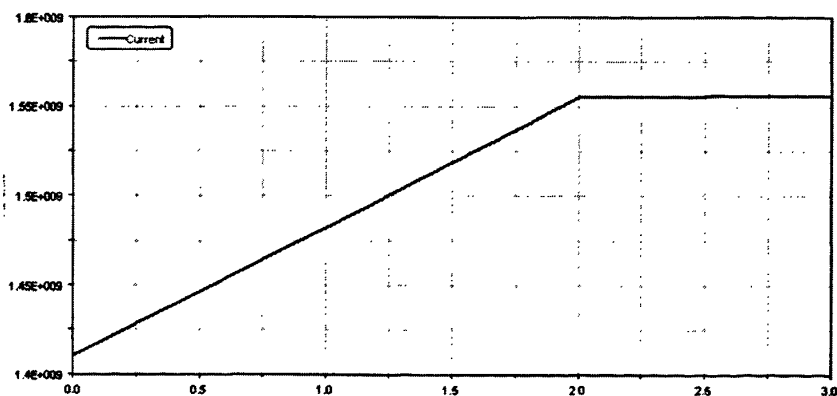


图 5-19 多设计变量时目标函数的优化计算

图中横坐标表示设计变量的迭代，纵坐标为磨机的平均研磨率，单位为

$\text{kg}^2 \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{rad}^2 / \text{s}^2$ 。目标函数（磨机的平均研磨率）与变量的计算数据如表 5.1 所示。目标函数(物料平均研磨率)单位为： $\text{kg}^2 \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{rad}^2 / \text{s}^2$ ，设计变量单位为：mm。

表 5.1 多变量优化迭代计算

OBJECTIVE_1	.model_1.DV_1	.model_1.DV_2	.model_1.DV_3	.model_1.DV_4
1.4108e+009	248.11	24.322	149.80	13.793
1.4818e+009	242.34	24.322	153.33	13.302
1.5550e+009	237.93	24.322	156.81	10.342
1.5561e+009	237.93	24.322	156.81	10.622

经过 4 次迭代，目标函数取最大值时 DV_1、DV_2、DV_3、DV_4 分别取值为：237.93mm，24.322mm，156.01mm，10.622mm。

此时铰链四杆机构的结构参数为：OB=60mm，BC=154.852mm，CD=83.058mm，OD=156.3712mm。

5.5 本章小结

通过对小型行星式快速球磨机的动力学仿真，得到磨机研磨效率与铰链四杆机构尺寸参数的表征模型，为铰链四杆机构尺寸参数的优化提供理论基础。随后以表征模型为依据，对铰链四杆机构设计变量尺寸进行仿真和研究，得出机构尺寸参数对磨机研磨效率的影响曲线。通过对影响曲线图的分析可知，连杆 BC 的杆长和机架 CD 的长度在很大程度上影响了磨筒的转速和频率，从而影响磨机对物料的平均研磨率和球磨体的平均粉碎功率，因此，通过合理设计结构参数可以使磨机的研磨效率大大提高。理想的物料研磨率和球磨体的粉碎功率取决于磨机四杆机构的尺寸参数，因此选取合适的磨机尺寸参数，可使磨机的研磨效果达到最佳。本章得到取整后的磨机优化模型结构尺寸参数为：曲柄 OB=60mm，连杆 BC=155mm，机架 OD=156mm，摇杆 CD=83mm。

第 6 章 介质动力学仿真

球磨体在磨筒内的运动规律非常复杂,在立式磨机中,由于磨球脱离筒壁后并不像普通球磨机那样在筒内作抛落运动,而是贴附在筒底进行滚动和滑动。因此磨球的运动受到筒底的相对牵连,从而使得磨球在磨筒内的真实运动轨迹很难求得。孙颖宏^[50]等以振动磨全数字化为基础,在虚拟环境中对振动磨的动力学性能、介质动力学特性进行了仿真分析,从而克服了因传统设计计算的异常复杂和通过物理样机研发产生的超长周期及高额成本而带来的障碍。袁哲^[51]等对磨矿介质在磨机中的运动形式进行了分析,主要研究了钢球随筒体作抛落运动时的运动规律并对磨机进行了动力学仿真模拟分析,从而来获得磨球在球磨机中不同位置时的运动轨迹,以及磨球在抛离和降落时的角度和位置。王晓明^[52]等运用仿真分析的手段,对立式振动磨整机的运动、介质的运动以及介质的受力作了深入的分析,从而获得筒体及介质的动力学特性,为振动磨的系列化设计确定参数的优化提供了理论的依据。

本文中研磨物料为陶瓷粉末,物料粒度 20 目以下,莫氏硬度 7 度以下,物料可磨率 K 值取 1,把陶瓷粉末加工成 0.1 微米~10 微米的超细粉。

本章基于虚拟样机技术,旨在分析小型行星式快速球磨机介质的动力学特性及其影响因素,为磨机进一步优化提供理论基础。

6.1 小型行星式快速球磨机介质动力学模型

立式磨机介质的运动非常复杂,目前还没有确定的理论分析,只是通过一些实验和观察来得出一些定性的运动学描述和分析。

当两个构件的表面之间发生接触时,这两个构件就会在接触的位置上产生接触力。接触力可分为两种类型的接触,一种是时断时续的接触,在这种情况下两个构件从不接触到接触再到不接触,由于存在相对运动,在接触的位置,两个构件开始出现材料压缩,构件的动能转化成材料的压缩势能,并伴随着能量的损失。当两个构件的相对速度为零时,两个构件又要开始弹起并分开,势能转换成动能,并伴随着能量的损失。另一种情况是连续的接触,在这种情况下,两个构件始终接触,在 ADAMS 中,系统会把这种接触定义成一种非线性弹簧的形式,构件材料的弹性模量当成弹簧的刚度,阻尼当成能量损失。在 ADAMS/View 中有两种计算接触力的方法,一种是补偿法;另一种是冲击函数法。补偿法需要确定惩罚系数和补偿系数。惩罚系数确定两个构件之间的重合体积的刚度,惩罚系数越

大,接触刚度越大。接触力是惩罚系数与插入深度的乘积。惩罚系数过小,就不能模拟两个构件之间的真实接触情况;惩罚系数过大,就会使计算出现问题,甚至不能收敛,为此选用辅助的拉格朗日扩张法,通过多步迭代来解决这个问题。补偿系数决定两个构件在接触时能量的损失。冲击函数法是根据 Impact 函数来计算两个构件之间的接触力,接触力由两个部分组成:一个是由于两个构件之间的相互切入而产生的弹性力;另一个是由相对速度产生的阻尼力^[53]。

本章从单介质球磨机出发,分析单介质时磨球的运动规律,从而进一步对多介质时磨球的运动进行分析和考虑。在第四章小型行星式快速球磨机参数化模型的基础上,建立磨机的磨筒和介质,磨机介质、筒体简化后的模型主要由大带轮、轴承、连杆、摇杆、托盘、磨筒和介质组成。介质初始直径为 5mm,磨筒初始直径为 100mm,磨筒长为 150mm,电机转速初始值为 60rad/s。

把磨机几何模型转换成物理模型,大带轮与轴承以转动副连接,连杆与摇杆、摇杆与大地以转动副连接。磨筒固放在托盘上,与托盘以固定副连接,筒盖与磨筒以固定副联接。介质在磨筒底面进行滚动和滑动,在 ADAMS 中可以用力工具库中的接触力来模拟两实体间的碰撞作用力与摩擦力。实验中的接触力主要考虑介质与磨筒(contact1)、介质与磨筒盖(contact2)之间的接触力,如图 6-1、图 6-2 所示。磨机介质、筒体简化后模型如图 6-3。

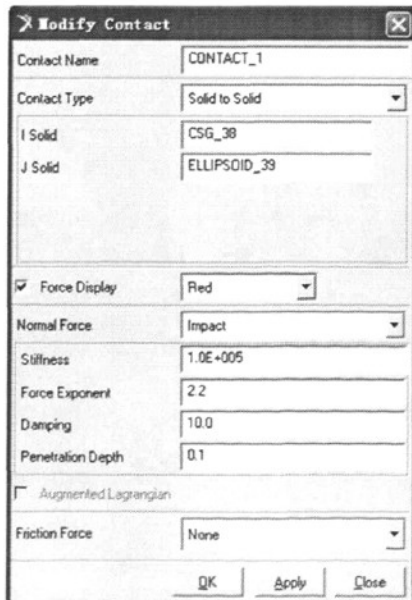


图 6-1 磨筒与介质的接触力



图 6-2 磨筒盖与介质的接触力

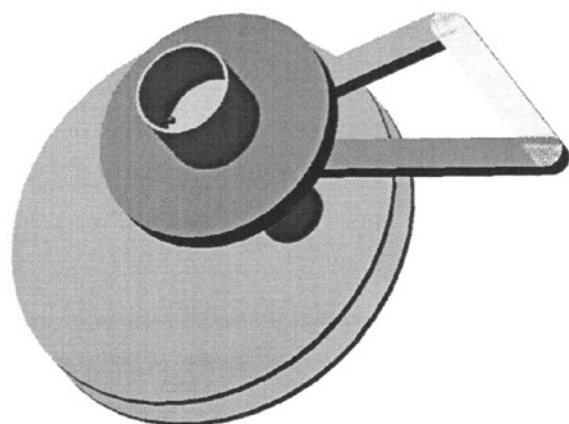


图6-3 磨机磨球、磨筒简化模型

6.2 小型行星式快速球磨机介质动力学仿真

磨机的运动主要由筒体运动与介质运动共同构成，而介质运动直接由筒体运动引起。下面主要分析介质的运动特性。

6.2.1 介质运动轨迹

①电机转速对介质运动轨迹的影响
介质相对于整体坐标系的运动轨迹：



图 6-4 电机转速为 30rad/s 时
介质运动轨迹

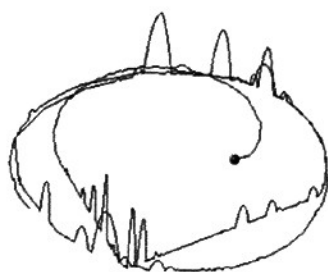


图 6-5 电机转速为 60rad/s 时
介质运动轨迹



图 6-6 电机转速为 80rad/s 时
介质运动轨迹

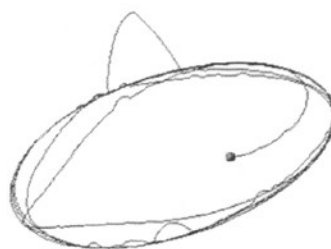


图 6-7 电机转速为 150rad/s 时
介质运动轨迹

介质在磨筒内的相对运动轨迹:

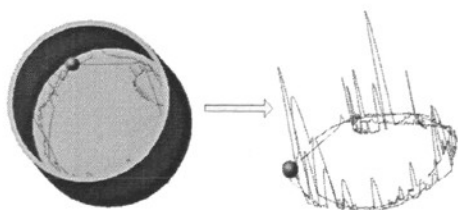


图 6-8 电机转速为 30rad/s 时
介质运动轨迹

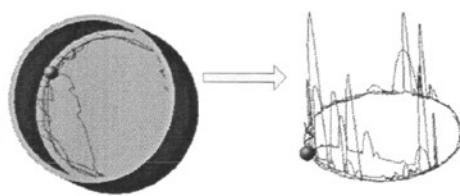


图 6-9 电机转速为 60rad/s 时
介质运动轨迹

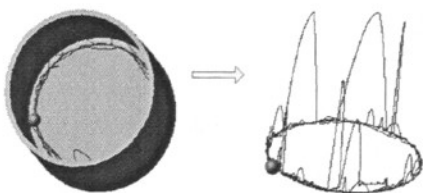


图 6-10 电机转速为 80rad/s 时
介质运动轨迹

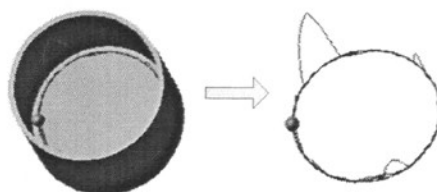


图 6-11 电机转速为 150rad/s 时
介质运动轨迹

由图 6-4~6-11 可知, 电机转速较低时, 介质运动轨迹更趋于杂乱无序, 电机转速越高, 则介质运动越规范, 当电机转速为 150rad/s 时, 介质的运动接近于贴附在磨筒壁上做圆周运动, 电机转速过低或过高会导致较差的介质研磨效果。

②介质体积对介质运动轨迹的影响

介质相对于整体坐标系的运动轨迹:

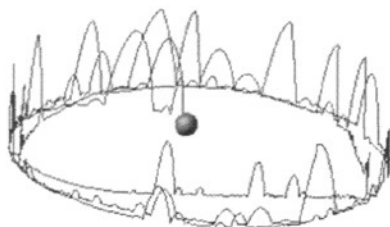


图 6-12 介质直径为 10mm 时
介质运动轨迹

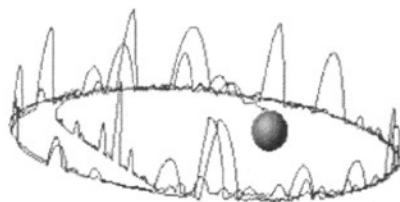


图 6-13 介质直径为 15mm 时
介质运动轨迹

介质在磨筒内的相对运动轨迹:

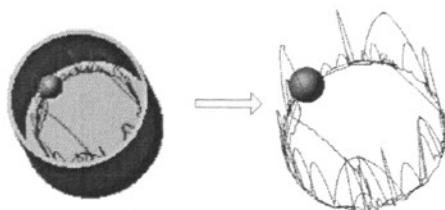


图 6-14 介质直径为 10mm 时
介质运动轨迹

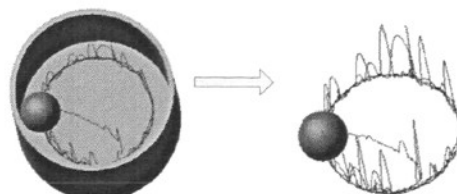


图 6-15 介质直径为 15mm 时
介质运动轨迹

由图 6-12~6-15 可知, 随着介质直径的增大, 介质在磨筒内竖直方向运动的幅度越小。

③磨筒直径对介质运动轨迹的影响
介质相对于整体坐标系的运动轨迹:



图 6-16 磨筒直径为 200mm 时
介质运动轨迹



图 6-17 磨筒直径为 300mm 时
介质运动轨迹

介质在磨筒内的相对运动轨迹:



图 6-18 磨筒直径为 200mm 时
介质运动轨迹

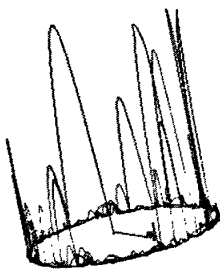


图 6-19 磨筒直径为 300mm 时
介质运动轨迹

由图 6-16~6-19 可知，随着磨筒直径的减小，介质在磨筒内竖直方向上的运动越剧烈。

6.2.2 介质质心位置

①电机转速对介质质心位置的影响

如图 6-20~6-23 所示。图中横坐标为时间，单位为 s，纵坐标为质心位置坐标的值。

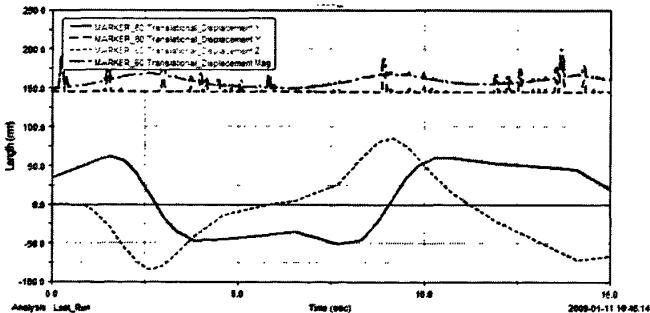


图 6-20 电机转速为 30rad/s 时介质质心位置

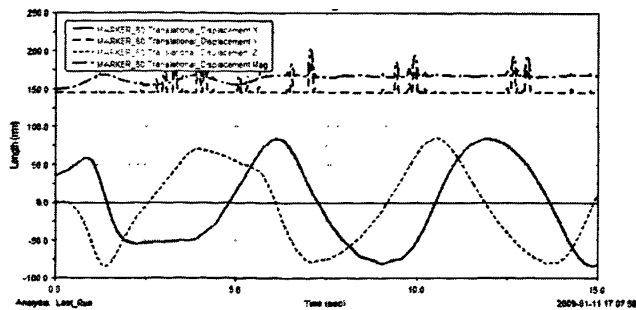


图 6-21 电机转速为 60rad/s 时介质质心位置

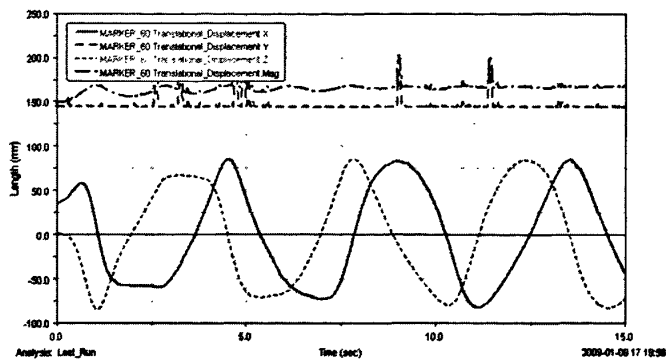


图 6-22 电机转速为 80rad/s 时介质质心位置

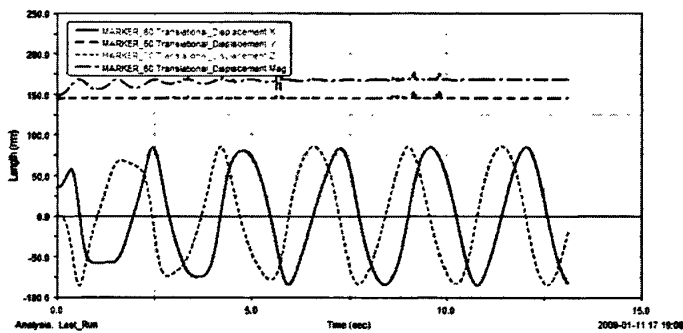


图 6-23 电机转速为 150rad/s 时介质质心位置

由图 6-20~6-23 可知，电机转速越低，介质质心位置变化越小，即运动幅度不大；电机转速越高则介质运动越平稳。

②介质体积对介质质心位置的影响

如图 6-24~6-25 所示。图中横坐标为时间，单位为 s，纵坐标为质心位置坐标的值。

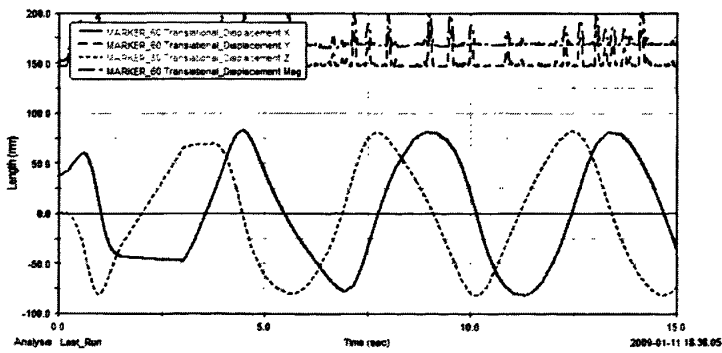


图 6-24 介质直径为 10mm 时介质质心位置

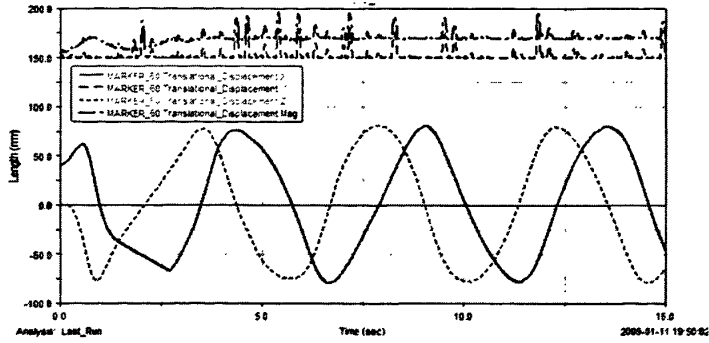


图 16-25 介质直径为 15mm 时介质质心位置

由图 6-24~6-25 可知，介质直径增大，介质质心位置的摆动幅度有所减小。

③磨筒直径对介质质心位置的影响

如图 6-26~6-27 所示。图中横坐标为时间，单位为 s，纵坐标为质心位置坐标的值。

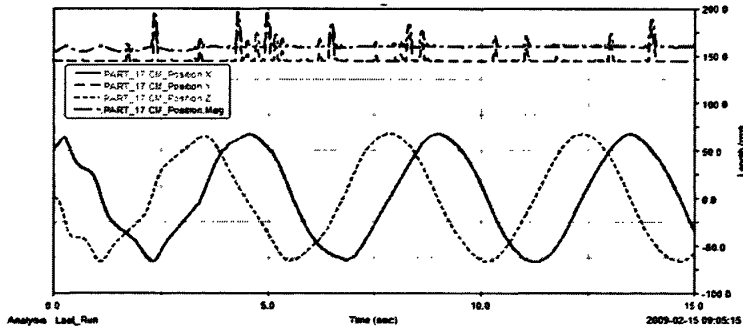


图 16-26 磨筒直径为 200mm 时介质质心位置

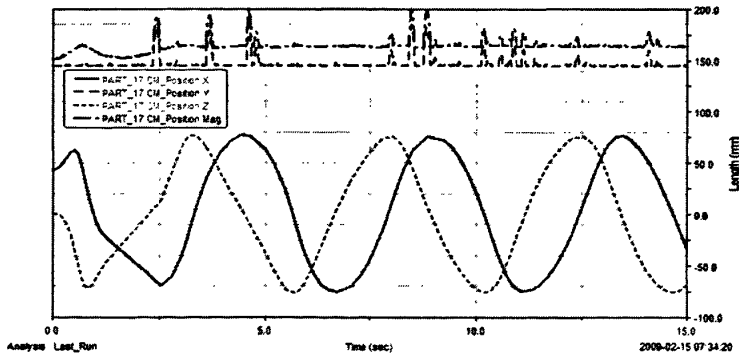


图 16-27 磨筒直径为 300mm 时介质质心位置

6.2.3 介质速度和加速度

①电机转速对介质速度和加速度的影响

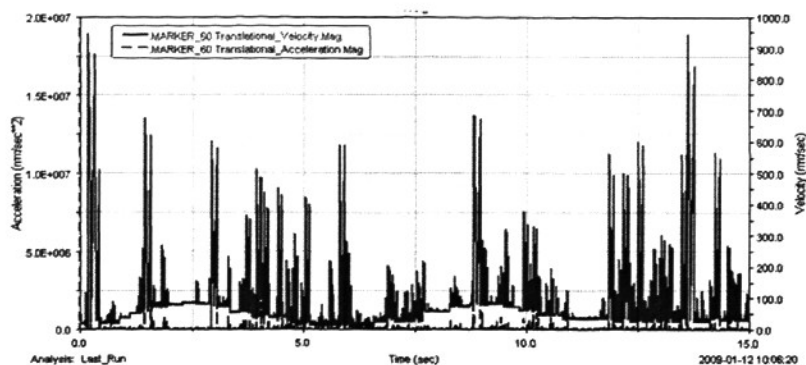


图 6-28 电机转速为 30rad/s 时介质速度和加速度

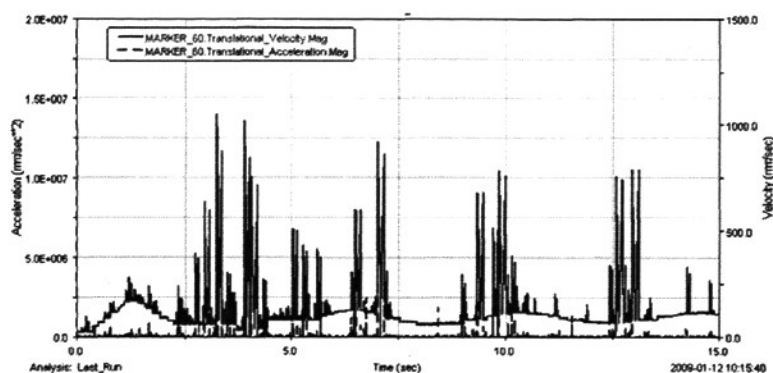


图 6-29 电机转速为 60rad/s 时介质速度和加速度

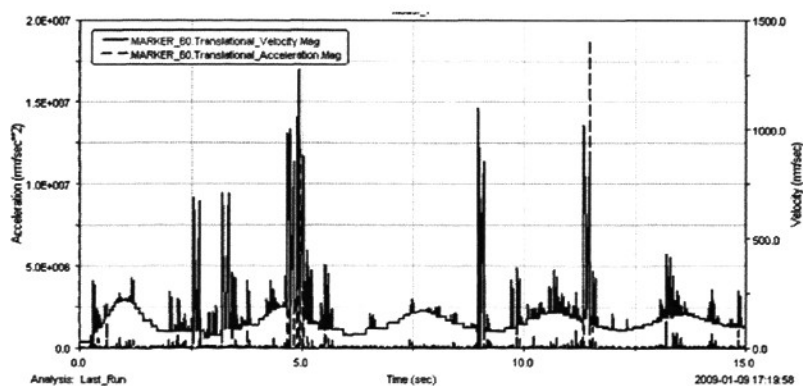


图 6-30 电机转速为 80rad/s 时介质速度和加速度

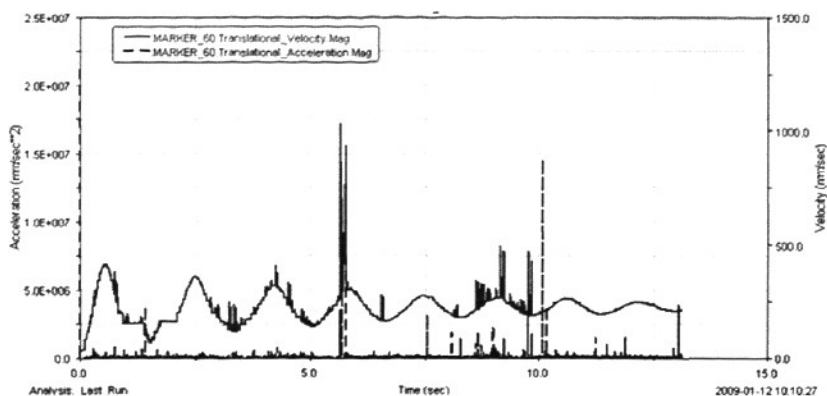


图 6-31 电机转速为 150rad/s 时介质速度和加速度

由图 6-28~6-31 可知, 电机转速较低时, 介质平均运动速度也比较低, 速度波动幅值较大, 介质加速度较小。随着电机转速的增大, 介质平均运动速度也相应增大, 电机转速为 80rad/s 时, 介质加速度有最大值, 且加速度波动范围较大, 有利于研磨。但当电机转速增大至 150rad/s 时, 介质平均运动速度趋于平稳, 速度峰值波动较小, 不利于研磨。

②介质体积对介质速度和加速度的影响

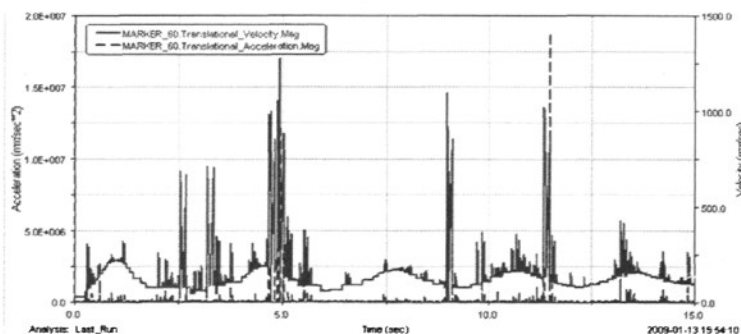


图 6-32 介质直径为 5mm 时介质运动速度和加速度

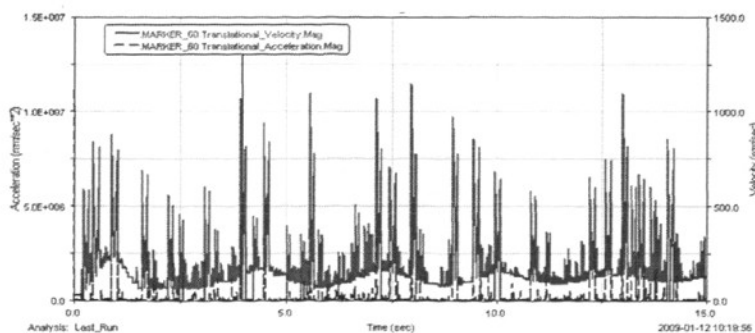


图 6-33 介质直径为 10mm 时介质运动速度和加速度

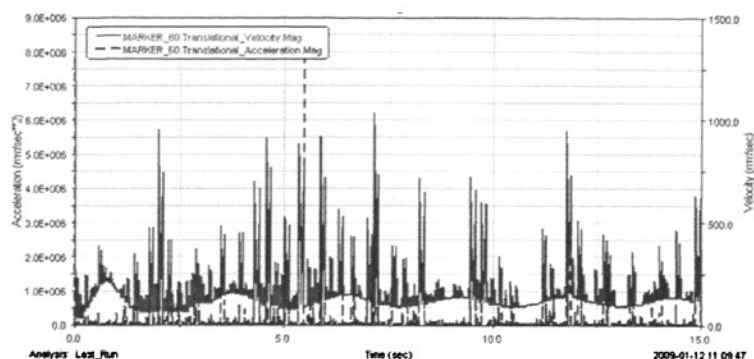


图 6-34 介质直径为 15mm 时介质运动速度和加速度

由图 6-32~6-34 可知, 介质直径为 5mm 时, 介质运动速度和加速度的峰值较大; 介质直径为 10mm 时, 介质运动的平均速度和加速度增大; 介质直径为 15mm 时, 介质平均运动速度和加速度减小, 且速度和加速度的峰值下降。

③磨筒直径对介质速度和加速度的影响

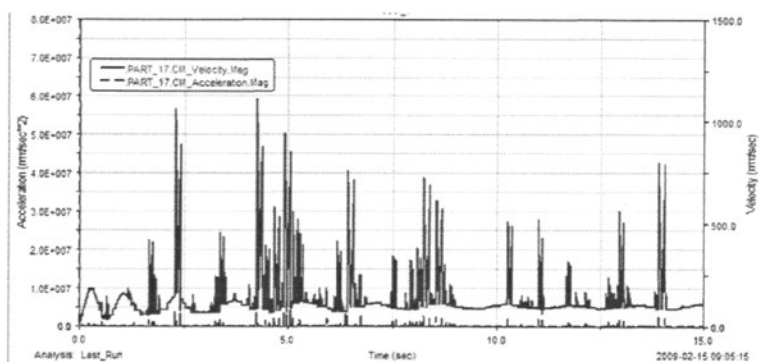


图 6-35 磨筒直径为 200mm 时介质运动速度和加速度

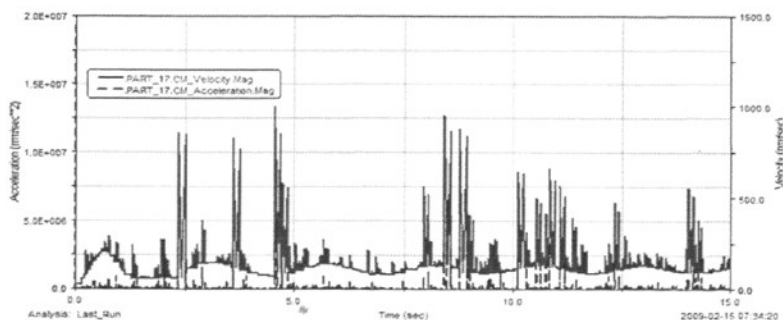


图 6-36 磨筒直径为 300mm 时介质运动速度和加速度

由图 6-35~6-36 可知, 磨筒直径由 100mm 增大至 200mm 时, 介质的平均运动速度和加速度增大, 磨筒直径增大至 300mm 时, 介质的平均运动速度和加速度有所下降。

6.2.4 介质碰撞力

①电机转速对介质碰撞力的影响

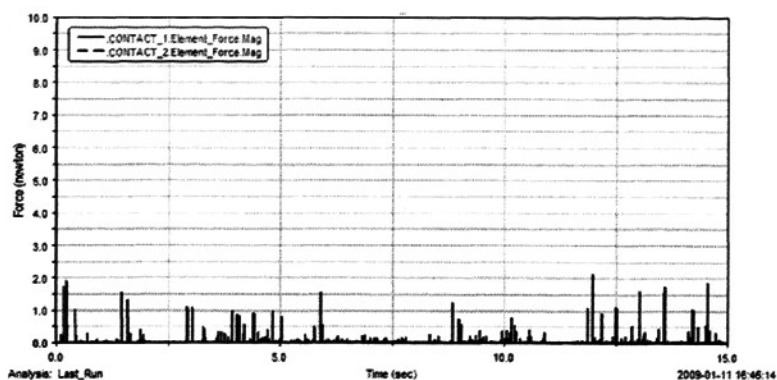


图 6-37 电机转速为 30rad/s 时介质碰撞力

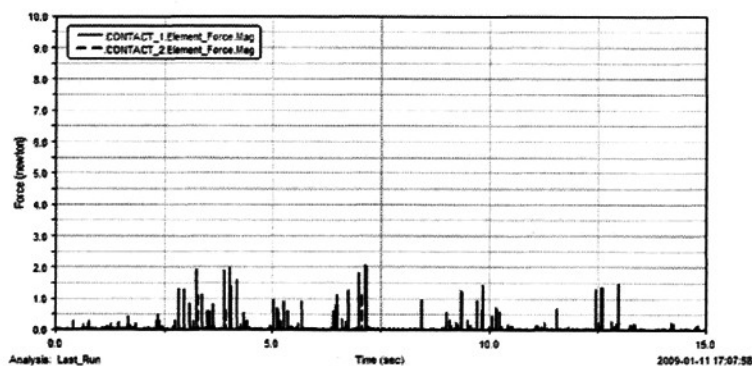


图 6-38 电机转速为 60rad/s 时介质碰撞力

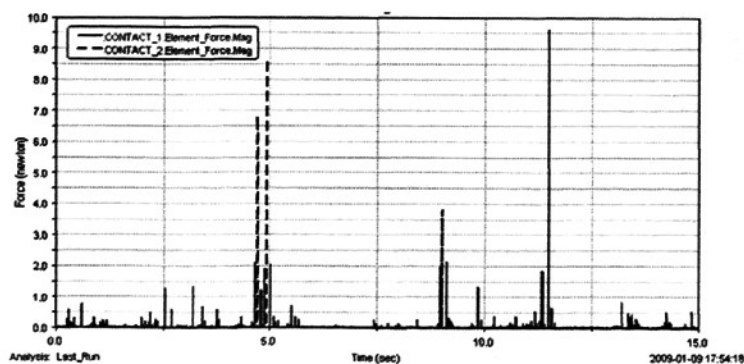


图 6-39 电机转速为 80rad/s 时介质碰撞力

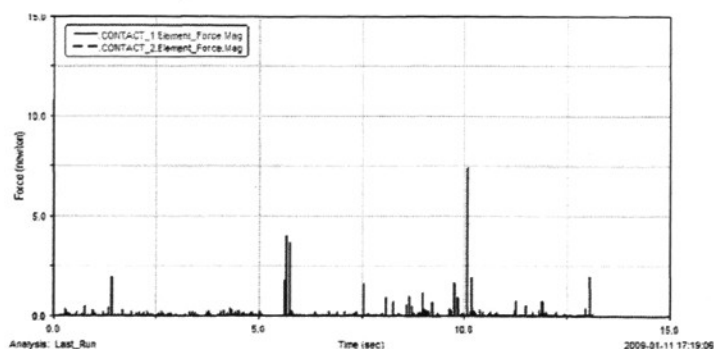


图 6-40 电机转速为 150rad/s 时介质碰撞力

由图 6-37~6-40 可知，电机转速较低时，介质碰撞力较小。随着电机转速的增大，介质碰撞力增大，当电机转速增大至一定值时，介质碰撞力随着介质运动趋于平稳反而有所降低。当电机转速为 80rad/s 时，介质碰撞力能取得最大值，从而具有更好的研磨效果。

②介质体积对介质碰撞力的影响

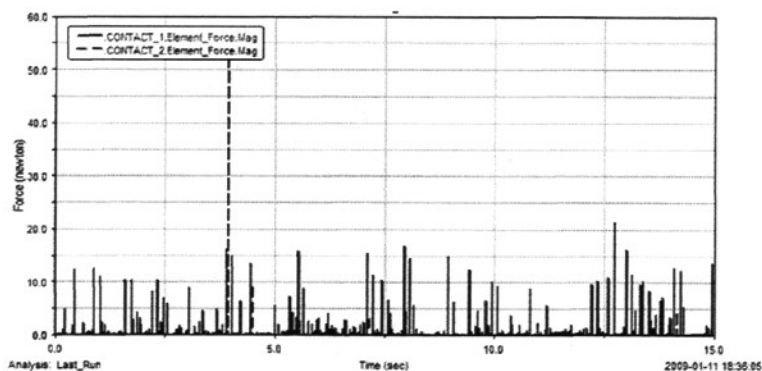


图 6-41 介质直径为 10mm 时介质碰撞力

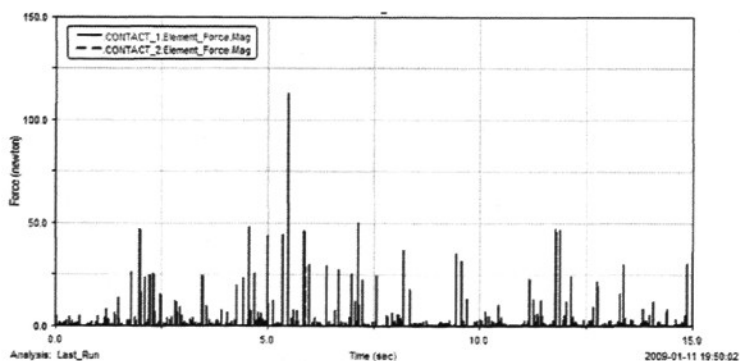


图 6-42 介质直径为 15mm 时介质碰撞力

由图 6-41~6-42 可知，介质直径越大，介质碰撞力也越大。

③磨筒直径对介质碰撞力的影响

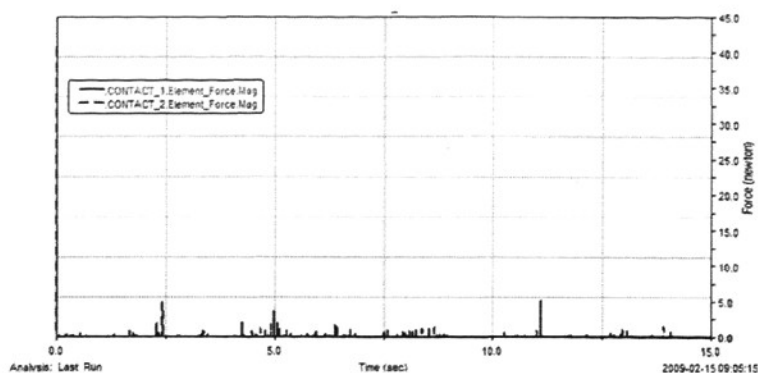


图 6-43 磨筒直径为 200mm 时介质碰撞力

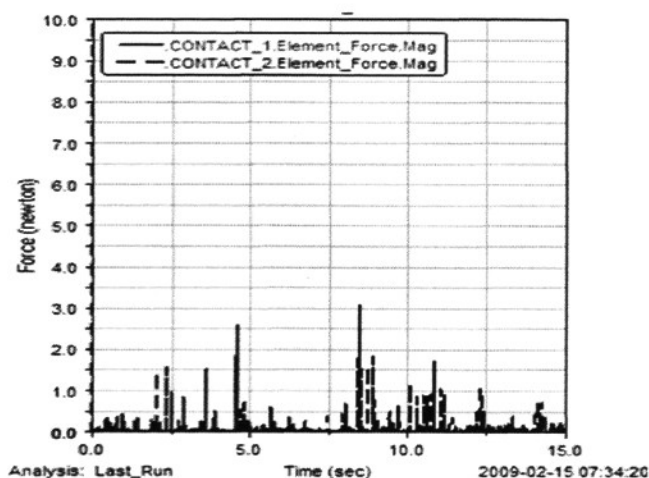


图 6-44 磨筒直径为 300mm 时介质碰撞力

由图 6-43~6-44 可知，磨筒直径增大会降低磨筒壁、底部与介质之间的碰撞力，介质与磨筒顶部撞击力的大小也有所下降。

参考式(5-3)可知，影响磨机研磨效率的主要参数有铰链四杆机构结构参数、电机转速、磨筒半径、介质质量及物料的可磨率 K 。从表征模型来看，其中电机转速、磨筒半径及介质质量的增大会有利于磨机研磨效率的增大，但事实并非一定如此。因为不同的物料，为了达到一定的研磨效果，需要选择合适的电机转速、磨筒半径及介质的质量。反过来说，物料可磨率 K 值的大小影响着电机转速、磨筒半径及介质质量的选择。

根据上述的实验，可知电机的转速、介质的体积以及磨筒直径的大小对介质的运动特性有很大的影响。电机转速较小时，介质的运动轨迹越无序，运动的幅度也越小，介质的平均运动速度和加速度越低，介质的碰撞力小；电机转速较大时，介质的运动越规范，运动的幅度越大，介质的平均运动速度和加速度也会增

大,介质的碰撞力大副增长;但当电机转速过大时,虽然介质的运动越平稳,可是介质的平均运动速度和加速度却越来越低,介质的碰撞力也跟着减小,从而导致磨机的研磨效率下降。

由于本文研究的是小型行星式快速球磨机,因此磨机所使用的介质直径不宜过大。本章主要考虑了介质直径分别为 5mm, 10mm, 15mm 时介质的运动特性。介质直径的变化对介质运动轨迹影响不是很大,但随着介质直径的增大,介质的运动幅度减小,介质运动的平均速度和加速度先增大后减小,介质的碰撞力增大。同时,由于介质运动速度和加速度的减小,介质与物料间的撞击频率会降低,从而不利于物料的研磨。磨筒直径大小对介质运动轨迹、速度和加速度、以及碰撞力有很大影响,随着磨筒直径的减小,介质的平均运动速度有所下降,碰撞力减小,磨筒竖直方向的运动增强。但是磨筒直径也不宜过大,磨筒直径过大反而会降低介质的运动速度和加速度,减小碰撞力。

其次,本文中球磨机的研磨物料为陶瓷粉末,物料粒度 20 目以下,莫氏硬度 7 度以下,物料可磨率 K 值取 1,在这种生产环境下,球磨体运动特性中的撞击频率相比于球磨体的碰撞力,更能影响磨机的研磨效率。因此针对本文中的小型行星式快速球磨机,应主要考虑取更大的撞击频率。

6.3 本章小结

本章建立小型行星式快速球磨机介质动力学模型,并对介质的运动轨迹,质心位置,介质运动的速度和加速度以及碰撞力等运动特性进行实验分析。通过实验分析电机转速和介质体积对介质运动特性的影响,电机转速过高或过低都会降低磨机的研磨效率,介质直径的增大可以增大介质的碰撞力,但同时也会降低磨机的运动速度和加速度,从而降低介质与物料间的撞击频率。通过实验分析,针对本文中研磨物料为陶瓷粉末,物料粒度 20 目以下,莫氏硬度 7 度以下,物料可磨率 K 值取 1,需要把陶瓷粉末加工成 0.1 微米~10 微米的超细粉的生产环境下,电机理想转速为 80rad/s,介质直径为 10mm,磨筒直径为 200mm,为进一步优化磨机的研磨效率提供了基础。

第7章 总结

7.1 本文总结

本论文以小型行星式快速球磨机为研究对象,探讨分析磨机的工作原理以及磨筒内球磨体的运动规律,推导出球磨体脱离磨筒壁的临界方程,并建立磨机研磨效率与磨机结构参数的表征模型。然后以 ADAMS 参数化建模、仿真和优化为基础,实现磨机结构的参数化,并基于虚拟样机技术对行星式球磨机进行动力学仿真和优化设计。针对行星式球磨机工作载荷的不同,研究其内部介质运动规律,获取影响行星式快速球磨机性能的结构设计参数,并进行优化,以提高设计质量,缩短了设计周期,实现行星式球磨机结构参数的优化和磨机设计的系列化。总的说来,全文主要完成以下工作:

- (1) 详细分析小型行星式快速球磨机的结构与转速,探讨磨筒内球磨体的运动规律及运动特性,推导出球磨体脱离磨筒壁的临界方程。
- (2) 建立磨机研磨效率与磨机结构参数的表征模型,并以此对磨机进行动力学仿真和结构优化设计,得到磨机的优化机型:曲柄 $OB=60\text{mm}$, 连杆 $BC=155\text{mm}$, 机架 $OD=156\text{mm}$, 摇杆 $CD=183\text{mm}$ 。
- (3) 对磨机进行单介质动力学仿真,得到磨筒内介质的各项运动特性,详细分析磨筒直径、介质体积、电机转速对各项运动特性的影响,得到磨筒直径、介质大小、电机转速在针对研磨物料为陶瓷粉末、物料粒度 20 目以下,莫氏硬度 7 度以下、物料可磨率 K 值取 1、需要把陶瓷粉末加工成 0.1 微米~10 微米的超细粉的生产环境下的理想值:电机理想转速为 80rad/s , 介质直径为 10mm , 磨筒直径为 200mm 。

7.2 研究展望

立式行星式球磨机磨筒内介质的运动非常复杂,由于时间有限,只分析了单介质球磨机的运动特性。课题研究仍然存在一些不足之处,有待于进一步提高和完善,主要体现在以下几个方面:

- (1) 磨机铰链四杆机构与托盘、带轮主要依靠轴承联接,本论文以刚性体代替进行建模分析。因此下一步有必要进行柔性体的刚、强度分析。
- (2) 虽然小型行星式快速球磨机运行比较平稳,噪声较小,但是在实际生产中,磨机的振动也会对磨机的研磨效果产生综合影响,故有必要进行磨机的振

动分析。

- (3) 多介质时磨筒内部的运动更加复杂,介质与物料之间的碰撞也更为频繁和剧烈,由于时间限制,在这方面的的工作未能开展,有待继续研究。

参考文献

- [1] 王继杰. 球磨机的研究进展及实用技术综述. 中国陶瓷工业, 2007,14(5):32~34
- [2] Li.R.,Fang.M.,*et al.* Simulation of vertical planetary mill based on virtual prototyping. Mineral Metallurgy Materials (Eng Ed), 2001,8(2):86~90
- [3] Dallimore. M.P, McCormick.P.G. Distinct element modeling of mechanical alloying in a planetary ball mill. Materials Science Forum, 1997:5~14
- [4] 陈振兴编著. 特种粉体. 化学工业出版社, 2004,6
- [5] 陶珍东、郑少华编著. 粉体工程与设备. 化学工业出版社, 2003
- [6] E. V. Ivanov, M. V. Shvyrev, *et al.* Method of medicinal plant material extraction in a planetary mill. Pharmaceutical Chemistry Journal, 2004(38):11
- [7] V. N. Antsiferov, *et al.* Iron-bearing silicon nitride composite materials made from powders milled in a planetary mill. Refractories and Industrial Ceramics, 1997(38):9~10
- [8] Tsuzuki, Ritsuko , *et al.* Alloying and amorphization processes in the mechanical alloying of Al-Ni-Zr mixed powder by planetary ball mill. Fantail Oyo bi Fumets Yakin, 2000,47(11): 1144~1149
- [9] 孙学礼. 磁力研磨机的摆动机构动力学计算. 沈阳大学学报, 2003,15(4):56~58
- [10] P. E. Vaitekhovich , D. V. Semenenko. Characteristic Features of the Movement of Grinding Charges in Planetary Mills with External Rolling. Chemical and Petroleum Engineering, 2005(41):7~8
- [11] Shelekhov. E.V, Tcherdyntsev.V.V, *et al.* Computer simulation of methanol activation process in the planetary ball mill: Determination of the energy parameters of milling. Materials Science Forum, 2000(343): 603~608
- [12] Chattopadhyay.P.P, Manna.I, *et al.* Mathematical analysis of milling mechanics in a planetary ball mill. Materials Chemistry and Physics, 2001(68):85~94
- [13] 戴少生等. 研磨体的形状、材质对粉磨效率的影响. 水泥工程, 2005(2):66~68
- [14] 欧阳秀兰. 球磨机介质运动分析与应用研究: [硕士学位论文]. 广州: 华南理工大学, 2003
- [15] C.A.Rowland. Diameter Factors Affecting Ball Mill Scale-up. Int.J.Miner. Process, 1988,22(1~4):95~104
- [16] J.Hadaway, *et al.* Design Aspects Of Large Ball Mine. Mining Magazine,1999,181(4): 230~236
- [17] P. E. Vaitekhovich. Determination of the drop height of grinding bodies in planetary mills. Chemical and Petroleum Engineering, 2006(42):11~12

- [18] B. A. Sivak, V. D. Merzlyakov, *et al.* Planetary Mills for a Casting-Rolling Complex Used to Make Rolled Steel Shapes. *Metallurgist*, 2001(45):5~6
- [19] 叶贤东. 超临速磨矿理论研究: [博士学位论文]. 昆明: 昆明理工大学. 2002
- [20] 文书明等. 国内外超细破碎机的研究状况. *云南冶金*, 2002,31(3):52~56
- [21] 施俊侠,颜柏桦等. 行星式平面球磨机床的运动方式及其轨迹和运动参数的研究. *机床与液压*, 2004(3):109~110
- [22] 张凯. 选矿科技的发展规律--综合创新. 冶金工业出版社, 1998
- [23] 赖春山. 降低碎矿粒度与磨矿节能降耗. 有色金属(选矿部分), 2005(1):31~32
- [24] 李瑞涛等. 立式行星磨系统动力学分析. *金属矿山*, 2000(9):37~38
- [25] 李瑞涛等. 基于虚拟样机的立式行星磨仿真的研究. *矿山机械*, 2001(1): 25~26
- [26] 俞良中. 立轴锥盘离心磨机的开发与研究. 有色金属(选矿部分), 1997(2):24~33
- [27] 龚姚腾,阙师鹏. 行星式球磨机动力学及计算机仿真. 南方冶金学院学报, 1997,18(2):101~105
- [28] 张克仁等. TCNJ-1型超细球磨机的研制与应用. *煤炭科学技术*, 1997(8):43~45
- [29] 陈世柱等. 行星式高能球磨机工作原理研究. *矿冶工程*, 1997(12):62~65
- [30] 侯潜修等. 立式离心磨矿机的研究. *矿山机械*, 1997(1):4~6
- [31] 张国旺. 破碎粉磨设备的现状及发展. *粉体技术*, 1998,4(3):37~42
- [32] Boytsov. O.,Ustinov. A.I., *et al.* Correlation between milling parameters and microstructure characteristics of Nan crystalline copper powder prepared via a high energy planetary ball mill. *Journal of Alloys and Compounds*, 2007(432): 103~110
- [33] Furui.Mitsuaki, Awaji.Yoshitaka,*et al.* Characteristics of Al-B mixed powders produced by a high energy planetary ball mill. *Keikinzoku*, 2003,53(8):342~346
- [34] Dunn.D.J, Martin.R.G. Measurements of Impact Forces in Boll Mills. *Mining Engineering*, 1978(4):384~388
- [35] 孙新民,李树文. 四轴球体研磨机的运动学分析. *机械设计与制造*, 2000(2):65~67
- [36] 张赐成. 高效偏心球磨机的研磨动力学及其速度控制的研究: [硕士学位论文]. 武汉: 武汉理工大学, 2006, 3
- [37] 郑文. 摇摆式圆盘研磨机研磨轨迹型态的研究. *重型机械科技*, 2005(2):1~3
- [38] 陈立平等. 机械系统动力学分析及ADAMS应用教程. 清华大学出版社. 2005
- [39] 郑凯等. ADAMS2005机械设计高级应用实例. 机械工业出版社. 2006
- [40] 郝云堂等. 虚拟样机技术及其在ADAMS中的实践. *机械设计与制造*, 2003(3):16~18
- [41] 冯景华等. 机械系统动态仿真技术及ADAMS的理论基础研究. *机械设计与制造*, 2004(2):17~19

- [42] 马玉坤等. ADAMS软件及其在汽车动力学仿真分析中的应用. 重庆交通学院学报, 2004,23(4):110~113
- [43] 凌雯等. ADAMS在悬架运动学和弹性运动学仿真中的应用. 上海铁道大学学报, 2000,21(6):80~83
- [44] 杜中华等. 用PRO/E和ADAMS联合建立复杂机械系统的仿真模型. 机械, 2002(29):153~154
- [45] 李凤生, 刘宏英等编著. 微纳米粉体制备与改性设备. 国防工业出版社, 2004, 9
- [46] 张祥珍. 建材机械与设备. 武汉工业大学出版社. 1995
- [47] 朱昆泉, 许林发主编. 建材机械工程手册. 武汉工业大学出版社, 2000
- [48] 石博强. ADAMS基础与工程范例教程. 中国铁道出版社, 2007
- [49] Hiroshi Mio, Junya Kano, *et al.* Scale-up method of planetary ball mill, Chemical Engineering Science. 2004, (59) :5909~5916
- [50] 孙颖宏. 立式振动磨数字化设计: [硕士学位论文]. 西安: 西安建筑科技大学, 2008
- [51] 袁哲. 球磨机磨矿介质运动分析与参数优化: [工程硕士学位论文]. 鞍山: 辽宁科技大学, 2008
- [52] 王晓明. 立式振动磨介质动力学仿真研究: [硕士学位论文]. 西安: 西安建筑科技大学, 2007
- [53] 李增刚. ADAMS入门详解与实例. 国防工业出版社, 2006

致 谢

本文是在导师陈涛教授的热情关怀和悉心指导下完成的。从课题的选题到本文的写作，处处凝结着导师的心血，在此谨向导师表示衷心的感谢并致以崇高的敬意！陈老师不仅在学业、工作上给予我耐心的指导和启迪，而且在生活上也给予我无微不至的关怀和爱护。导师渊博的学识、敏锐的洞察力、高度的责任感、严谨的工作作风、精益求精的科学精神、高尚的思想品格和儒雅的学者风范深深地感染和影响着我，并将激励着学生不断进取。

在此，还要感谢石志良老师，石老师在繁忙的工作之中抽出时间对作者进行大量的指导，提出宝贵的意见和建议。在我遇到问题和困难的时候，石老师给予我安慰、鼓励和支持，使我有继续前进的勇气和动力，这使我永远铭记在心。

作者在学习和工作过程中和实验室的同学们相互鼓励、相互探讨，使作者受益匪浅，在此表示感谢。

石鹏飞

附录 攻读硕士期间发表的学术论文

石鹏飞,陈涛,石志良. 小型行星式快速研磨机结构参数的优化与模拟. 矿山机械, 2009.2