

分类号

学号 1207230720

西安建筑科技大学
学 位 论 文

对称三辊卷板机上辊和床身的理论分析
与数值模拟

作者 甄 诚

指导教师姓名 郭瑞峰 副教授

申请学位级别 硕 士 专业名称 机械设计及理论

论文提交日期 2015.6 论文答辩日期 2015.6

学位授予单位 西安建筑科技大学

答辩委员会主席

评阅人

声 明

本人郑重声明我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，除了文中已经标明引用的内容外，本论文不包含其他个人或集体已经发表或撰写过的研究成果，也不包含本人或其他人在其它单位已申请学位或为其它用途使用过的成果。与我一同工作的同志对本研究所做的所有贡献均已在论文中作了明确的说明并表示了致谢。

申请学位论文与资料若有不实之处，本人承担一切相关责任。

论文作者签名：郭诚

日期：2015.6.4

关于学位论文使用授权的说明

本人完全了解西安建筑科技大学有关保留、使用学位论文的规定，即：学校有权保留并向国家有关部门或机构送交学位论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅；学校可以公布学位论文的全部或部分内容，可以采用影印、缩印或者其它复制手段保存学位论文。

（保密的论文在论文解密后应遵守此规定）

论文作者签名：郭诚 指导教师签名：郭瑞峰 日期：2015.6.4

.....
...

本人授权中国学术期刊（光盘版）杂志社、中国科学技术信息研究所等单位将本学位论文收录到有关“学位论文数据库”之中，并通过网络向社会公众提供信息服务。

因某种特殊原因需要延迟发布学位论文电子版，同意在☐一年/☐两年/☐三年以后，在网络上全文发布。（此声明处不勾选的，默认为即时公开）

论文作者签名：郭诚 指导教师签名：郭瑞峰 日期：2015.6.4

对称三辊卷板机上辊和床身的理论分析与数值模拟

专 业： 机械设计及理论

硕 士 生： 甄 诚

指导教师： 郭瑞峰 副教授

摘 要

对称三辊卷板机是一种能弯曲金属板材的成形设备,可以将钢板弯曲成筒状、弧状、锥状等各种形状的板件。三辊卷板机是重型机械行业中不可或缺的一份子,常应用于石油、化工、压力容器等重工业行业中。

目前,卷板机行业向更大,更精密的方面发展,而卷板机行业面临的问题更为产品结构优化设计的问题。本文以首钢长钢(集团)锻压公司的对称三辊卷板机为对象做了以下的研究。

(1) 计算对称三辊卷板机的工艺参数,得到了上下辊在对称三辊卷板机卷制板材中的作用力,再计算出整个卷板机床身所受到的理论作用力,对后续研究三辊卷板机卷制板材的过程中,床身所受到的作用力进行的仿真分析提供理论支持。

(2) 利用 ANSYS 软件建立卷板机卷板过程的三维模型,运用 ANSYS/LS-DYNA 对卷板机工作进程进行有限元分析,得出当卷板机卷制不同板材时,所对应的上辊下压量是不同的,分析卷制板材时上下辊与板材的接触正压力和扭矩,得到床身(底座)的受力情况,并将仿真结果与之前用工艺参数得到的理论值进行对比,分析误差原因。

(3) 因为理论计算值与仿真结果误差在允许范围内,可以将理论计算值应用于模拟仿真。在卷板机卷板时,为了保证板材的成形质量,保证成形筒型的圆度和母线的直线度符合要求,我们必须保证上辊有足够的刚度。本文用理论公式计算得到上辊受力,再用于 AutoCAD Mechanical 软件模拟,模拟卷板机上辊所受的均布载荷,用 Mechanical 软件进行逆推求解,来补偿上辊挠度,保证板材成型质量。

(4) 利用 ANSYS 软件对卷板机床身部分的三维模型(SolidWorks 软件建立)进行有限元分析,在满足应力和变形量的条件下,优化床身结构,减轻床身的重量,达到节省生产成本的目的,实际应用于生产。

关键词：三辊卷板机，理论分析，ANSYS，SolidWorks，AutoCAD Mechanical，挠度，床身，结构优化

论文类型：应用生产

Design theory analysis and numerical simulation of Three Roller Symmetrical Bending Machine

Specialty: Mechanical design and theory

Name: Zhen Cheng

Instructor: Prof. Guo Ruifeng

Abstract

Three Roller Symmetrical Bending Machine is forming equipment for bending of sheet metal, can be plate material bending into a cylinder shape, arc, cone shape or other shape. Three roller bending machine is an indispensable part of heavy machinery industry, widely used in petroleum、chemical industry、pressure vessel, etcetera With the development of rolling machine in larger scale and higher precision, the structural optimization of rolling machine is becoming more and more important.

Now, The industry of bending machine develop to more greater ,more meticulous, and have more problem of optimization design. The following aspects have been studied in this thesis with some three roller bending machine by Shou gang Group, Chang gang Forging and Manufacturing Machinery Company.

Firstly, the force of the working roll and supporting roll are obtained by the analysis of process parameters on the bending machine, and the force of lathe bed are also calculated, which make basic for the structural optimization of and lathe bed.

Secondly, the lathe bed of three rolling model is built in SolidWorks and analyzed by using ANSYS/LS-DYNA, the relation ship of bending-radius and the upper roll decent quantity and stress of the working roll, and lathe bed are researched, and the simulative results with the theoretical results is compared and analyzed the reason of error.

Thirdly, In order to ensure quality, roundness and linear of forming sheet, so we must ensure that the top roller has sufficient rigidity and deflection. In this paper, using the software simulation of AutoCAD Mechanical, assuming the support reaction force,

and simulate situation of bending machine roller by uniform load, Mechanical is used to inverse solution, to add the deflection on top roller, to ensure the quality of sheet metal.

Lastly, according to static and modal analysis is results, the weight optimization of the lathe bed are implemented by using ANSYS optimization module and the optimization of design documents in the case of meeting the maximum stress and deformation. Increasing the stiffness of the lathe bed is implemented through the finite element ANSYS is and structural optimization. The result is used for production.

Key Words: three-roll-bending-machine, theoretic analyses, ANSYS, SolidWorks, AutoCAD Mechanical, deflection lathe bed, structural optimization

Thesis Type: Application Production

目 录

1 绪 论	1
1.1 课题研究背景及其意义	1
1.2 国内外卷板机的发展现状和趋势	1
1.2.1 目前我国卷板机的基本状况	1
1.2.2 目前国外卷板机的发展现状	9
1.2.3 目前我国卷板机发展趋势	10
1.3 基于 ANSYS 有限元的优化技术	10
1.4 论文的主要研究内容	11
2 卷板理论计算和工艺参数分析	13
2.1 板材弯曲的理论分析	13
2.1.1 金属板料的弯曲过程分析	13
2.1.2 对板材弯曲影响的共性因素	14
2.2 卷板工艺过程的理论分析	15
2.3 三辊卷板机卷板工艺参数的分析	17
2.3.1 卷板机卷板时工艺参数的分析	17
2.3.2 理论分析计算结果	23
2.4 板材理论上辊下压量与卷制半径的关系	23
2.5 本章小结	25
3 三辊卷板机卷板的仿真分析	26
3.1 引言	26
3.2 模型建立前期准备	26
3.2.1 选择单元类型	26
3.2.2 实常数的定义	27
3.2.3 定义材料模型	27
3.2.4 建立卷制板材过程的几何模型	29
3.2.5 有限元网格划分模型的建立	29
3.2.6 处理边界条件	30

3.2.7 处理接触	31
3.2.8 处理摩擦	32
3.2.9 建立局部坐标系	32
3.2.10 确定虚拟转速	32
3.3 仿真结果的计算分析	33
3.3.1 分析多次成形仿真的结果	33
3.3.2 分析一次成形仿真的结果	36
3.3.3 分析一次成形中上辊受力	37
3.3.4 分析一次成形中下辊受力	38
3.3.5 分析床身受力仿真的结果	38
3.4 本章小结	39
4 对称三辊卷板机上辊挠度补偿计算与受力分析	40
4.1 引言	40
4.2 建立上辊数学模型	40
4.3 AutoCAD Mechanical 上辊受力分析与计算	43
4.4 上辊设计的分析与讨论	43
4.5 本章小结	44
5 三辊卷板机床身结构的优化设计	45
5.1 床身结构静力学分析	45
5.1.1 建立床身 ANSYS 有限元力学模型	45
5.1.2 运用 SolidWorks 建立三维模型	46
5.1.3 材料参数选择	47
5.1.4 定义网格划分	47
5.1.5 定义约束条件	47
5.1.6 定义载荷条件	48
5.1.7 进行 ANSYS 有限元计算结果分析	49
5.2 床身结构改进设计	50
5.3 床身结构优化后的设计和计算	51
5.4 本章小结	53

6 总结与展望	54
6.1 总结	54
6.2 展望	55
参考文献	56
附录 攻读学位期间发表学术论文目录	60
致 谢	61

1 绪 论

1.1 课题研究背景及其意义

卷板机是锻压机械的八类产品中的弯曲校正机械。卷板机依据三点成圆使金属板材塑性变形，三个工作辊在旋转和移动中位置不断变化，金属板材从弹性变形到塑性变形，直到成为所需求的形状。对称三辊卷板机是广泛使用的一种卷板机，卷制时将被卷制板材的一侧送入三辊卷板机的上、下辊子中间，然后对上辊施加一向下的力量，在冷冻装态、常温装态或加热装态下，将各种板材弯卷成单曲率或者多曲率的筒形件。如果改变上下辊的形状，或者给特定位置加装卷锥块，就可以控制金属材料的流动和运动速度，来卷制锥形筒或者特殊形状的单曲率或者多曲率的筒形件。该结构形式的三辊卷板机，由于两下辊的位置固定，并且始终对称于上辊，故直接在该机上卷制，剩余直边很长。需要借助于专用工具或其它设备来完成预卷板材两端。但由于结构简单，工作可靠，成本低，并易于维护，所以它是三辊卷板机产品当中使用广泛的最为典型的结构形式。

随着我国制造业的快速发展，日益发展的航空航天、军工兵器、汽车、机车车辆、造船、化工、压力容器、冶金、工程机械、金属构件等行业对卷板机的需求量日趋增大，卷板精度要求越来越高；重型装备正在向大型化和智能化发展。大型设备因其受力大，不安全因素多，容易出现安全事故，为提高设备的可靠性和减少设备事故，所以根据设计经验安全系数取的很高，这样设备就存在笨重和浪费等问题，造成设备的局部结构设计富裕很多，这样会增大设备部分零件的加工难题，增加加工制造成本和运输成本，造成资源浪费。为了验证大型设备的可靠性和进行优化设计，达到高的性价比，采用 ANSYS 仿真分析软件对卷板机的关键零件进行有限元分析，采用模块化设计，这样可以优化产品结构，缩短研发周期，提高设备可靠性和使用性能，降低成本。水平下调式三辊卷板机的研制成功，结束我国水平下调式卷板机依靠进口的历史^[18]，为我国重型装备制造提供了关键设备，提升了中国在世界上的影响力，为企业增加了经济效益。

1.2 国内外卷板机的发展现状和趋势

1.2.1 目前我国卷板机的基本状况

卷板机在军工兵器、航空航天、冶金、机车车辆、造船化工、仪器仪表、工程机械、汽车、压力容器、金属构件等行业中显得越发重要。重工业对各种型号卷板机的精度要求越来越高，需求量也在提高。随着我国制造行业的快速发展，卷板机正在向大型化和智能化发展。大型设备因其受力大，不安全因素多，容易出现安全事故，为提高设备的可靠性和减少设备事故，所以根据设计经验安全系数取的很高，这样设备就存在笨重和浪费等问题，造成设备的局部结构设计富裕很多，这样会增大设备部分零件的加工难题，增加加工制造成本和运输成本，造成资源浪费。各个行业对普通卷板机，对其可靠性、自动化、安全性提出苛刻的要求：电力行业、中国清洁能源行业（风电、核电等）需要更大的、一体化的卷板机；石油、天然气等行业，大型化、高参数化的压力容器，要求特大型卷板机能成形更厚金属板材和更高强度金属板材。

节能、节材在未来的工业发展中所占的比例越来越大，对生产中、少、无切削加工的要求也在提高。用卷板机作为重工业行业的机械装备，可提高4倍的工作效率，60%以上的材料节省。每生产10000吨的钢，就有三分之二的钢材需要加工成型，这些钢材的加工成型需要用到型弯机、卷板机、弯管机各一台。

1、卷板机的发展现状

目前国内在用的最大国产卷板机是首钢长钢锻压机械制造有限公司为正武封头公司生产的 CDW11XNC-300/420×3200水平下调式三辊卷板机。该卷板机可冷卷300mm厚，板宽3200mm，卷筒直径2500mm的Q235钢板；可热卷420mm厚，板宽3200mm，卷筒直径2500mm的Q235钢板，上辊下压力为50000KN。在中国卷板机发展规模在逐步扩大，其技术水平也在提高。对我国装备制造业水平、工业化进程产生了深刻的影响。

2、卷板机主要规格和特点

卷板机的主要技术参数包括：最大卷板厚度，最大卷板宽度，卷制板材的屈服极限，最大规格时最小卷筒直径，工作辊直径，下辊中心距，卷板速度，驱动功率等。其中决定卷板机最大工作能力主要是由以下四个参数决定的：最大卷板厚度，最大卷板宽度、卷制板材材质和最大规格时最小卷筒直径，这四个参数的变化直接影响卷板机的受力，扭矩，结构形式和工作辊直径的选择确定。主要的三辊卷板机类型有：水平下调式三辊卷板机，弧线三辊卷板机和上辊十字移动式卷板机^[18]；四辊卷板机主要有倾斜下调式和弧线下调式两种四辊卷板机。

3、卷板机的发展历史及目前状况

早期人们通过折弯机或压力机加工圆筒形的工件，制作工序复杂，成形精度低，效率不高。随着现代工业的迅猛发展，大批量、高精度的生产模式使得折弯机已经不再适应生产要求，人们逐渐开始使用辊式卷板机加工筒形工件。1970年，中国开始专业化生产卷板机，第一台为机械式对称三辊卷板机，此卷板机生产效率不高，不能进行板材预弯，需要在卷制前切割多余直边，既浪费工，又浪费材料。1978年，首钢长钢锻压机械制造有限公司生产了机械式四辊卷板机，此卷板机可以进行金属板材的卷前预弯，提高了生产效率。但是机械式四辊卷板机结构复杂，生产成本低、时间长。1985年，全液压四辊卷板机和水平下调式三辊卷板机研制成功。这两种型号的卷板机不但可以卷前预弯，一次卷筒成形，还可对筒体焊接后继续校圆，使工作效率翻倍提高。

1990年，首钢长钢锻压机械制造有限公司的弧线四辊卷板机和弧线下调式三辊卷板机研制成功。相比之下，这种型号的卷板机与其他卷板机相比重量轻，结构紧凑，受力分布合理。弧线四辊卷板机能卷制的最小筒径可以达到上辊直径的1倍多点。

目前国内在用的最大国产卷板机是 CDW11XNC-300/420×3200水平下调式三辊卷板机（首钢长钢锻压机械制造有限公司为正武封头公司生产）。该卷板机可冷卷300mm 厚，板宽3200mm，卷筒直径2500mm 的 Q235钢板；可热卷420mm 厚，板宽3200mm，卷筒直径2500mm 的 Q235钢板，上辊下压力为50000KN。

图1.4为 CDW11XNC-40x8000水平下调式三辊卷板机，该机可卷最大板厚40mm，最大板宽8000mm，屈服极限240MPa，满载最小卷筒直径 $\Phi 2500\text{mm}$ ，可卷最小筒径 $\Phi 900\text{mm}$ 。该机的上辊挠度用电机、减速机、丝杠带动的斜楔机构通过调整下辊挠度来补偿。其卷制次数、每次的上辊压下量、下辊水平移动行程、下辊的挠度补偿量等均由数控系统根据板厚、板宽、卷筒直径、屈服极限等参数自动计算生成程序并实现自动控制。为适应特长薄板（板厚与板宽的比值很小）多曲率筒形件的卷制，长锻研制出了新型对称或水平下调式三辊卷板机（图1.3）。



图1.1 CDW11XNC-140x4000

水平下调式三辊卷板机



图1.2 CDW11TNC-32x13500

船用卷板机

该机三辊均为主驱动，有倾倒轴承体，可卷制封闭筒形件同时采用计算机控制，特别适合多曲率薄壁长筒件的卷制^[1]。

上辊十字移动式三辊卷板机，也称为上辊万能式三辊卷板机，最早由第一重型机器厂在20世纪80年代初期研制成功。由南通恒力重工等企业在80年代后期开始专业的生产。该三辊卷板机只需调节上辊就可达到卷板和预弯的目的，下辊相对固定，对料和卷板很方便，但是对大机型结构而言不易处理，更适宜于型号为80mm-100mm 以下板材的卷制^[1]。



图1.3 CDW11XCNC-8x9500水平式下调卷板机

首钢长钢锻压机械制造有限公司制造了中国第一台的船用卷板机，该机为对称式结构，有 W11TNC-20x9000、W11TNC-25x8000等等规格。随着中国造船产量在不断提高，造船业逐渐做大做强，对称式结构、水平下调式结构的船用卷板



图1.4 CDW11XCNC-40x8000水平下调式三辊卷板机

机技术也在同步提升。对称式结构、水平下调式结构的既可预弯工件、卷制锥形板，还可以通过辅助模块折弯钢板，既是卷板机，也是折弯机。此类船用卷板机的技术已经达到世界领先水平，能解决上下工作辊的补偿挠度问题，而且它的工作辊为双向独立驱动，真正的卷板、折弯一体机。



图1.5 CDW11TXNC-22000kN x 16000mm 闭式（船用）水平下调式三辊卷板机

我厂船用卷板机上辊的最大下压力最大可以到达22000kN，能卷制、折弯21米以上宽的金属板材，可以满足中国造船业所需卷板机的技术需求。

图1.5为船用水平下调式三辊卷板机（CDW11TXNC-22000kN x 16000mm），中国大型船用卷板机生产的厂家，主要有长锻、南通恒力、泰安华鲁等。首钢长钢锻压机械制造有限公司已经为化工、石油、造船等行业生产了多种规格的超长卷板机。英国 Hugh Smith 公司的专有技术由第一重型机器厂引进后，设计研发了3600mm x 30000kN 规格系列的，只有一根主辊的立式弯板机。立式弯板机与卧式卷板机相比，其整机重量轻，所占面积少，能耗低和可以极大的减少劳动强度，在热卷时优势更加明显。立式弯板机对工件进行（RSEN）滚弯成形，这种钣金制造工艺非常先进。现在，我公司拥有（RSEN）技术，并设计制造了数台产品。

4、卷板机的数控发展

如果要实现自动控制卷板机工作，数控技术的应用就显得十分重要了。机械制卷板机是通过电机来控制工作的，液压式卷板机通过 NC 来控制工作，主要通过 NC 来实现上下辊油缸的同步运动，以及位移控制，卷板过程需要操作者全程控制，精确操作。为了实现人机分离，降低劳动强度，提高生产效率，数控卷板机的发展就显得尤为重要，数控产品在卷制成批次的金属板件，或者卷制单一板件时，其工作效率高、精度高、操作方便。

有数控功能的弧线下调式三辊、水平下调式三辊、上辊十字移动式三辊，两辊，弧线型四辊，普通型四辊，船用卷板机等在当下应用十分广泛，其数控功能是通过 PLC 控制板来实现，能实现上下辊油缸的转动同步和位移同步。数控卷板机能自动计算所需的卷板次数、每次上辊的下压量、可下调式卷板机下辊的水平位移量、板材的预弯量、卷制半径、上下辊工作时的负载等，卷制金属板材的厚度、宽度、卷筒直径、屈服极限工艺等参数得到优化。目前，三辊卷板机的数控功能需要进一步优化，其卷制板材时，工作辊与板材之间极易打滑，数控功能不能精确控制。二辊和四辊卷板机，上下辊布置合理，金属板材的各项工艺参数得以精确控制，数控能力相当完善，可以做到人机分离。首钢长钢锻压机械制造有限公司的数控四辊卷板机已经研发成功，达到世界先进水平，可以与欧美发达国家所生产的卷板机产品相媲美。

系统硬件在数控四辊卷板机中主要包括以及几部分组成：英国欧陆公司的直流数字调速器590系列，OMRON 公司的可编程序控制器，高精度的位移传感器，MITSUBISHI 公司的显示屏（由 RS232标准通讯与 CPU/C200HX 来连接，触摸屏 A970GOT 人机界面）。数控卷板机能自动计算所需的卷板次数、每次上辊的下压量、可下调式卷板机下辊的水平位移量、板材的预弯量、卷制半径、上下辊工作时的负载等，卷制金属板材的厚度、宽度、卷筒直径、屈服极限工艺等参数得到优化，并达到精确控制、自动控制板材的进给量，侧辊以及下辊的位置，此类型的卷板机可以真正实现数控（CNC）卷板，其内涵100个程序，这些程序可以随时编辑调整，并且实现自诊断、自动报警、自动断电、自动记忆以及状态监控等功能。

我厂生产的数控四辊卷板机，其主驱动辊上辊为直流电机驱动。板材给进量的精确控制是通过位置以及速度反馈（直流电机、直流调速器、光电编码器来反馈信号）的闭环控制来完成。测辊和下辊通过油缸来做上下运动，油缸是通过 PLC

系统将移动传感器采集的信号 U_p 与设定好的定信号 U_r 相比后,再将反馈信号(ΔU) 转换后,得到的模拟信号来控制运动,驱动液压系统,最终达到精确定位、控制侧滚以及下辊位置的目的。

5、卷板机的主流产品及类型

对称上调式三辊卷板机的上下工作辊成品字形对称。下辊为主动辊,同向旋转以送进板材。由于卷弯板材过程中,下工作辊中心距固定不变,所以在板材两端有剩余直边,且剩余直边长度约等于两下辊中心距的 50%;上辊由机械或油缸控制来上下移动,可以用来卷制不同弯曲半径的板材,并为板材弯曲提供下压力,其旋转为被动旋转,钢板对它的滚动摩擦力为旋转动力。对称上调式三辊卷板机没有板材预弯功能,所以筒形件在弯卷前要用专用设备和模具进行板材进端的预弯,也可以在弯制成筒体工件前电焊割掉剩余直边。

非对称下调式三辊卷板机,其上工作辊相对于下工作辊是以不对称方式布局。上工作辊竖直轴线与两下工作辊中心线有一定的偏移距离,不在一条线上,同时下工作辊可垂直升降,侧辊可沿相对于上工作辊竖直轴线成一定角度来倾斜升降。卷板时,不需经过其他方法预弯,上、下工作辊钳紧板端,侧工作辊上升对卷制板材端部进行预弯,金属卷筒的直边能达到为卷板厚度的 2 倍。因为要两头预弯,为了弯曲板材另一端的预弯,必须先卸下卷制板材,调头后再次送进卷板机再次进行板端预弯,卷制质量不好控制,而且辅助时间较长,卷制效率低下。

水平下调式三辊卷板机上下工作辊都可发生位置移动,其上辊由机械或液压驱动既可作升降运动也可以作旋转运动,下工作辊可单独或同时水平移动,以满足弯曲板材端部的预弯;三个工作辊均为单独驱动,都可以为主动辊,也可上辊单独为主动辊或只两下辊为主动辊。对于两下辊可水平单独移动的机型由于其下辊中心距可调,因此机器的加工能力范围扩大了,即可卷制薄板,也可卷制厚板;而两下辊同时水平移动的机型,因为两下辊两端安装在同一下辊机架上,所以对称卷板时水平分力可相互抵消,预弯时由于两下辊水平分力不相等,但是也能抵消一部分水平分力,卷板时的下辊水平分力转化为下机架的内部作用力,所以水平移动装置受力状况好。

弧线下调式三辊卷板机是一种新型卷板机结构形式,它既有垂直下调式的优点,又集结了倾斜下调式的优点。弧线下调式三辊卷板机的上工作辊位置固定不动仅作旋转运动,两下工作辊为主动辊,由油缸驱动绕一固定轴心分别作弧线升降,且只需进料一次,即可完成弯曲板材两端的预弯,完成卷弯,可卷制小型筒

件工件。

垂直下调式和倾斜下调式三辊卷板机是结构型式十分接近的卷板机。两种卷板机既有共同点也有不同，共同点是上工作辊都不作位置移动只作旋转运动，不同点是两下辊的运动轨迹不同，且垂直下调式下辊作垂直升降运动，而倾斜下调式下辊作倾斜升降运动。都是通过调整两个下工作辊与上工作辊的相对位置，只需一次进料，即可完成板材两端的预弯和卷弯。

上辊十字移动式三辊卷板机的上辊运动较为复杂，即可以垂直升降，也可以水平移动，上辊为被动辊，下辊位置固定不动只作旋转运动。预弯板材时先使上辊水平移动，通过上辊相对于下辊呈非对称布置来实现。该类型卷板机卷板时只需调整上辊，就能实现卷圆和预弯功能较为简便；但整机强度较差，安全性差，特别是油缸为上置式安装，倾倒机构为上辊机架及油缸整体倾倒，倾倒面积也大，安装占地也大，在卷制厚板的大型卷板机应用上受到了一定限制，仅仅适用于中薄板的卷制。

两辊卷板机是金属板材通过一根刚性辊在一根弹性辊上压迫呈现径向凹陷变形后，两根辊对滚来实现板材弯曲成形的。其优点是：（1）卷制精度高，效率高，比一般三辊卷板机可提高工效 4-9 倍；（2）无需预弯板端；（3）可以弯曲各种材料，如不锈钢，特殊耐热钢，各种高强度钢等；（4）并可弯曲已经过冲孔、对焊、压印后的板料等。其缺点是：卷制产品单一，对于不同直径的板件，需要更换相适应的上辊或辊套；只能卷制 10 mm 以下的板材。

四辊卷板机主要型式有两种：倾斜下调式和弧线下调式。四辊卷板机有上辊、下辊和两个侧辊四根工作辊。一般为上辊主驱动，也有的上下辊均为主驱动，甚至四辊均为主驱动。上辊位置固定只作旋转运动，下辊可垂直升降，按照侧辊的升降运动轨迹。因此四辊卷板机看作对称式与非对称下调式三辊卷板机的复合机型。另外四辊卷板机调整工作辊位置可对金属板材进行粗略地校平。同时调整两侧辊使侧辊轴线相对于上辊轴线倾斜一定角度，可以灵活地方便地卷制锥筒，在进料时侧辊也能起到对料的作用。四辊卷板机在预弯及卷圆板材时，只需一次上料不需调头，就可以完成卷圆和预弯成形，且预弯板材剩余直边小，上下辊能很好的夹紧钢板，可防止打滑，能准确测量板料送进位移，便于进行仿形弯卷及弯卷横截面为椭圆形工件，易于实现数控化。当调整两个侧辊之一位置时，这个侧辊，上辊和下辊就如同非对称下调式三辊卷板机。当需要卷弯较厚的板材时，将下辊落下，上工作辊和两个侧辊就如同对称式卷板机进行工作，且两侧辊中心距

大 有利厚板卷制。但是四辊卷板机结构比较复杂，卷板机制造成本高。

1.2.2 目前国外卷板机的发展现状

1、国外卷板机发展的简况

目前，瑞士的 HAEUSLER 公司、德国的 SCHAFER 公司、意大利的 MG 公司、意大利的 PROMAUDAVI 公司、意大利的 FACCIN 公司、意大利的 SERTOM 公司、意大利的 BODRINI 公司、瑞典的 ROUNDO 公司、日本的 KURIMOTO 公司、英国的 HUGH SMITH 公司是世界上具有先进的卷板机生产技术的厂家。瑞士的 HAEUSLER 公司的四辊卷板机卷制成形后剩余的直边仅为板厚的1.28倍，享誉盛名。如果是卷制厚板及特厚板，可以选择德国的 SCHAFER 公司、意大利的 PROMAUDAVI 公司、意大利的 MG 公司、意大利的 FACCIN 公司、意大利的 SERTOM 公司、意大利的 BODRINI 公司等水平下调式三辊卷板机。英国的 HUGH SMITH 公司、意大利的 FACCIN 公司等的大型船用卷板机，日本的 KURIMOTO 公司的上辊十字移动式卷板机，其能力、技术世界领先。弧线三辊四辊卷板机技术以意大利的 DAVI 公司，PROMAU 公司，MG 公司最为著名^[1]。

2、我国卷板机现状以及与国外公司的差距

中国卷板机总体竞争能力弱，虽然产量世界第一，但技术含量相对较低：

(1) 我国卷板机设计主要方法还是传统的设计方法，所占比例较大的是小型、低档次的产品，采用工程类比和设计经验，为提高安全可靠就在采用静力学计算的基础上尽量提高安全系数，设备存在有些部位设计富裕和笨重的问题，有些部位即使安全系数取的比静力分析时的高好几倍，受力复杂，存在安全隐患。

(2) 外国公司能为客户设计方案，按要求定制产品，且国外卷板机设计多采用三维设计和对设备进行三维软件分析设计，设备从整体结构和外观上都优于国内设备。

(3) 卷板成形数学模型（特厚板、强度板）不完善，机械设计原理研究，有限元模拟，过程模拟有待提高。

(4) 国外公司的低速大扭矩的液压马达，卷板机工作辊上的减速机等配件优于国内自主产品，国内厂家不能够自给自足。

(5) 国内产品的数控系统发展不完善，只是依赖 PLC 系统控制。

(6) 标准化参数库没有建立起立，工艺参数，技术参数与国外相比不够完善，还需要不断完善。

(7) 国内生产卷板机的厂家, 技术研发能力薄弱, 产品在技术方面普遍没有和国外产品竞争的能力。国外厂家卷板机技术相对成熟。

1.2.3 目前我国卷板机发展趋势

目前, 水平下调式卷板机趋于两极化发展, 既能加工厚板、特厚板、高强度板、复合板, 又需要加工薄板、特长型、多曲率板。成套的加工设备, 一体化的加工设备, 数控化, 人机分离, 是未来水平下调式卷板机的发展方向。同时, 大型四辊卷板机由于卷制板材剩余直边小, 不用切除剩余直边, 节省材料, 且易实现数控, 操作简便, 成形精确, 卷制效率高, 卷筒直径小等优点也将得到快速发展。

(1) 随着中国压力容器、锅炉、化工等行业向大型化方向发展, 能卷制特厚板、厚板、复合板等的大型、高强度板、特大型水平三辊卷板机成为未来的发展方向。于此同时, 由于节省材料、剩余直边短、效率高、成形精准的大型四辊卷板机也逐渐发展起来。

(2) 储油罐、油罐车等行业的迅速发展, 卷板机向要求特长型、向薄板、数控化和多曲率的方向发展。

(3) 以卷板机为中心, 实现成套化设备的配置, 来为客户提供整体生产方案。如前文中提到的风电塔筒成形的整体生产方案等。

(4) 今后发展的重要方向是以数控卷板机为主, 组建卷板机柔性加工单元。

中国卷板机行业经过长时间的发展, 已经形成了较为完善的、合理的产业链, 逐步满足了国内装备制造业的发展需求, 更好的推动了中国工业化的进程。卷板机行业要紧跟国家产业振兴规划, 完善产品结构调整和企业进一步转型升级, 学习国外的先进技术, 提高自我创新的能力, 做大做强国内卷板机制造行业。

1.3 基于 ANSYS 有限元的优化技术

ANSYS 软件是由美国 ANSYS 公司于七十年代初开发成功的一种有限元分析软件。ANSYS 能够高效进行电磁分析、结构高度非线性分析、计算流体力学分析、设计优化、接触分析、自适应网格划分及利用 ANSYS 参数设计语言扩展宏命令功能^[12]。不仅支持用户直接创建模型, 也可与其他 CAD 软件利用数据接口将 CAD 软件生成的几何数据传入到 ANSYS 中实现数据共享, 常用的 CAD 软件有: Pro/E、SolidWorks 等^[49]。

SolidWorks 建立模型后,运用 ANSYS 对其进行有限元分析,可以分析整机受力情况,得到高相似度的计算结果,再应用于改进生产,研发等。在卷板机设计时,广泛的对其关键结构仿真分析,对其卷板过程中的运动进行模拟分析、计算,再对比理论计算,可以解决设计卷板机产品的各种问题。

目前,随着各行各业的飞速发展,对卷板机要卷制更高精度的需求也越来越高^[19],因此,运用有限元设计可以卷制更加可靠、合理、精确、优质的产品,已经成为卷板机优化及结构改进的动力。这种设计方法,不但可以简化设计流程,提高设计效率,还能降低成本,提高生产效率。

通过有限元分析,苏猛研究了水平下调式卷板机工作辊在工作过程中的力学状态,与理论分析相结合,并提出、验证通过改变下辊中心距来加工不同规格的板材的可行性,不过没有完善的数学模型^[16]。邢伟荣等人对国内外卷板机的技术水平,以及发展现状进行了详细的描述^[1]。张礼华研究了对称式结构对卷制过程的影响,构建了数学模型,推算板材的变形曲线方程,但没有实际应用于生产^[4]。杜鹏构建了上辊下压量与卷制半径之间的关系,计算了对称三辊卷板机的力学、工艺参数,建立了卷板机的三维模型,却没有进一步进行实践验证^[49]。

在国内,陈庆堂用 ANSYS 的优化设计模块,在参数化建模、结构静力学和动力学分析基础上,对某数控铣床的轴箱结构以减重为目标进行优化,设定合理的状态变量、设计变量,通过优化分析不但实现结构重量减轻了,而且使三个方向上的应力分布更加合理^[31]。王艳辉等人运用 ANSYS 提供的 APDL 参数化设计语言建立了床身的建模,以床身的肋板布置和肋板厚度为设计参数,对床身进行结构设计参数的优化,明确了床身结构的合理参数,不仅提高了床身的动态性能,而且节省材料,降低生产成本^[30]。胡孟君等用有限元法对三辊卷板机机架进行静力学分析,得到机架的变形情况和应力。基于机架结构变形情况和应力分布,以机架重量为目标函数,机架结构的最大变形量和最大应力为状态变量,机架的尺寸、机架筋板、厚壁厚为设计变量进行优化,实现机架重量的最优化。同时为实体与薄壁混合结构的应力分析和结构优化提供了新的方向^[49]。

可以见得,众多学者对卷板机的模块化设计进行了大量的研究工作。本人在前人的基础上,结合实际生产,对首钢长钢(集团)锻压公司的某台对称三辊卷板机,用 SolidWorks 构建三维模型后,再用 ANSYS 进行有限元分析,主要研究其上辊和床身的受力情况,以减重为目的,对床身进行了优化设计,最终应用于生产。

1.4 论文的主要研究内容

使用理论分析与 ANSYS 有限元分析相结合的方法, 研究对称式三辊卷板机的工作辊在卷制过程中的力学状态; 加工不同板厚、不同材料的板材时, 通过改变下辊中心距来实现, 用 ANSYS 有限元分析软件分析卷板过程, 以及卷板机上工作辊和床身的受力情况。

论文的主要研究对象是首钢长钢(集团)锻压公司的对称三辊卷板机。

(1) 对三辊卷板机的理论参数进行计算, 得到了上下辊在对称三辊卷板机卷制板材中的作用力, 而后推算出整个卷板机床身所收到的理论作用力, 然后对三辊卷板机得卷制金属板材的过程中, 床身所收到的作用力进行的仿真分析提供理论支持。

(2) 利用 ANSYS 软件建立卷板机卷板过程的三维模型, 运用 ANSYS/LS-DYNA 对卷板机工作进程进行有限元分析, 得出卷板机卷制不同的板材所对应的上辊下压量是不一样的, 分析卷板时上下辊与板材的接触正压力, 得到床身(底座)的受力情况, 并将仿真结果与之前用工艺参数得到的理论值进行对比, 分析误差原因。

(3) 因为理论计算值与仿真值误差在允许范围内, 可以将理论计算值应用于模拟分析。在卷板机卷板时, 为了保证板材的成形质量, 保证成形筒型的圆度和母线的直线度符合要求, 我们必须保证上辊有足够的刚度。本文用理论公式计算上辊受力, 再用 AutoCAD Mechanical 软件模拟, 模拟卷板机上辊所受的均布载荷, 用 Mechanical 软件进行逆推求解, 来补偿上辊挠度, 保证板材成型质量。

(4) 利用 ANSYS 对 SolidWorks 软件建立卷板机卷板过程的三维模型进行有限元分析, 在满足应力和变形量的条件下, 优化床身结构, 减轻床身的重量, 达到节省生产成本的目的。

2 卷板理论计算和工艺参数分析

2.1 板材弯曲的理论分析

对称三辊卷板机是一种能弯曲金属板材的成形设备,可以将钢板弯曲成筒状、弧状、锥状等各种形状的板件。三辊卷板机是重型机械行业中不可或缺的一份子,常应用于石油、化工、压力容器等重工业行业中。其依据三点成圆使金属板材塑性变形,三个工作辊在旋转和移动中位置不断变化,金属板材从弹性变形到塑性变形,直到成为所需求的形状。

2.1.1 金属板料的弯曲过程分析

板料弯曲受力时,其曲率半径逐渐随着弯曲力的变化而变化,切向应力使板材中间部位的纤维压缩变形,而其受到的切向应力使两侧部位的纤维拉伸变形。弯矩越大,弯曲程度越大,板材由一开始的弹性变形逐渐发展为弹塑性变形。卷板时,板材受到的法向与切向应力,前者远远大于后者,而切向应力是影响板材弯曲变化的主要因素,所以我们只需要研究板材受到的切向应力。图 2.1 切向应力的变化对板材变形区域内的影响情况。

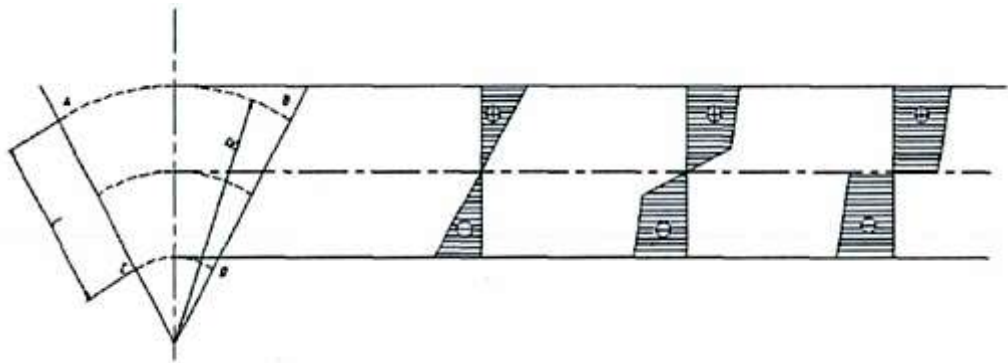


图 2.1 切向应力对板材变形的影响图

金属板料的弯曲过程是由弹性弯曲—弹塑性弯曲—塑性弯曲变化的过程。

板材在弹性弯曲变形阶段：拉伸板材的外层纤维，压迫内层纤维，材料本身的最大屈服应力大于变形区受拉和受压区域产生的切向应力数值。

板材在弹塑性弯曲变形阶段：材料变形量随着外加弯曲力的增长而变大，板材的曲率半径变化不明显，板材开始从弹性弯曲变形进入到塑性弯曲变形。

板材在塑性弯曲变形阶段：板材中的塑性变形区随着曲率半径的逐渐减小而

逐渐增大，弹性变形区逐渐消失，板材最终进入塑性变形阶段。

2.1.2 对板材弯曲影响的共性因素

影响板材弯曲的因素有很多，为了板材的加工精度达到要求，我们需要充分考虑其影响因子，这在设计卷板机时需充分考虑。一般来说在卷制板材时的影响因子主要有几点：

(1)材料本身性能的影响

材料本身性能直接影响板材最小弯曲半径。弯曲板材材料的屈服极限，强度极限，弹性模量，延伸率，塑性变形强化程度，以及板材在卷制过程中的纤维方向和残余应力分布情况等。

(2)弯曲内径^[37]

影响板材弯曲工艺性和板材弯曲质量的一个重要因素是弯曲内径 R_N 。弯曲内径只能在一定的范围内，因为板材的弯曲半径会逐渐减小，直到拉伸作用产生的拉伸应变大于板材的屈服极限，导致板材外表面发生断裂。拉伸应变要在板材的屈服极限范围内，板材的外表面才不会发生刚性断裂，板材才能够被加工成设定的弯曲半径尺寸。如式(2.1)所示。

$$R_{n\min} = \frac{t}{2} \left(\frac{1}{\varepsilon_p} - 1 \right) \quad (2.1)$$

(2.1) 中 t 为板厚；

ε_p 为板材外层纤维破裂时的最大应变。

上式(2.1)可以看出板材的厚度 t 和材料本身的屈服极限是影响加工板材最小弯曲半径的两个主要因素。除此之外，弯曲板材材料的弹性模量，延伸率，塑性变形强化程度也是影响板材弯曲半径的重要因素^[38]。

(3) 上辊受到的弯曲力

是指金属板材在卷制板材过程中，在弹塑性变形状态下受到的力：

$$F = \sigma_s \frac{B}{D-t} \left[t^2 - \frac{\sigma_s (D_n - t)^2}{3E^2} \right] \cos \frac{\theta}{2} \quad (2.2)$$

上式中 D_n 为工件内径、 D 为工件中径、 D_w 为工件外径；

t 表示板料厚度；

$$\text{弯曲角 } \phi = 2 \arcsin \frac{L}{D_w + d}$$

B 为弯曲宽板的厚度；

L 表示两下辊中心距；

D 表示两下辊直径。

(4)弯曲力矩

在弹性变型，弹塑性变形，塑性变形三个阶段，板材受到的弯曲力矩是变化的。

1)板材在弹性状态的弯曲力矩

$$M = \frac{B\sigma_s}{4} t^2 \quad (2.3)$$

2)下式表示弹塑性状态的弯曲力矩

$$M = \left(k_1 + k_0 \frac{t}{2p} \right) W \sigma_s \quad (2.4)$$

(2.4)式中的 p 表示曲率半径；

W 表示为端面模数：矩形截面 $W = \frac{Bt^2}{6}$

K_1 表示端面形状系数； K_0 表示材料性能系数。

3)单一塑形状态的弯曲力矩

$$M = k\varepsilon \frac{Bt^2}{4} \quad (2.5)$$

上式中的 ε 表示实际应变；k 表示硬化指数。

2.2 卷板工艺过程的理论分析

卷板机依据三点成圆使金属板材塑性变形，三个工作辊在旋转和移动中位置不断变化，金属板材从弹性变形到塑性变形，直到成为所需求的形状。其工艺过程一般来说分为四个步骤（图 2.2 按顺序对应）：预弯、对中、卷圆、校圆^[40-41]。

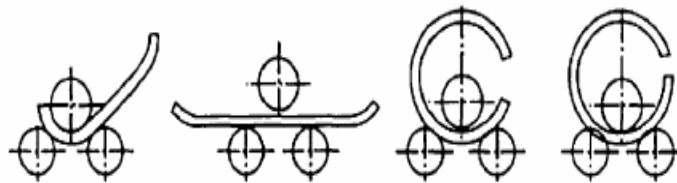


图 2.2 卷板工艺四步骤

(1)预弯

对称和非对称三辊卷板机只有三个工作辊，这就使板材两头各有一段长度无法被上下辊加紧，不受力发生弯曲变形，这段不能被弯曲加工目的板材叫做剩余直边。卷板设备和卷制形式决定了这段剩余直边的大小，见图 2.3 所示。

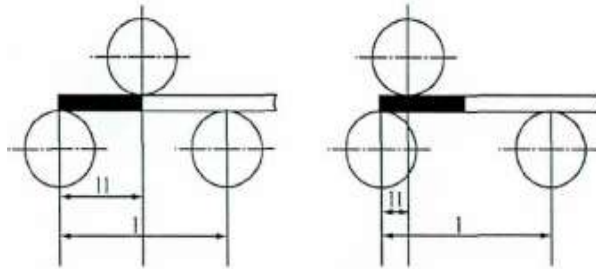


图 2.3 卷板时的剩余直边（左为对称，右为非对称）

剩余直边由于在矫圆时一直存在，在加工过程中妨碍生产，且易发生事故，因此需先进行预弯，再对板料。通常可以借助端头弯曲模弯曲（图 2.4）、借助预弯模（图 2.5）、通过调整卷板机工作辊（图 2.6）来完成预弯。

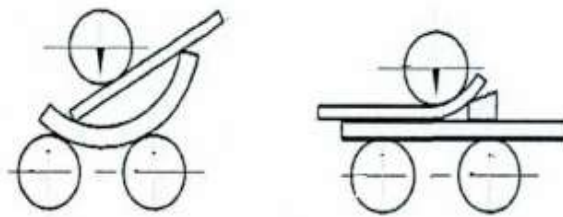


图 2.4 借助端头弯曲模弯预弯

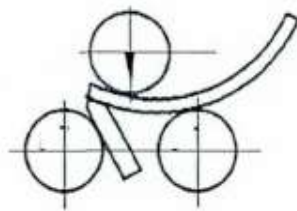


图 2.5 借助预弯模预弯

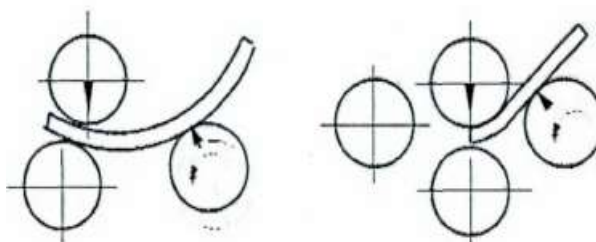


图 2.6 通过调整工作辊预弯

(2)对中

在卷板开始前，进行对中是为保证工作辊轴线与工件母线平行，防止板材产生偏斜。对中常用的方法有：用挡块对中、四辊对中、倾斜进料对中，如下图 2.7：

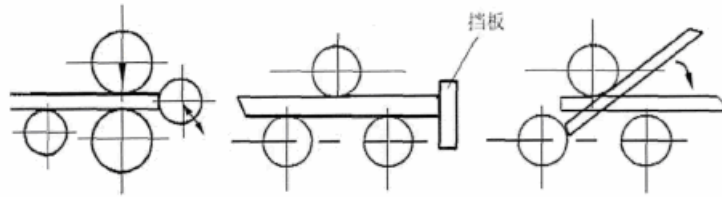


图 2.7 对中的几种方法

(3)卷圆

卷圆需要一次进给或者多次进给。卷制板材的厚度不同，进给次数也不同，通常卷制厚板时需要多次进给，板材的回弹量在热卷和冷卷状态下是不同的，需要多加注意。

(4)校圆

校圆一般分成三个工步：（1）加载，根据计算或经验将焊接好的筒体零件加载变形；（2）滚圆，矫正筒体零件的曲率，使其整体曲率一致；（3）卸载，使工件的残余应力消除，保证卷制工件圆的曲率半径均匀一致。

2.3 三辊卷板机卷板工艺参数的分析

2.3.1 卷板机卷板时工艺参数的分析

卷板过程的工艺参数分析主要计算上下辊对床身的法向正压力，得出床身在卷板过程中所受到的力，分析其受力情况，对比仿真模型，来判断有限元分析的准确性。

卷板过程涉及的主要工艺参数有：板材规格，卷制半径等，根据工艺参数来设定其力学参数（表 2.1）。

(1)图形参数分析^{[15][16][33]}

图形参数（图 2.8）用于定位主要结构尺寸（影响结构性能）和作业位置尺寸（工作条件）。

确定坐标系，板料进入方向为 X 坐标轴正方向，上辊向上移动反向为 Y 坐标轴正方向。卷板开始后，上辊向上抬起，板材进入，上辊向下与下辊加紧板材，工作辊开始在相对位置沿轴心转动，开始精确控制加工板材。

表 2.1 各项参数 (A 表示上工作辊, B 表示下工作辊)

参数	符号	参数	符号
工件厚	t	B 辊中心距	L
工件剩余直边	B	A、B 辊中心距最大值	H
B 辊与较上支承辊水平中心距	L_2	B 辊与较下支承辊水平中心距	L_3
相对强化系数	K_0	板材回弹前筒体内径	D_n
钢材屈服极限	σ_s	弹性模量	E
B 辊线速度	V	弹前筒体中心位	Y
A 辊直径	D_a	A 辊垂直下移量	Y_1
B 辊直径	D_b, D_c	A 辊垂直滚圆位	Y_2
A 辊左位置角	α	A 辊水平辊圆位	X
A 辊相对位置角	β	A 辊右位置角	$\gamma + \beta$
支撑辊位置角 1	f	支撑辊位置角 2	e
支承辊直径	$D_d - D_g$	A 辊对称弯曲时下移	Y_3
A 辊受力	F_a	B 辊受力	$F_b、F_c$
支承辊受力	$F_d - F_g$	弹前平均曲率半径	R^1
弹前筒体中心位与 B 辊中心距离	H	截面形状系数	K_1
二次卷圆, 弹前筒体中心位与 B 辊中心距离	H^1	工件的最大变形弯矩	M

上辊左位置角 α

不对称卷制与对称卷制相比, 上工作辊不在中心位置。将卷制零件中心和左下辊中心的连接线与上辊接触正压力 F_a 作用线之间的夹角, 用 α 来表示, 图 2.8 所示。

$$\alpha = \arcsin \frac{B}{R^1} \quad (2.6)$$

上式中剩余直边为 B , $B=kt$, 剩余直边系数为 k , 板厚为 t , $1.5 \leq k \leq 2$; 板料回弹前中性层曲率的半径为 R^1 。先计算 R^1 的值。

计算 R^1 (板材回弹前平均曲率半径) :

上辊的相对位置角 β

$$\beta = \arcsin \frac{\frac{L}{2}}{R^1 + \frac{t}{2} + \frac{D_c}{2}} \quad (2.7)$$

上辊右位置角 $\gamma + \beta$

$$\gamma = \beta - \alpha \quad (2.8)$$

右下支承辊位置角 f

$$f = \arcsin \frac{\frac{L}{2}}{\frac{D_b}{2} + \frac{D_e}{2}} \quad (2.9)$$

左上支承辊位置角 e

$$e = \arcsin \left[\frac{L_1}{\frac{D_b}{2} + \frac{D_d}{2}} \right] f + \arcsin \left[\frac{H^1}{\frac{D_b}{2} + R^1 + \frac{t}{2}} \right] - 90^\circ \quad (2.10)$$

板材回弹前平均曲率半径为 R^1

$$R^1 = \frac{D}{2 \left[1 + 2 \left(k_1 + k_0 \frac{t}{D} \right) \frac{D \sigma_s}{2Et} \right]} \quad (2.11)$$

计算 D_n (板材回弹前筒体内径) :

四个因素决定了板材在变形时的回弹量: 弹性模量、屈服极限、卷筒直径、板厚。其中弹性模量与板材的屈服极限是固定值不变, 所以卷筒直径与板厚的变化决定了板材回弹前筒体内径的大小。

Q235 板回弹前筒体内径公式 (2.12) :

$$D_n = \frac{1726.8Dt}{3D + 1750t} \quad (2.12)$$

65Mn 板回弹前筒体内径公式 (2.13) :

$$D_n = \frac{4102t}{10.5D + 4200t} \quad (2.13)$$

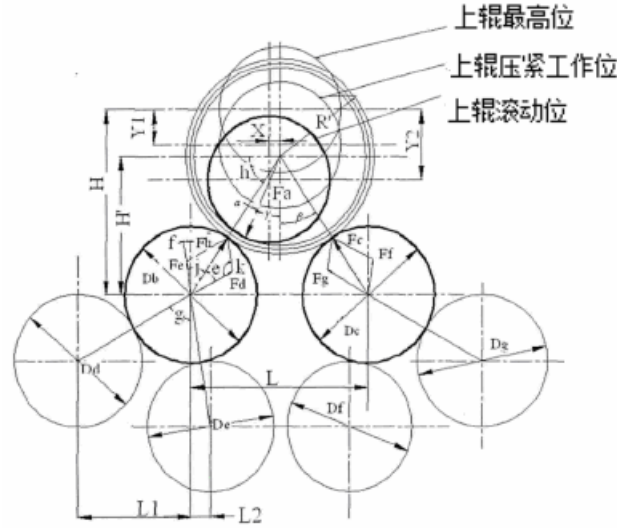


图 2.8 水平下调式三辊卷板机的工艺参数

分别求得 D_n 和 R^1 ，板材回弹前平均曲率半径 R^1 比板材回弹前筒体内径 D_n 更接近验证值。本文选取板材回弹前平均曲率半径 R^1 进行后续计算。

Y 表示为回弹前筒体中心位

$$Y = H - H^1 \quad (2.14)$$

上下辊最大中心距用上式中 H 表示；

两下辊中心与回弹前卷制工件中心的间距用 H^1 表示。

$$H^1 = \left(R^1 + \frac{t}{2} + \frac{D_b}{2} \right) \quad (2.15)$$

下辊直径在式中用 D_b 表示。

上辊由 0 位移到正好压紧钢板时移动的距离就是上辊的垂直下移量 Y_1 ，关系式为：

$$Y_1 = H - \frac{D_a}{2} - \frac{D_b}{2} - t \quad (2.16)$$

滚圆时上辊中心与上辊 0 位到相对应的垂直下移量用 Y_2 （上辊的滚圆位垂直位移量）表示。

$$Y_2 = \left(R^1 - \frac{t}{2} - \frac{D_a}{2} \right) \cos(\beta - \alpha) + Y \quad (2.17)$$

滚圆时上辊中心与上辊 0 位 0 相对应的水平距离用 X（上辊滚圆位水平位移量）表示：。

$$X = \left(R^1 - \frac{t}{2} - \frac{D_a}{2} \right) \sin(\beta - \alpha) \quad (2.18)$$

对称卷板，卷制工件的中心与上辊中心互相重合(X 为 0)，此时上辊中心和上辊最高位置的相对垂直距离产生变化，变为 $R^1 - \frac{t}{2} - \frac{D_a}{2}$ 。

(2)理论受力参数分析^[40]

1)上下工作辊受力计算

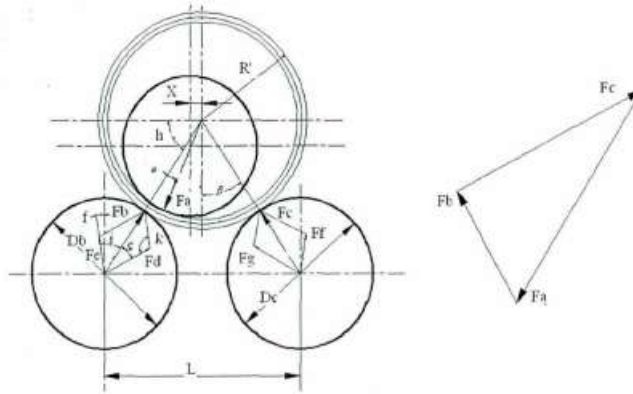


图 2.9 上下工作辊受力计算图

下工作辊受力分别为 F_b 、 F_c

$$F_b = \frac{M}{\left(R^1 + \frac{t}{2} \right) \sin \alpha} \quad (2.19)$$

$$F_c = \frac{M}{\left(R^1 + \frac{t}{2} \right) \sin(\beta + \gamma)}$$

(2.20)以下公式表示受力 F_a

$$F_a = \frac{M}{R^1 + \frac{t}{2}} \left[\frac{1}{\tan \alpha} + \frac{1}{\tan(\beta + \gamma)} \right] \quad (2.21)$$

F_d 、 F_e 、 F_f 、 F_g 为支承辊受力

以下公式为支承辊的受力角度计算：

$$h = \arcsin \frac{H^1}{R^1 + t + \frac{D_d}{2}} \quad (2.22)$$

$$g = \arcsin \frac{L_2}{\frac{D_d}{2} + \frac{D_b}{2}} \quad (2.23)$$

$$j = 90^\circ - (h - f) \quad (2.24)$$

$$k = 180^\circ - j - e = 180^\circ - (g + f) \quad (2.25)$$

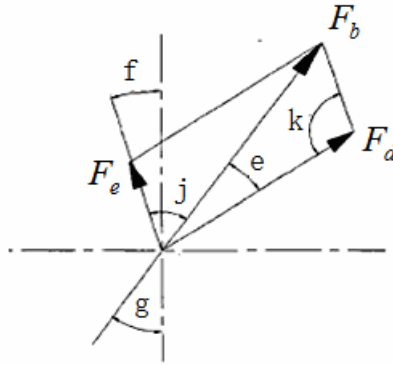


图 2.10 示意支承辊受力计算图

由正弦定理得出：

$$\frac{F_b}{\sin k} = \frac{F_e}{\sin e} = \frac{F_d}{\sin j} \quad (2.26)$$

$$F_e = \frac{F_b \sin e}{\sin k} = \frac{F_b \sin e}{\sin(g + f)} \quad (2.27)$$

$$F_d = \frac{F_b \sin j}{\sin k} = \frac{F_b \cos(h - f)}{\sin(g + f)} \quad (2.28)$$

同理得出：

$$F_f = \frac{F_e \sin e}{\sin k} = \frac{F_b \sin e}{\sin(g + f)} \quad (2.29)$$

$$F_g = \frac{F_e \sin j}{\sin k} = \frac{F_b \cos(h - f)}{\sin(g + f)} \quad (2.30)$$

2) 滚弯时的最大变形弯矩

$$M = \left(K_1 + \frac{tK_0}{2R^1} \right) W \sigma_s \quad (2.31)$$

式中板件抗弯截面模量 W ， $W = \frac{st^2}{6}$ ， σ_s 为板材屈服极限用； t 为板材厚度。

2.3.2 理论分析计算结果

设定钢板厚度为 280mm，钢板宽度为 3200mm，卷制半径为 3000mm，计算卷板时上下工作辊的最大理论载荷，从而计算分析得出床身承受力分布。公式 (2.19) 到 (2.31) 可以计算设定规格板材在卷板过程中下工作辊作用力、上工作辊作用力和支撑辊作用力的大小（表 2.2）。

表 2.2 计算结果

作用力	下 辊 受 力 F_b 、 F_c	上 辊 受 力 F_a	支撑辊作 用力 F_d	支撑辊作 用力 F_e	支撑 辊 作 用力 F_f	支撑辊作 用力 F_g
力 kN	3411	6190	3049	3882	1257	3630

通过计算得到上下工作辊以及四支撑辊作用力的值，我们就可以计算得到卷制过程中床身的受力。理论公式表明，卷板机床身在卷制过程中，主要受到上下工作辊以及四支撑辊的作用力。在保证计算精度的前提下，减少计算时间，我们只考虑两下辊的作用力，上工作辊自重床身的力，以及卷制过程中上下工作辊带来的扭转力。

2.4 板材理论上辊下压量与卷制半径的关系

上工作辊的下压量决定了板材卷板时弯曲半径的大小，如果卷板机的下辊中心距是可调的，还需要依据上下工作辊对称或者非对称两种情况来进行卷板，对称与非对称在卷制板材时，上下工作辊下压量相同，卷制的半径会不同，需要区别对待。

在卷板成形过程中，弯曲半径是由上辊下压量的大小来控制的，然而对于下辊中心之间距离可调整的卷板机，根据上下辊的位置不同来进行非对称和对称卷板工作。对于不同模式的卷板机，卷制半径与上辊下压量两者之间的关系也是不同的。对于对称式三辊卷板机来说钢板理论卷制半径与上辊下压量可以用数学模型 $h = aR^b$ ($b < 0$) 表示，其中 a 和 b 为系数^[43]。

以试验数据为基础得到了数学模型 $h = aR^b$ ($b < 0$)，考虑到实际卷板中加工精度、回弹量等因素， h 和 R 为隐函数，此数学模型并不实用。重新简化数学模型

$R = \frac{L^2}{8h} + \frac{h}{2} - \frac{D_2}{2}$ ，具体如图 2.11。

再经统筹计算得出上工作辊最大下压量公式 (2.32)：

$$h_{\max} = R + \frac{D_2}{2} \pm \sqrt{\left(R + \frac{D_2}{2}\right)^2 - L^2} \quad (2.32)$$

$h_{\max}$ 为上工作辊最大下压量。

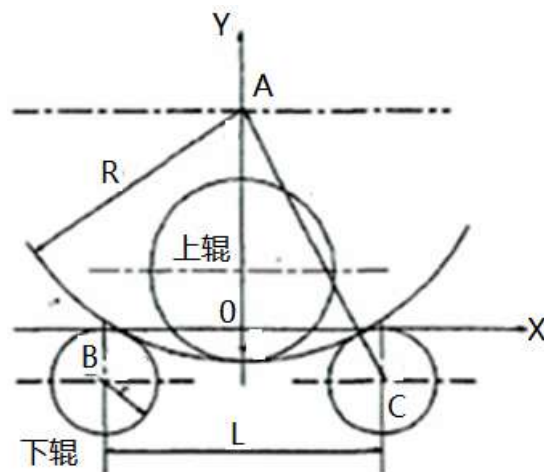


图 2.11 对称式卷板机理论 h 和 R 的示意图

可由公式(2.32)计算出不同上辊下压量 h ，卷制半径 R 的大小，如下表 2.3 所示。

表 2.3 不同 h 卷制半径 R 的计算值

上工作辊下压量 $h(\text{mm})$	150	200
卷制半径 $R(\text{mm})$	$\Phi 4290$	$\Phi 3000$

以下的数学模型适用非对称式三辊卷板机，回弹后卷制半径与上辊下压量的数学模型为： $h = 332.8e^{-0.007975R} + 95.48e^{-0.001158R}$ 。

以上两种下压量与卷制半径数学模型，并没有涉及卷板厚度的问题。而在实际卷制过程中板厚是变化的，是趋于一个缓慢的减小趋势，跟弯曲程度有关。在理论上没有适用的计算方法在计算上辊下压量与卷制半径的关系时考虑板厚的影响。在实际情况中，板厚的大小和卷制半径并没有多大关系，所以在后续的仿真分析中忽略这一影响因素。

2.5 本章小结

研究对称三辊卷板机工艺和卷板理论，选取合理的卷板机卷板的理论模型，对卷板过程的几何参数进行分析，计算其力学参数，求得卷制板材时所受上下辊和床身的理论力，研究分析对称三辊卷板机的制半径与上辊下压量之间的关系，忽略了板厚对卷制半径 R 的影响，定义公式。为下一章在仿真软件中建立的数学模型提供依据。

3 三辊卷板机卷板的仿真分析

3.1 引言

卷板机的卷板成型过程中, 板材几何变形量、应力变化是相当巨大的, 其具有相当复杂的非线性特征(几何、物理、接触等), 现在所用的理论公式更加趋向于经验公式, 不适用于三维模型分析。如果用实际卷制板材来做实验, 每一次卷板浪费的时间和金钱都是相当巨大的。科技在进步, 现在我们可以使用 ANSYS 软件进行有限元分析来模拟实验过程, 可以模拟板材从进料到发生弹性变形, 到最终塑性成型的整个过程, 通过模拟实验还可以找到卷板工程中各种干扰因素, 并对其进行研究。

在本章节用 ANSYS/LS-DYNA 软件构建了一台对称三辊卷板机的有限元模型, 依据卷板机的实际参数, 对整个卷板过程进行模拟, 并对其卷板时的几何参数和力学参数仿真分析, 分析上下辊和床身的受力情况, 用得到模拟数据和理论数据构建对比图, 验证有限元模型的准确性, 为后续床身的受力分析提供参考。

3.2 模型建立前期准备

构建正确的有限元模型是分析前最重要的一步, 模型越接近实际情况, 其分析结果的准确性就会越接近真实数据^{[14] [52] [53]}。所构建的有限元模型既要简洁, 不过度复杂, 还要能反应所要解决问题的特征, 同时要选择合适的单位类型、材料属性、实常数和边界条件。

3.2.1 选择单元类型

首先确定单元类型, 其决定了模拟分析的计算速度和精度。根据不同的三维特征和实际情况, 选择合适的单位类型会使 ANSYS 软件对不同类型问题的分析时间大大减少, 同时提高其精度^[54]。

卷制板材成形的过程为本文的仿真分析的对象, 通过仿真来观察板材的应变和应力分布, 得到卷板时上下辊和床身的受力分布情况, 为床身的结构优化提供依据, 所以择合适的单元类型进行模拟非常重要。共有 9 种单元类型在 ANSYS/DS-DYNA 程序中, 如 SHELL163 薄膜单元、LINK160 析架单元、二维

壳单元、PLANE162 二维单元或 BEAM161 梁单元、SOLID185 实体单元等。因为卷制半径尺寸远远大于卷制板材的厚度，体单元不能选，综合分析考虑模型的计算时间等，选用 SHELL163 板壳单元来解决非线性问题。

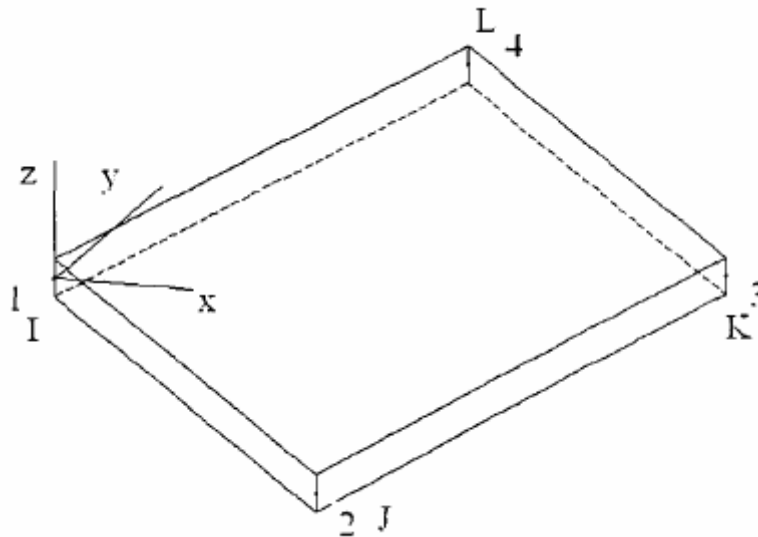


图 3.1 SHELL163 板壳单元示意图

动力学分析的所有非线性特征在 SHELL163 板壳单元上都能显式，同时这种单元能支持 12 种算法，一般常用的算法有 Belytshko-wong-chiang(BWC)算法、S/Reo-rotationalHughes-liu(HL)算法和 Belytshko-Tsay(BT)算法。因为不在此章讨论上下工作辊受力问题，所以选取 Belytshko-Tsay 算法来定义上下工作辊。

3.2.2 实常数的定义

针对不同的单元类型，实常数也是不同的，SHELL163 薄壳单元的实常数定义为：

- (1)剪切因子：SHELL163 薄壳单元选用 5/6。
- (2)积分点的数目：于 3-5 个积分点在塑形行为沿厚度方向上，2 个积分点在弹性变形沿厚度方向上，我们选用 5 个。
- (3) 每个节点处的壳厚度 T1-T4 定义为 8。

3.2.3 定义材料模型

定义材料属性也是非常重要的，其选择的正确性影响模拟分析结果的正确性。ANSYS/DS-DYNA 程序中可选的材料类型主要有：非线性塑形模型、非线性弹性模型、

非线性泡沫材料模型、线弹性模型、离散单元模型、需结合状态方程定义的模型、刚体材料模型^[49]。

选择的材料类型是依据卷板过程中板料和辊子的变形情况来确定的。卷板时板材的变形量比上下辊变形量大得多，所以我们设定辊子是没有变化的，从而选择刚性体材料作为材料模型。因为研究的主要内容是板料的变形、受力以及成形效果，所以我们使用弹塑性材料模型。

(1) 辊子选取钢体

选用硬度比较大的卷板模型，可以使有限元分析计算速度加快，钢体模型选择在显式动力分析中是非常重要的，表 3.1 为其参数。

表 3.1 钢体参数

材料	密度 $\rho(\text{kg/m}^3)$	弹性模量 E (Mpa)	泊松比 ν
钢体	7850	(碳素钢) 210000	0.29

(2) 板材选取弹塑性材料模型

板材成形包涵弹性、塑性、几何非线性变形等，其中的力学过程十分复杂，所以我们选取以下的应力应变增量关系式来进行计算：

$$d\sigma_{ij} = D_{ijkl}^{ep} d\epsilon_{kl} \quad (3.1)$$

上式中 $D_{ijkl}^{ep} = D_{ijkl}^e - D_{ijkl}^p$ ， D_{ijkl}^e 表示弹性矩阵， D_{ijkl}^p 表示塑性矩阵，数学模型分别为：

$$D_{ijkl}^e = 2G \left\{ \delta_{ik} \delta_{jl} + \frac{\nu}{1-2\nu} \delta_{ij} \delta_{kl} \right\} \quad (3.2)$$

$$D_{ijkl}^p = \frac{D_{ijkl}^e \frac{\delta f}{\delta \sigma_{mn}} D_{rskl}^e \frac{\delta f}{\delta \sigma_{rs}}}{\frac{\delta f}{\delta \sigma_{ij}} D_{ijkl}^e \frac{\delta f}{\delta \sigma_{kl}} + \frac{4\sigma_s^2 E_p}{9}} \quad (3.3)$$

上式中 G 表示剪切弹性模量， δ_{jl} 为 Kronecker 符号， ν 表示泊松比。

本文板材选取 Q235A 号钢材，表 3.2 为 Q235A 的性能参数。在建模和计算时我们先要把计算参数的单位制统一，不然会导致计算结果错误。

表 3.2 Q235A 材料的性能参数

选择材料	弹性模量 E(Mpa)	密度 p(kg/m ³)	屈服极限 σ_s (Mpa)	泊松比 ν	切线模量 E(Mpa)
Q235A	2.03E11	7.85E3	235	0.3	6.1E3

3.2.4 建立卷制板材过程的几何模型

用建模工具（ANSYS/LS-DYNA 自带）来构建实验需要的几何模型。然后合理模型，但要确保是在不影响板材成型的前提下。因为此三维模型是对称的，所以只要构建一部分模型，图 3.2 为所构建的三维模型。表 3.3 为局部模型的相关参数。

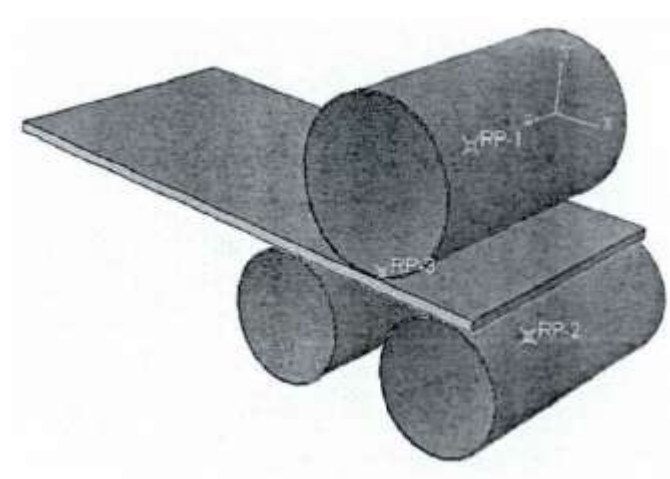


图 3.2 构建的几何模型

表 3.3 简化模型数据

板材	厚度 mm	宽度 mm
	280	3200
上辊的直径 mm	$\Phi 1460$	
下辊的直径 mm	$\Phi 1200$	
下辊的中心距 mm	2000	

3.2.5 有限元网格划分模型的建立

网格划分是建模后极其重要的一个步骤。综合考虑实验所需要的精度，以及计划时间。需要网格划分合适的大小^{[57] [58]}。参考以往的实验结果，划分网格的

大小对材料所受的反作用的影响很大，越小的反作用力会使模拟分析的结果越接近真实，图 3.3 为曲线图。在模拟前，已经选取刚性辊子材料，并不考虑辊子的变形，所以划分网格的大小，细密直接影响模拟计算的时间，为了缩短这一过程，节约时间，我们可以细化辊子上的网格。板料上网格的划分才是决定模拟计算所需时间的主要原因，既要考虑计算时间，又要保证精度，需要选取合适的网格划分，可以尽量的大一些。

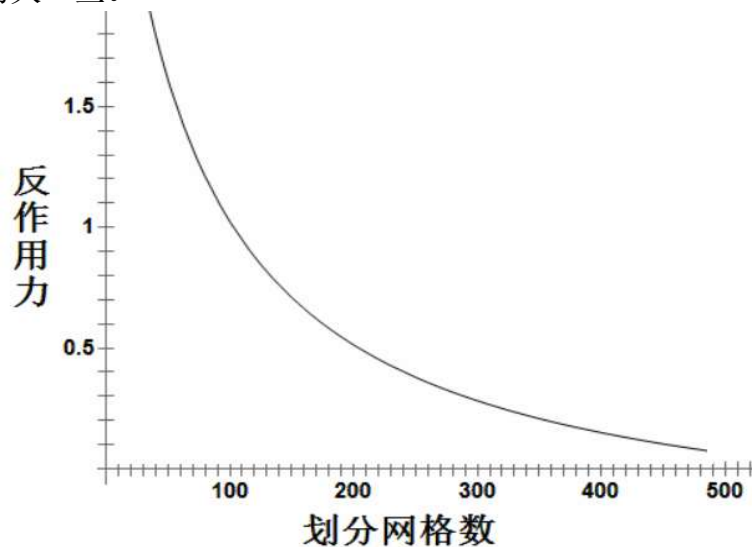
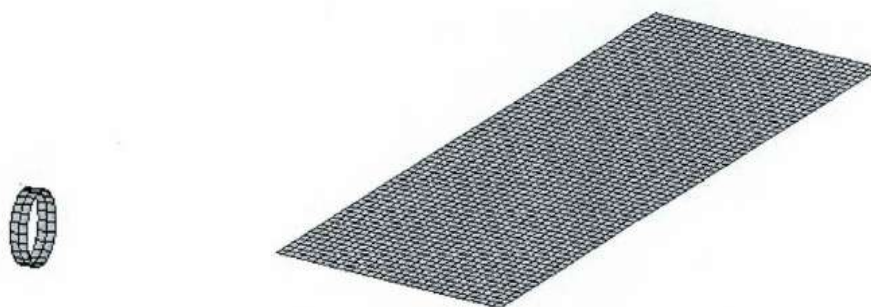


图 3.3 反作用力与划分网格个数的关系图

网格划分有两种主要类型：自由网格和映射网格^[61]。如果要分析的面或者体形状复杂，可以选择自由网格划分，而要是对单元的形状有限制的话，需要选择用映射网格。在本章的研究所用的板材和辊子采用映射网格的划分，因为其几何特点符合映射网格单元的特点。划分板材为 1088 个单元，划分辊子为 48 个单元，如下图 3.4。



(a) 辊单元网格划分

(b) 板材网格划分

图 3.4 映射网格划分辊子和板材单元

3.2.6 处理边界条件

运动约束和载荷这两个边界条件的处理，在动力学有限元分析中十分重要。卷制板材时，上辊和下辊的运动模式不同，所以在有限元分析中各自的边界条件也是不同的。上辊运动时除了有自身的一个轴线自转，同时还存在垂直方向的所谓下压量的位移，而下辊只有自身的一个轴线自转。在有限元分析时，控制上下辊的运动需要构建 $m(\text{转速})-t(\text{时间})$ 曲线和 $s(\text{转速})-t(\text{时间})$ 曲线，转速与板材长度的控制和上辊垂直方向位移与时间的控制是影响卷板的整个过程重要因素。位移-时间曲线设定不准确，上辊垂直方向位移不够，没要接触板材，就导致板材不能弯曲成型。依据上辊垂直方向位移与卷板动作时间求出时间和上辊位移量的曲线如下图 3.5。

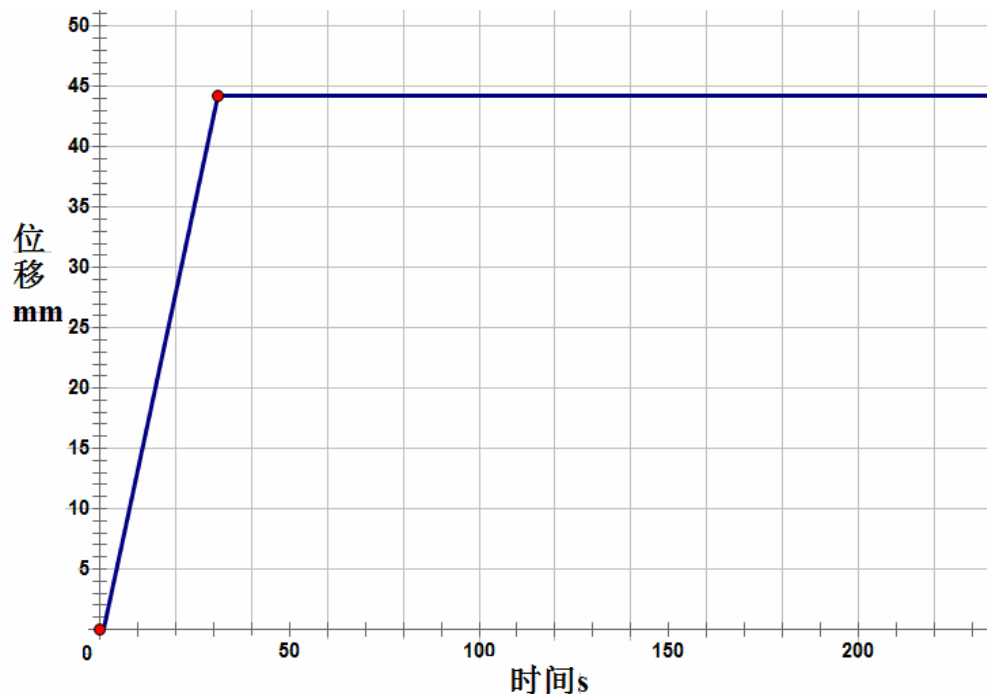


图 3.5 时间曲线和上辊位移量关系

在有限元模拟卷板过程时，因为构建的模型是对称的，所以位移边界条件的建立也是对称的。在卷制板材的过程中，定义对其绕 z 、 y 轴法向旋转的自由度以及沿垂直于板面 x 轴方向的平移施加约束，避免板材发生偏移和滑动。

3.2.7 处理接触

板材在卷制成型时，板材节点与上下辊节点之间接触方式为接触后分离，再接触的过程，卷制板材时会随着板材与上下辊子之间的相互运动而不断变化，他们之间的接触是不断变化的，所以在有限元仿真分析时，需要对上下辊和板材的接触过程进行判断，来确定上下辊的表面单元与板材的节点在哪些位置接触状。

ANSYS/LS-DYNA 的接触算法有好几种：相对的两外表面相互接触的单面接触、(TS)涉及节点与目标面的点面接触和两接触面互相穿透的面面接触(STS)，自动接触(ASSC)等^[10]。考虑卷板成形过程中上下辊与板材之间的实际接触情况,对建立的有限元模型采用面与面接触单元^[49]。

有限元分析时，不但要选择正确的接触类型，还要选择正确的接触算法。有三种不同的算法可以在在 ANSYS/LS-DYNA 中对于滑动接触界面、处理碰撞中使用，分别为罚函数法、动态约束法、分布参数法。本章节对有限元模型定义了对称条件，而且对称罚函数法编程相对其他算法而言，其对称性相对较好、比较简单、不考虑释放和碰撞关系，所以定义罚函数法为分析时的接触算法。

3.2.8 处理摩擦

有两种常用的摩擦模型会在模拟分析和理论计算时用到：常摩擦力模型与库伦摩擦定律（摩擦力跟作用力在摩擦面上的正压力成正比，跟外表的接触面积无关，这实际上就是阿蒙顿定律，也就是现在称谓的静摩擦定律和滑动摩擦定律^[73]）。选定卷板时合适的上辊正压力的大小，以库伦定律为基础，计算接触面之间的摩擦值，以下为数学模型：

$$\tau = \mu \sigma_n \text{ 或 } P_t = \mu P_n \quad (3.4)$$

上式中： σ_n 表示正压力， P_n 表示正压力， P_t 表示摩擦力， τ 表示摩擦应力， μ 表示摩擦系数。

3.2.9 建立局部坐标系

ANSYS 中可建立六种的坐标系体系。不同的坐标系是针对不同的用处，没有特别设定的话，开始建模默认总体坐标系，但在本章的运动仿真有限元分析模型中，上下辊单元的轴线不是一成不变的，而是沿着一个特定的总体坐标轴方向的，如果选择系统默认的总体坐标系为基准，动力学分析将无法控制上下辊的运动状态，无法进行计算模拟。为了使得仿真结果是正确的、准确的，本章为上下工作辊分别构建各自独立的局部坐标系，从而在之后的有限元分析中，上下辊就会绕自身的轴线进行旋转，来进行正确的卷板模拟仿真。

3.2.10 确定虚拟转速

在卷板成形的模拟仿真分析中，定义的运动分析速度与实际情况下的速度是不相同的，如果按照实际情况计算准静力问题，需要大量的时间计算，并且计算效率低下。选取正确的系数值需要使用显示动力学算法模拟仿真卷板成形的过程，分析质量参数、时间参数对结果的影响。在仿真分析过程中，选择质量合适系数，在不影响计算精度的前提下减少计算时间，对下工作辊的虚拟转速的设定初始值定义为 3rad/s [62]，人为的给其加大。对构建的有限元模型定义局部坐标系，定义位移时间数组，定义边界条件，定义摩擦系数，定义接触类型，然后进行系统加载运算（图 3.6）。



图 3.6 定义的三维模型

3.3 仿真结果的计算分析

3.3.1 分析多次成形仿真的结果

卷板机的卷板过程是一个不断循环过程的，由上辊下压到滚弯，到半径测量，再到上辊下压的，重复多次这种循环过程，板材内部纤维的变化过程，是由弹性变形转化为弹塑性变形的过程，目的是为了得到最终设定的曲率半径。综上所述，在构建的有限元模型上来对卷板的整个过程完成五次下压卷板仿真的模拟，卷板成形过程下图 3.7、3.8 所示。

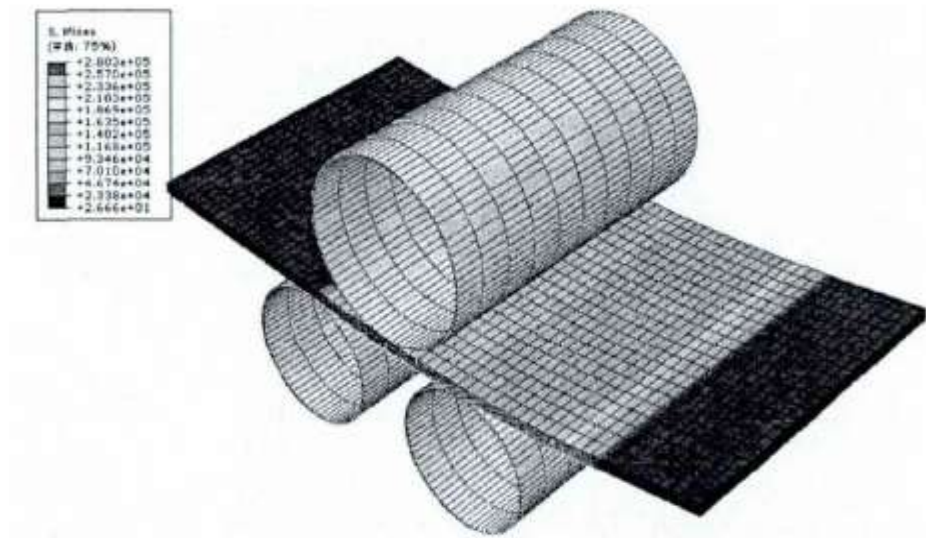


图 3.7 第一次滚弯成形时的等效应力分布图

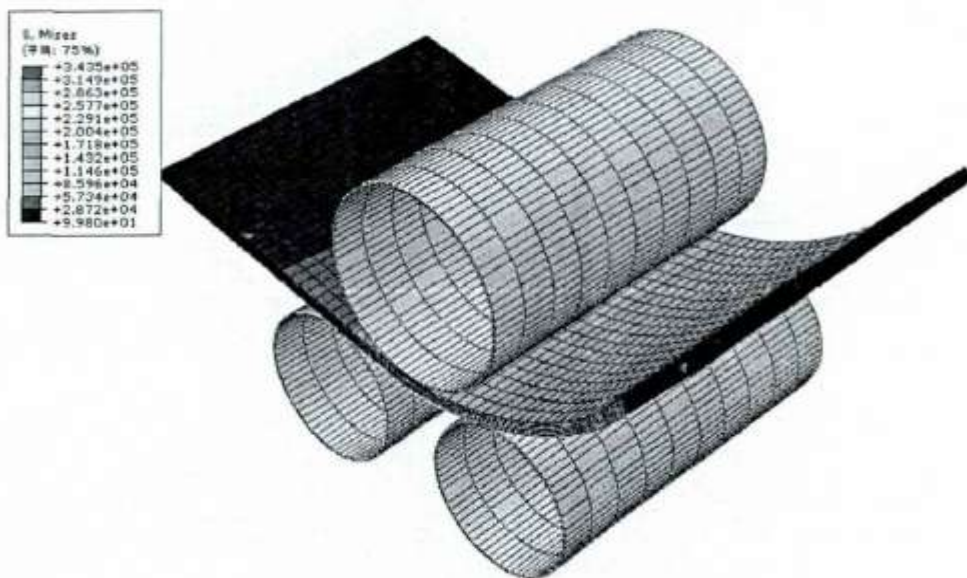


图 3.8 第五次滚弯成形时的等效应力分布图

选用 ANSYS 定义的有限元模型的节点坐标，生成生产卷制半径与上辊下压量之间的关系图，图 3.9 所示。

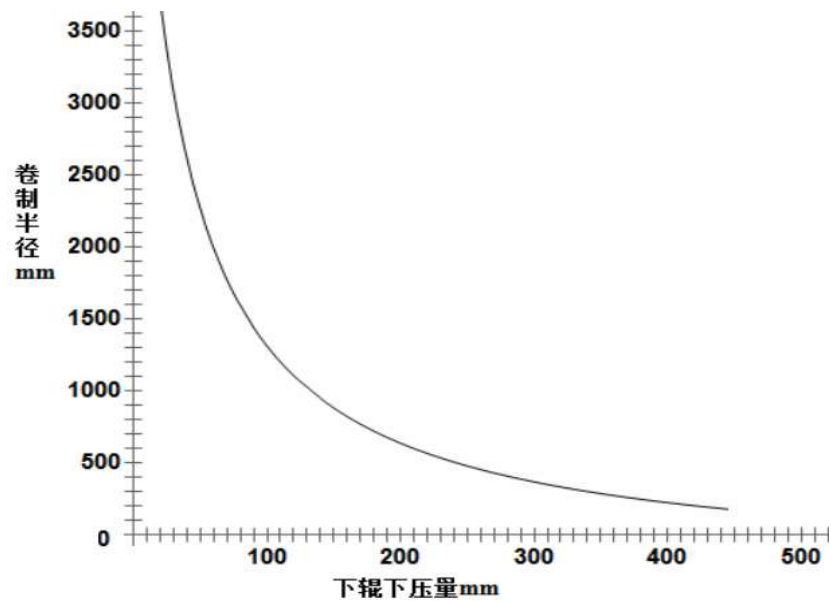


图 3.9 卷制半径与上辊下压量之间的关系图

上图可以看出,上辊下压量和卷制半径之间随着变化呈现出指数函数的关系。在卷板的过程中,上辊下压量越来越大,板材的卷制半径逐渐减小,并且变化是由上辊下压量的增大而从很快的减小到慢慢的减小,最终达到一个稳定值。这种变化规律是如何产生的:在上辊下压的开始阶段,板料的大部分横向区域的变形是弹性变形,有比较大的回弹量,而后随着卷板过程继续进行,上辊下压量也在变大,材料的大部分区域由弹性变形进入弹塑性变形,最终进入塑性变形阶段,回弹量变得几乎没有,卷制半径的曲线就变得平滑,达到一个稳定值。

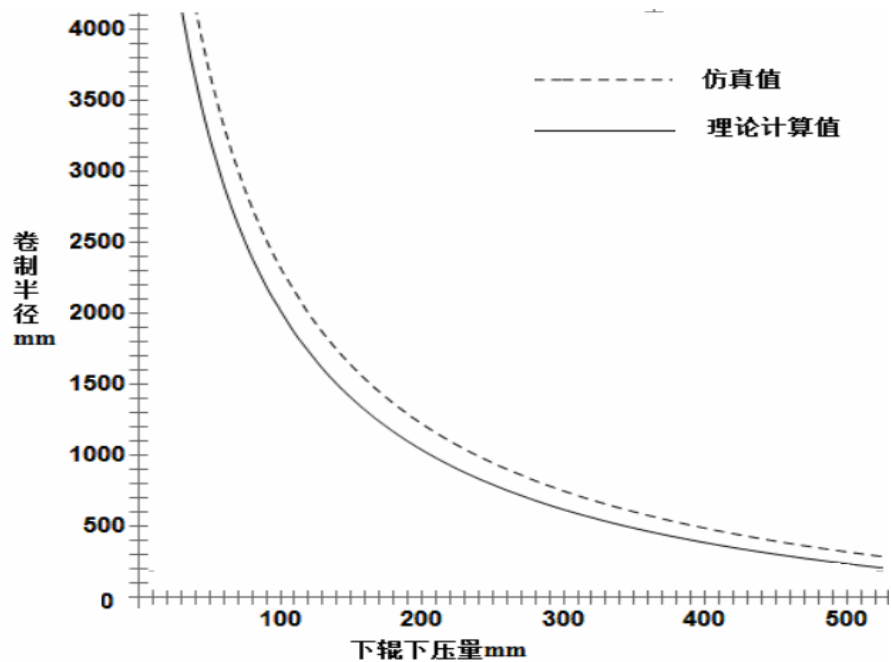


图 3.10 理论计算值和仿真分析值对比图

上图 3.10 可以明显观察到理论计算值与仿真值有一定的误差，而造成这个误差的主要原因为：卷制半径测量中会造成误差；在有限元模拟分析时，上下辊选取的是刚体模型模型，理想化的忽略上下辊在卷制过程中的变形；模拟计算有限元分析软件本身会产生计算误差。参考已有的卷板机卷板过程的模拟仿真分析，把理论计算值与仿真值的相比较，得出本章构建的有限元模型的正确性，可以选择这种分析方法对三辊卷板机的卷制过程进行分析研究是可行的^{[49][63][65]}。

3.3.2 分析一次成形仿真的结果

在实际生产中，板材卷制成形需要大量的时间，是由多次滚弯来完成的，为减少实验所需的时间，我们依据一次成型的理论完成一次成形的仿真分析，得到实验数据，再完成五次成形（模拟多次卷板成型）的仿真分析，进行对比分析。图 3.11 所示一次卷板成型和多次卷板成型的结果对比图。

由图 3.11 我们可以判定，和多次卷板成形仿真分析求得的卷制半径与上辊下压量之间的关系曲线基本重合，一次成形的仿真分析证明了一次卷板成形理论的正确性，下一章也可以使用一次成形理论对卷板成形时上下辊、床身的受力情况进行分析，简化模型。仔细看图 3.11，可以看出一次成形与多次卷板成形的卷制半径曲线还有稍有不同，产生偏差的原因主要是由板料产生硬化来造成的，一次成形时，板材只产生 1 次硬化，而 N 次卷制成形时，板材会 N 次硬化。通过对比这两组仿真分析的数据，我们可以得出在实际生产过程中可以使用一次成形仿真来指导。

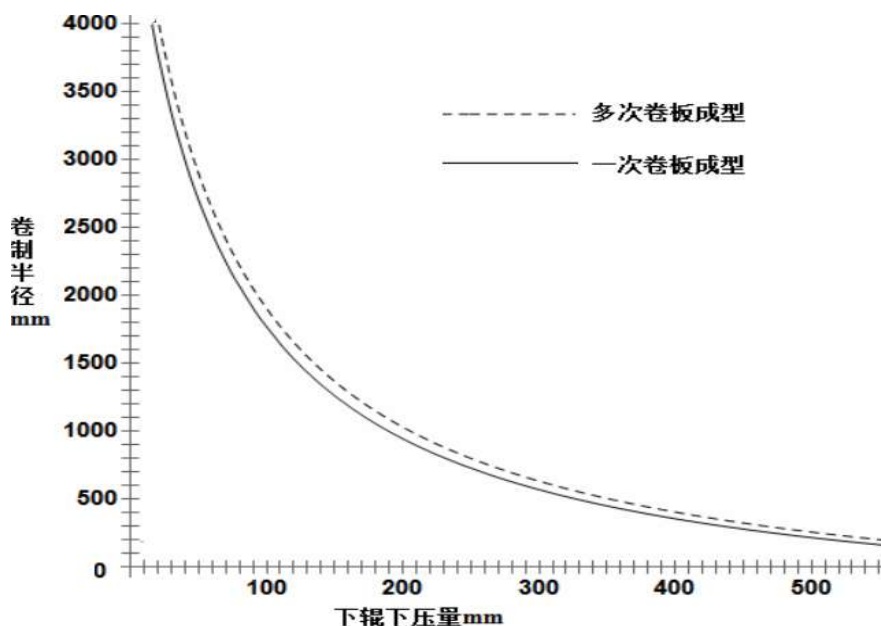


图 3.11 卷制半径在一次卷板成型和多次卷板成形的对比图

3.3.3 分析一次成形中上辊受力

卷制板材时，板料与上下辊之间的作用力有法向正压力，和影响板料应力应变分布和成形效果的切向摩擦力。如果在卷板机结构分析过程中加入切向摩擦力，分析过程变得十分复杂，不过影响分析结果的主要因素是法向正压力，因此我们只研究卷板过程中上下辊与板料之间的法向正压力^[49]。

本文研究的主要对象是水平下调三辊卷板机的卷板模型，其最小卷制半径为 3000mm，根据以上的研究计算结果得出，当板材的卷制半径为 3000mm 时，上辊下压量为要达到 200mm，卷制半径越小，上辊下压量越大，卷板时上辊受力越大。在第五章对大型数控三辊卷板机床身结构优化设计时，要计算得出床身的最大受力情况，在卷制半径为 3000mm 时，上辊下压量为 200mm 情况下，床身受力最大，进行有限元分析研究。当上工作辊下压量趋于 200mm 时，上工作辊加紧板材，他们之间的正压力随时间变化（图 3.12）。

图 3.12 可以看出在 0-1s 时，上工作辊开始下压，伴随着下压量的增大，板材的弯曲变形增大，上辊与板材之间的正压力越来越大，板材的等效应力也变大；1s 之后，上工作辊下压量波动变化，工作辊身开始自转，与板材产生摩擦力，开始弯卷成型的过程，板材产生弹性变形。在 1s-2s 时上辊带动板料向前运动，他们之间的接触点不是一成不变的，上下工作辊和板料的相对位置持续变化，接触点也在变化。

图 3.12 所示，1s 以后上工作辊和板料之间的正压力值在一个位置附近剧烈波动，因为整个下辊长度是下辊模型长度的 10 倍，取平均值 1.1795×10^6 N，计算得出正压力值在 1.1795×10^7 N 附近上下波动。

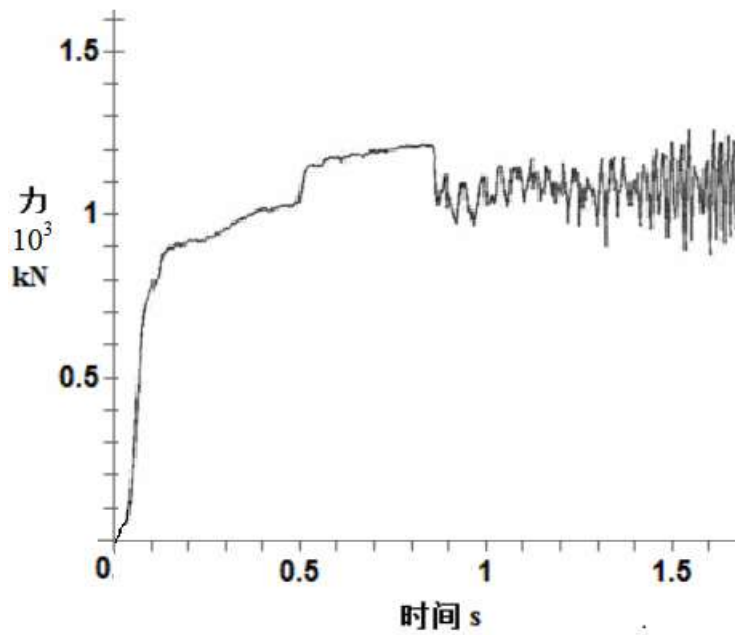


图 3.12 上辊和板材的压力波动曲线

3.3.4 分析一次成形中下辊受力

上辊下压量趋于 200mm 时，下辊与板料的接触正压力曲线（图 3.13）。

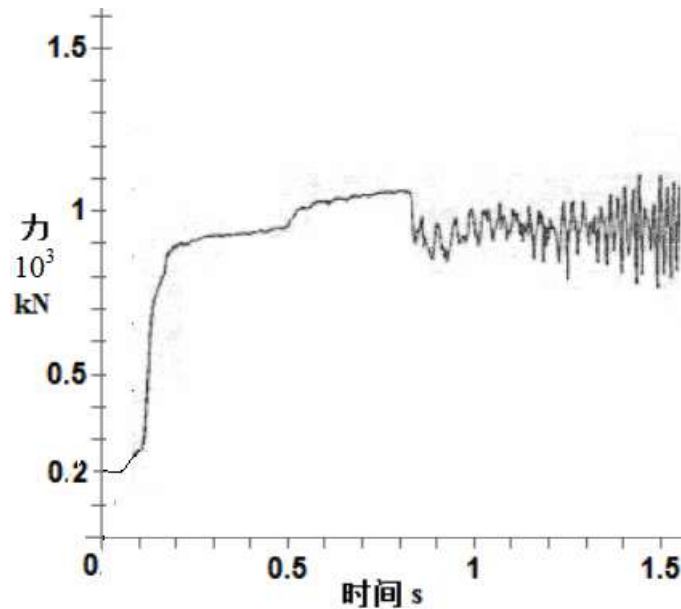


图 3.13 下辊与板料的压力波动曲线

图 3.13 与图 3.12 对比，我们可以发现，上下工作辊与板材之间压力变化曲线没有太大不同，其区别主要在于 0-2s 内，板料的自重还给下辊一个垂直于法线的力，所以图 3.13 中下辊对板料的作用力从 0.2（板材自重）开始。

3.3.5 分析床身受力仿真的结果

第二章的理论工艺分析数值与第三章的有限元模拟分析数值相比较，比较上下工作辊与板材之间的作用力值，得表 3.3。

表 3.3 上下工作辊与板材作用力的两种计算结果比对

	理论计算值 KN	仿真值 KN	误差%
上辊与板材的作用力	6190	6530	5.5
下辊与板材的作用力	3410	3577	4.9

表 3.3 所示，工艺参数计算值与有限元分析得出的结果相比较，误差在 6%以内，之所以产生这个误差值的主要原因是：我们忽略上下工作辊的相对转速，来建立板材的理论卷制半径与上辊下压量的关系模型，理论计算时忽略了许多现实中的影响因素：比如板材和上下工作辊子之间的摩擦问题、摩擦生热的问题、板材厚度、板材类型等。在理论计算时，我们同样忽略了许多影响因素。理论计算与仿真值相比较得出，采用仿真建模分析所得到的上下辊与板材之间的作用力值，来对卷板机床身进行静力学分析是有依据的，是可行的。可以用一次卷板成形理论来计算在下压量 200mm 时，得出床身受到上下辊的作用力，来进行仿真受力分析。

3.4 本章小结

本章选择 ANSYS/LS-DYNA 中动力显示算法，对对称三辊卷板机卷制过程建模，并进行有限元得仿真，研究上辊不同下压量和卷制半径之间的关系，在卷制半径为 3000mm 时，上工作辊下压量 200mm 时，分析上下工作辊与板材在一次成形和多次成型过程中的接触正压力，将上章得到的理论计算值与仿真值进行对比分析，并找出造成误差的主要原因，同时分析上下辊对床身的作用力，为下一章卷板机上工作辊的仿真力分析，以及第五章卷板机床身的仿真分析和优化设计提供理论支持。

4 对称三辊卷板机上辊挠度补偿计算与受力分析

4.1 引言

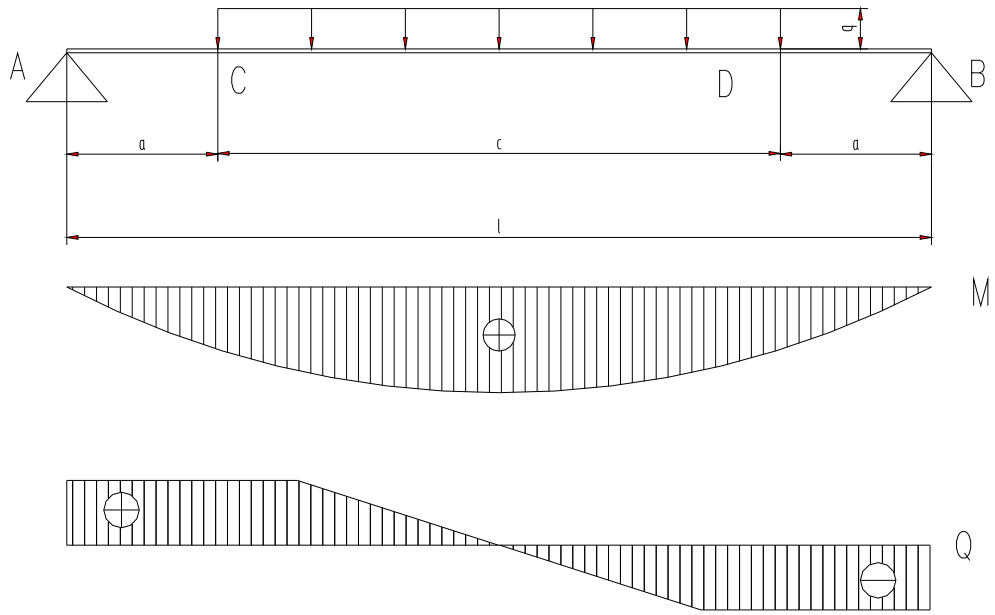
卷板机是用来弯曲成形金属板材的机械设备,可将板材弯曲各种形状,如筒状、锥状、弧状等形状。由于对称三辊卷板机的上下辊是对称的,在卷制板材时,对板材的作用力前后均匀,所以不用考虑钢板的回弹问题和精度问题。在卷板的过程中为了保证板材成形后的质量,保证板材成形后筒型的圆度和母线的直线度符合要求,我们必须保证上辊有足够的刚度,需要补偿挠度。

第三章已证明理论计算值可用于仿真模拟,采用理论计算所得到的上下辊与板材之间的作用力值,来对卷板机床身进行静力学分析是有依据的,是可行的。本章用 AutoCAD Mechanical 软件模拟,模拟卷板机上辊所受的均布载荷,用 Mechanical 软件进行逆推求解,来补偿上辊挠度,保证板材成型质量。

卷板机的上辊是整个卷板机的核心构件之一,分析一次成形过程中上下辊与和板材之间的法向接触正压力,研究得出上辊的受力变形会影响卷板压力分布,从而影响成型筒型的圆度和母线的直线度。本章以首钢长治钢铁(集团)锻压机械制造有限公司的对称三辊卷板机为研究对象,通过建立数学模型,以及用 AutoCAD Mechanical 分析仿真软件构建模型,来计算补偿上辊的挠曲变形,保证板材成型质量。

4.2 建立上辊数学模型

在现有的设备中,卷制板材时,上辊受力变形,板材的直线性不能得到保证。在一台卷板机卷制不同厚度板材时,为了改变板材出现“鼓肚”和“束腰”的现象,通过补偿挠度,来解决这一问题,这正是本文所要研究的^[44]。通过 AutoCAD Mechanical 软件受力分析,研究上辊的挠度补偿,在不更换上辊的前提下,对上辊形状做优化设计^[45]。卷板机上辊的受力形式类似于简支梁,我们一般通过简支梁的近似计算,来计算卷板机上辊的挠度。如图 4.1 简支梁模拟上辊挠度计算公式及受力简图^[46]。



图表 4.1 上辊受力简图

简支梁模拟上辊挠度计算公式：

公式 (4.1) 中 R_A 为支座反力、 R_B 为支座反力矩。

$$R_A = R_B = \frac{qc}{2} \quad (4.1)$$

在 AC 段公式 (4.2) 中 Q_x 为剪力、(4.3) 中 M_x 为弯矩、(4.4) 中 f_x 为挠度、(4.5) θ_x 为转角，EI 为惯性矩， ε 为所求点到原点距离与总跨距的比值， γ 为均布载荷长度与总跨距的比值。

$$Q_x = \frac{qc}{2} \quad (4.2)$$

$$M_x = \frac{qcx}{2} \quad (4.3)$$

$$f_x = \left(\frac{qcx l^2}{48EI} \right) \times (3 - \gamma^2 - 4\varepsilon^2) \quad (4.4)$$

$$\theta_x = \left(\frac{qcx l^2}{48EI} \right) \times (3 - \gamma^2 - 12\varepsilon^2) \quad (4.5)$$

在 CD 段公式 (4.6) 中 Q_x 为剪力、(4.7) 中 M_x 为弯矩、(4.8) 中 f_x 为挠度、(4.9) 中 θ_x 为转角。

$$Q_x = \left(\frac{qc}{2} \right) \times [c - 2(x - a)^2] \quad (4.6)$$

$$M_x = \frac{q}{2} [cx - (x-a)^2] \quad (4.7)$$

$$f_x = \frac{qxc l^2}{48EI} \times \left[(3 - \gamma^2 - 4\varepsilon^2) \varepsilon + \frac{2(x-a)^4}{cl^3} \right] \quad (4.8)$$

$$\theta_x = \frac{qxc l^2}{48EI} \times \left[(3 - \gamma^2 - 12\varepsilon^2) \varepsilon + \frac{8(x-a)^3}{cl^2} \right] \quad (4.9)$$

公式 (4.10) 中 $M_{\max}$ 最大弯矩、(4.11) 中 f_x 为最大挠度、(4.12) 中 θ_A 、 θ_B 为最大转角。

$$M_{\max} = \frac{qcl}{8} \times (2 - \gamma) \quad (4.10)$$

$$f_x = \frac{qxc l^2}{48EI} \times (8 - 4\gamma^2 - \gamma^3) \quad (4.11)$$

$$\theta_A = \theta_B = \frac{qxc l^2}{48EI} \times (3 - \gamma^2) \quad (4.12)$$

上工作辊受力简化模型，总跨度为 1913.5mm,其中辊身长度为 1650mm，上辊支撑辊的位置分布如图 4.2 所示。

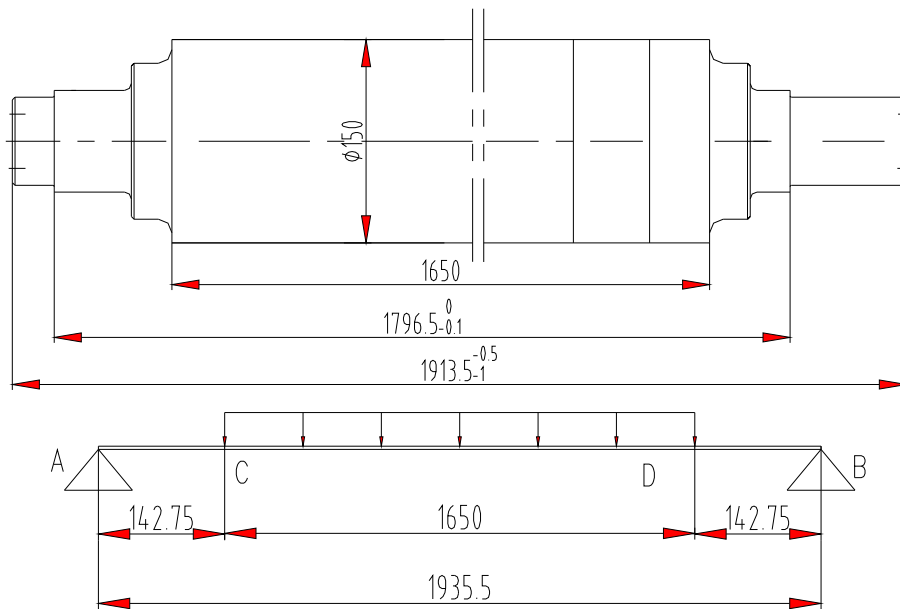


图 4.2 上工作辊受力简化模型

现需要计算在保证最大的挠度条件下，计算上辊支反力。通过卷制钢板的板宽，板厚，最小弯曲直径及钢板的屈服极限这四个条件，可以计算上辊受力为 100KN，分布到 1.65 米辊身上，上辊受到的均布载荷为 $60.6\text{KN/m}^{[47]}$ 。

4.3 AutoCAD Mechanical 上辊受力分析与计算

首先对上辊（上辊直径 $\Phi 150\text{mm}$ ）在 1650mm 范围内施加均布载荷 60.6KN/m ，用 CAD Mechanical 软件分析在此载荷作用下，上辊的挠度分布^[48]，如图 4.3 所示。

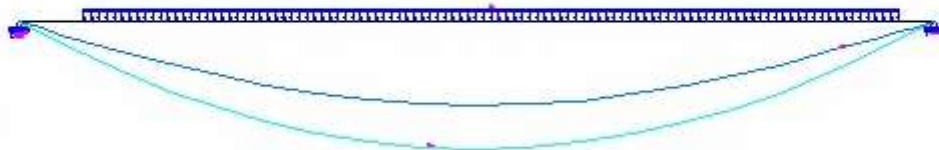


图 4.3 上辊受均布载荷 60.6KN/m 挠度为 1.64mm

通过软件分析，我们可以直观的看出上工作辊的挠度变形，从而在不改变辊身的前提下，依据分析图做较小的修改，来补偿挠度。为了突出挠度变形量，此图为放大 100 倍比例的应力和应变，最大变形量为 1.64mm 。如果按此生产，卷制板材时，板材成型后会出现“束腰”的现象，也就是中间闭合，两端开口，这是不允许的，不符合生产要求。因此需要改进产品，优化设计，但又需要节约成本，不更换已有零件。通过对上辊的受力分析研究得出，只需对上辊进行再加工，通过挠度补偿，改变“束腰”现象，使产品达到生产要求。

4.4 上辊设计的分析与讨论

三辊卷板机虽然有具体规格，设定了最大卷板厚度和宽度，但是厂家经常需要卷制不同规格的板材，卷制不同规格板材时，由于上辊受力变形而发生“鼓肚”和“束腰”的现象。我们通过研究上辊的挠度变形，来改变这一现象，达到生产要求，通过 AutoCAD Mechanical 软件进行分析，研究上辊的挠度变形，在不更换上辊的前提下，对上辊形状做优化设计。对称三辊卷板机的上辊辊径为 $\Phi 150\text{mm}$ ，根据 AutoCAD Mechanical 软件的受力分析得出，上辊挠度为 1.64mm 。通过软件分析比对变形量，得出如下的挠度补偿措施：通过减小上辊两端直径，上辊两端实际受力处 $0-300\text{mm}$ 缩小直径为 $\Phi 146.5\text{mm}$ ， $300\text{mm}-600\text{mm}$ 出缩小直径为

$\Phi 148.5\text{mm}$ （图 4.4）来达到补偿的目的，从而使成上辊受力变形时，加大了辊身两端的挠度，保证了受力面的直线度，使卷制最大规格，以及其他规格板材时，成型板材筒径的圆度、直线度符合生产要求。改进后，板材成形，筒形圆度符合生产要求。

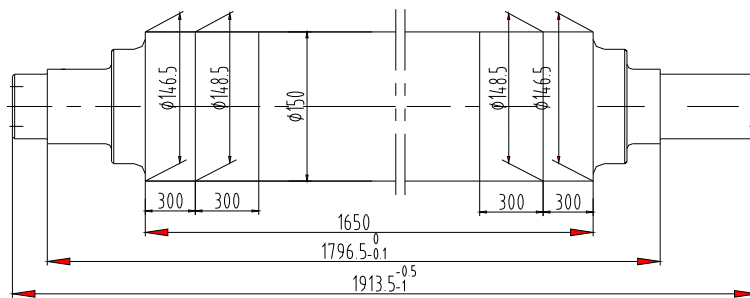


图 4.4 改进上辊简图上

4.5 本章小结

通过对称三辊卷板机上辊的理论受力计算，以及 CAD Mechanical 软件的分析模拟，补偿上辊挠度，改进板材卷筒成品质量，达到质量要求。假设在受到卷制钢板均布载荷受力情况下，用 AutoCAD Mechanical 软件模拟，对上辊挠度采用逆推法分析，来指导设计，补偿挠度。

可以得到的结论是：一、采用逆推法，得到上辊的支反力大小，通过数学计算得到理论挠度，然后通过 AutoCAD Mechanical 模拟，分析上辊挠度值，进行对比，验证理论公式；二、通过 AutoCAD Mechanical 变形图，可以直观的看到上辊受到载荷之后的变形情况，对变形过大的地方，在不改变上辊基本情况的前提下，通过微调上辊形状补偿挠度，达到合格板材，节约生产成本，优化结构设计；三、由于只考虑到了辊身变形对板材成型的影响，没有考虑机器架体变形，下一章将对床身模拟分析，进一步研究卷板机在卷制板材时，床身机架的受力变形对板材成型的影响。

5 三辊卷板机床身结构的优化设计

5.1 床身结构静力学分析

5.1.1 建立床身 ANSYS 有限元力学模型

基于 W11XNC-280/360x3200 对称三辊卷板机（图 5.1 为示意图），运用 SolidWorks 建立床身部分三维模型。

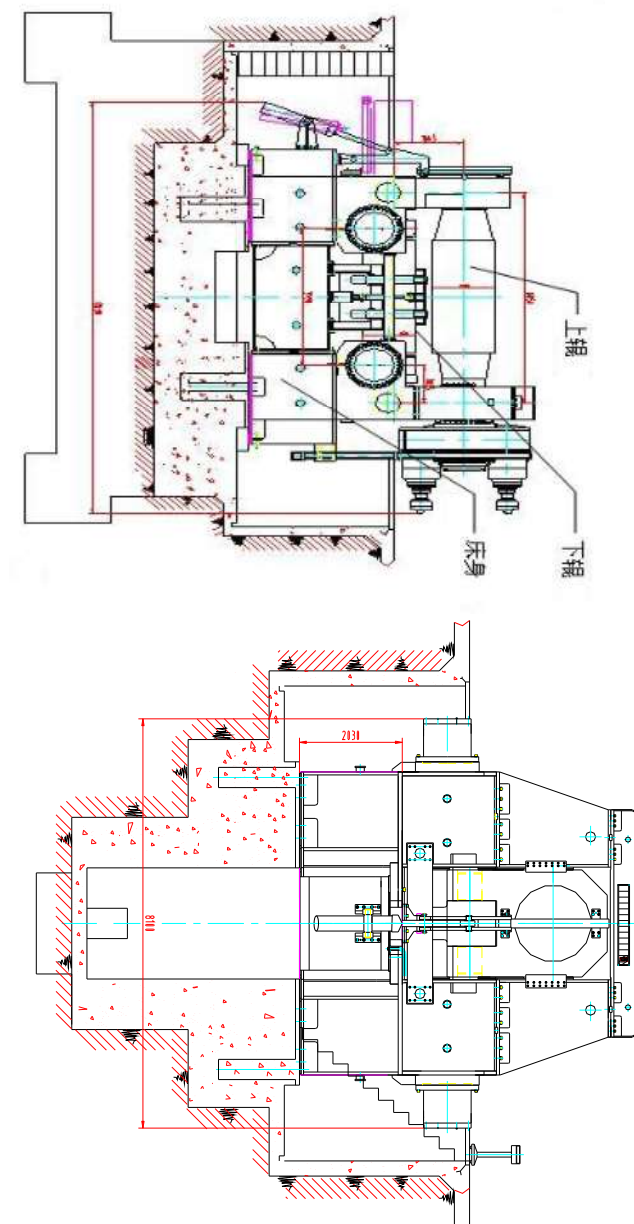


图 5.1 卷板机示意图

5.1.2 运用 SolidWorks 建立三维模型

对称三卷板机的主要承重机构床身部分，是用大量各种形状的钢板（上底板、下底板、筋板、窗孔、肋板等）焊接而成。如果按照实际床身完美构建模型的话，有限元分析计算的工作量是相当繁重的。为了减少计算时间，必须把不影响床身刚度的吊装小孔、螺栓孔、螺钉孔、工艺性凸台和倒角等细微结构省略了。但整个简化过程中要对分析对象的机构改变不能影响受力的分布，还要在往后的有限元计算中节省时间，同时要确保其力学性能不改变。运用 SolidWorks 软件构建卷板机的三维实体模型（图 5.2），保存为 Parasolid 格式文件。然后将构建好的模型文件导入到 ANSYS 中进行力学分析。

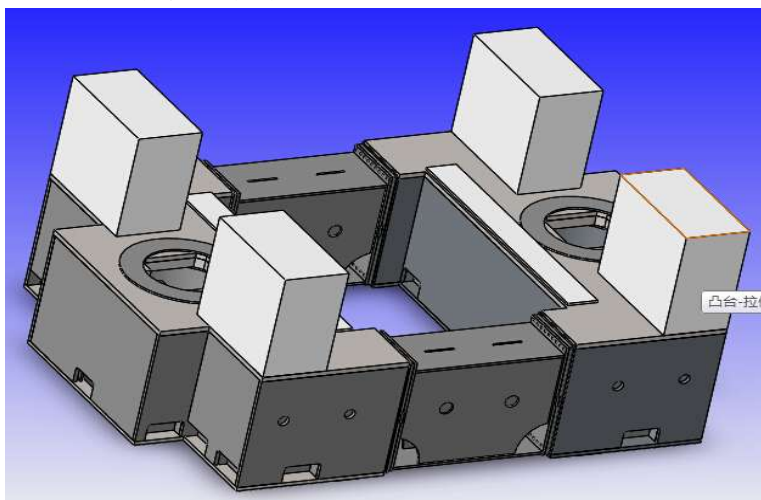


图 5.2 模型

图 5.3 为床身剖视图，整个床身由 Q235A 材质钢板组成，中间都为加强筋板。

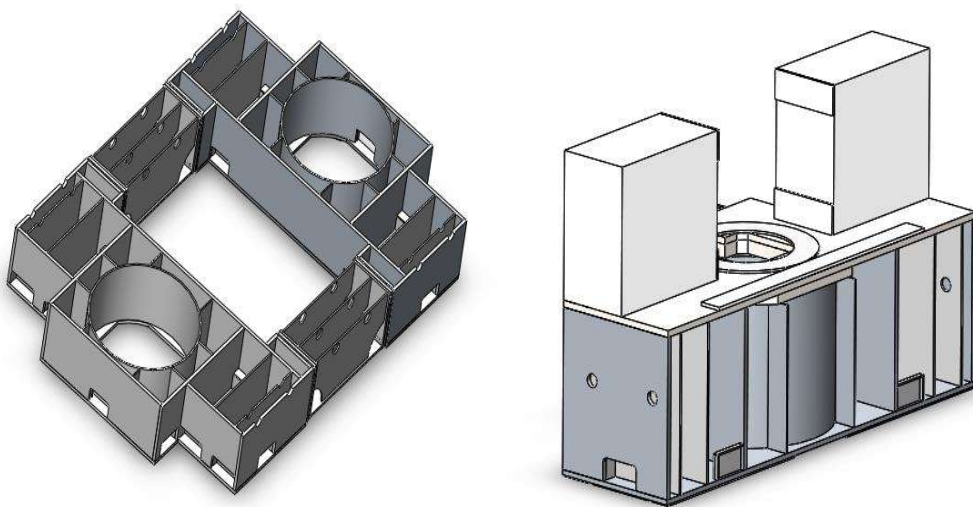


图 5.3 床身部分的剖视效果图

5.1.3 材料参数选择

在有限元分析中，选取真实的材料参提高有限元分析的准确性。整个床身都与由 Q235A 板组焊而成，其 Q235A 板材的性能参数为如下表 5. 1。

表 5.1 Q235A 板材参数表

项目	型号	屈服极限/Mpa	泊松比	密度/Kg/ m ³	弹性模量
床身	Q235A	235	0.3	7.85e3	1.987e5

5.1.4 定义网格划分

在将要进行静力学分析中，要使计算结果接近实际真实的结果，选择合理的模型构建，选择合理细致的划分网格是十分重要的。越小的网格划分虽然能提高结果精度，但是相对的所用计算时间也会相当的长。由于床身结构形状是不规则度的，以及分析时间需要合理分配，本章采用 SOLID185 单元类型，选用有限元软件中的“Smart Size”五级细分划分网格。在 ANSYS 中床身网格划分示意图如图 5. 4。

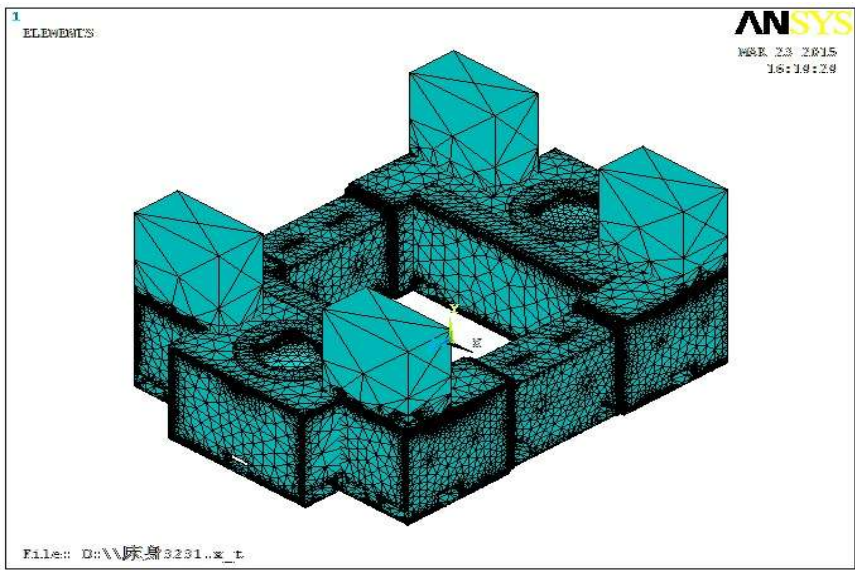


图 5. 4 卷板机整个床身的有限元网格划分示意图

5.1.5 定义约束条件

施加正确的约束是有限元分析计算合理与否的先决条件，所以合理的施加约束要注意以下几点：

- (1) 保证刚度矩；

(2) 约束考虑充分；

(3) 依据实际情况来设定边界条件^[66]。

床身是用了 40 个 M64x1600 的地脚螺栓，来将工作台的底板与水泥地面（提前挖好）固定连接的，所以将底板用来固定地脚螺栓的贴板面视为全约束。图 5.5。

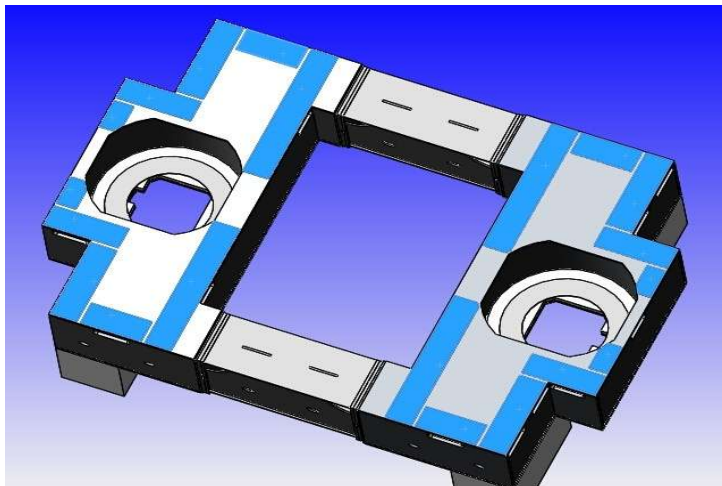


图 5.5 约束部分（蓝色）

5.1.6 定义载荷条件

本章节以 W11XNC-280/360x3200 对称三辊卷板机的床身作为研究对象。具体的产品参数如表格 5.2。

表格 5.2 产品参数

项目	单位	数据
最大板材卷板厚度	mm	280/360
最大预弯板材卷板厚度	mm	250/320
最大卷板宽度	mm	3200
最大规格时最小卷筒直径	mm	Φ3000
板材屈服极限	MPa	245/175
上辊直径	mm	Φ1460
下辊直径	mm	Φ1200
下辊中心距	mm	1500-2500
满载剩余直边长度	mm	≤2.5 倍板厚
卷板速度	m/min	约 2.6
下辊旋转速度	m/min	约 3.4
上下辊最大净空距	mm	420
下辊水平移动行程	mm	800
上辊升降速度	mm/min	快约 270，慢约 100
液压系统电机功率	KW	90x5+30x2+75
液压系统最高工作压力	MPa	25.5
外形尺寸（长 X 宽 X 高）	mm	11830x8100x6650
上辊下压力	T	6500

由第三章得出 W11XNC-280/360x3200 对称三辊卷板机卷制最大板材时所受的理论上下辊力和扭矩，表 5.3。

表 5.3 理论受力（单位参照表 5.2）

最大卷板宽度	3200	预弯板厚	250	截面形状系数	1.5
卷板厚度	280	上辊直径	Φ1460	材料相对强化系数	11.6
最小卷筒直径	3000	下辊直径	Φ1200	滚动摩擦系数	0.8
两下辊中心距	2000	卷板速度	2.6	滑动摩擦系数	0.004
板材屈服极限	24.5	电机效率	0.9	辊子弹性模量	21000
上辊受力	6190570.12		预弯上辊受力	5230405.51	
下辊受力	3410984.26		预弯下辊受力	2902667	
扭矩	909765228.63		扭矩	783988093.1	
上辊刚度	5.28		上辊刚度	4.46	
下辊刚度	1.46		下辊刚度	1.25	
驱动功率	412.23				

由第三章得出，理论计算与有限元分析有 6%的误差，理论计算的受力可以用于有限元分析。

(1) 通过第二章对卷板过程的理论计算油缸对床身施加的压力，得到床身承受两油缸垂直向上的最大作用力，上辊受力 6190570N，下辊受力 3410984N。

(2)当卷板时，左右底座还有各自的扭转力，扭矩为 909765228N。

5.1.7 进行 ANSYS 有限元计算结果分析

求解后，我们得到了床身的位移和应力云图（5.6）。

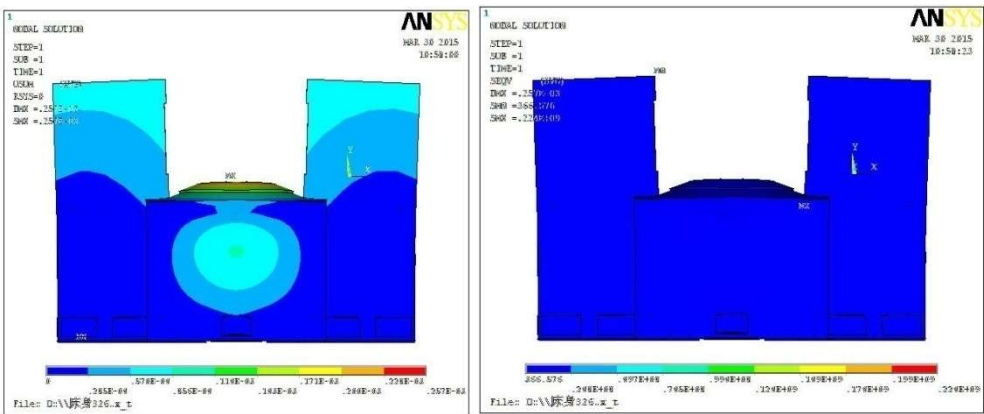


图 5.6 床身的位移和应力云图

从上图中，我们可以看出床身在卷板过程中受力变形情况，此为效果图，变形量突出显示，在实际生产情况中，床身的变形量是肉眼观察不到。Y 轴的变形量为 0.257，最大的应力值 Mpa204，在设计所允许的安全范围内。

5.2 床身结构改进设计

通过分析床身结构，对床身提出以下的结构优化改进的方案^[49]。在保证原有结构不变的基础上改变床身上钢板厚度。具体模型改变床身步骤如下：

(1)一次 5mm 来减少上底板的板厚。

表 5.4 上底板改进方案

钢板名称	原始状态	1 号方案	2 号方案	3 号方案
上底的板厚 mm	90	85	80	75
Y 轴的变形量 mm	0.257	0.260	0.264	0.270
最大的应力值 Mpa	204	207	211	215

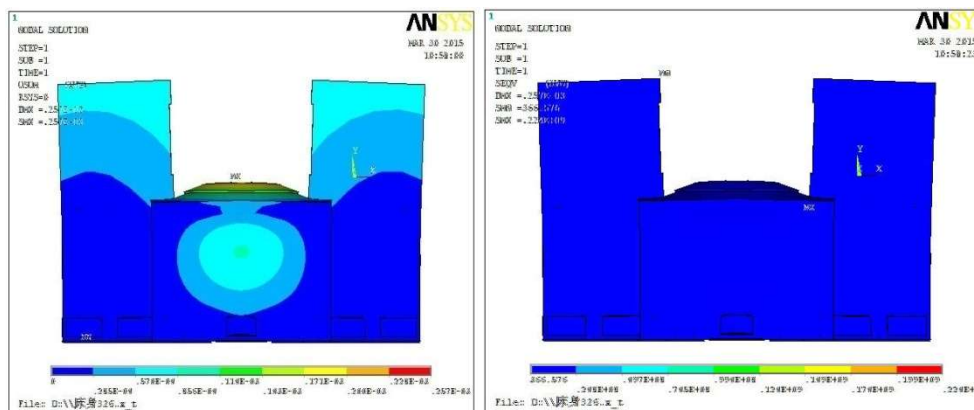


图 5.7 3 号方案床身的位移和应力云图

结论：上底板的厚度减受了 4 次，由原来的 90mm 一次 5mm 减至 75mm，重量减少 1.51 吨。床身基本没有变化，应力值有所提高，但还在安全范围内。

(2)床身一次 5mm 来减少侧板厚度。

表 5.5 侧板改进方案

钢板名称	原始状态	1 号方案	2 号方案	3 号方案
侧的板厚 mm	70	65	60	55
Y 轴的变形量 mm	0.270	0.271	0.275	0.277
最大的应力值 Mpa	215	217	221	225

结论：从上表和下图得出，侧板厚度一次 5mm 的递减并没有对床身的应力分布构成影响，床身的变形量有一定的提高，床身整体的应力分布依然均匀，与改进前相比没有多少改变。侧板厚度由 70mm 减至 55mm，减轻 2.21 吨。

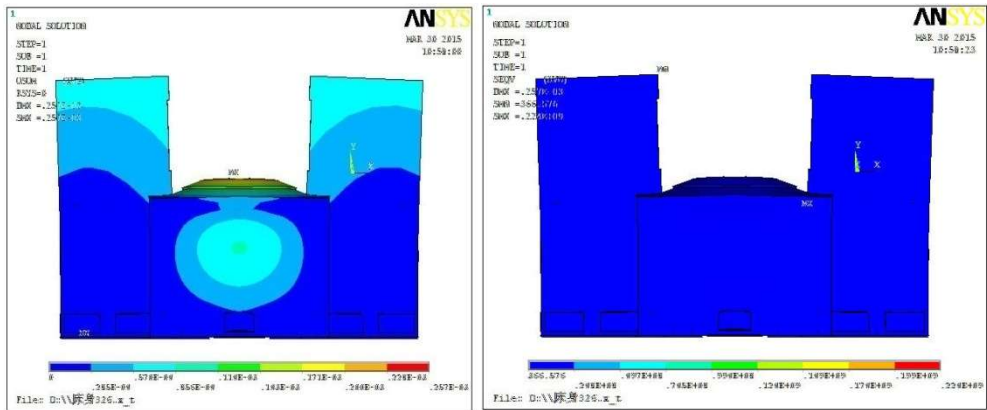


图 5.8 3 号方案床身的位移和应力云图

(3) 床身一次 5mm 来减薄筋板的厚度。

表 5.6 筋板改进方案

钢板名称	原始状态	1 号方案	2 号方案	3 号方案
筋的板厚 mm	70	65	60	55
Y 轴的变形量 mm	0.277	0.280	0.281	0.283
最大的应力值 Mpa	225	227	231	233

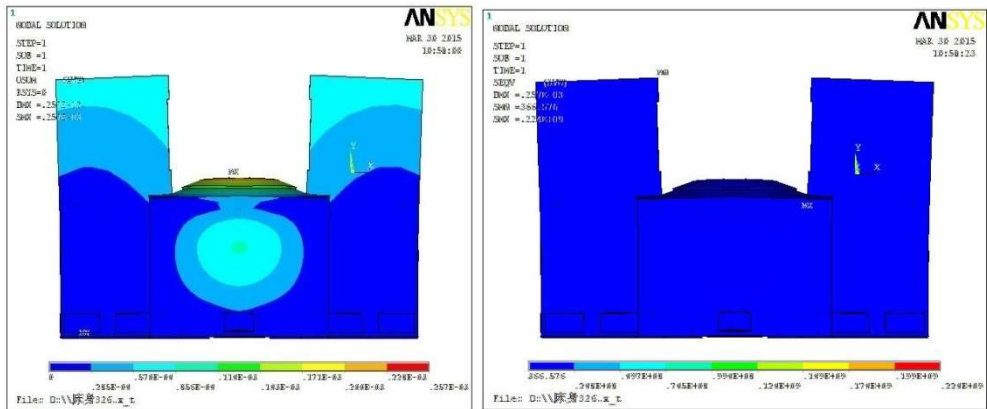


图 5.9 3 号方案床身的位移和应力云图

结论：筋板厚度减少 15mm，重量 1.16 吨。从上表和上图看出筋板厚度的改变使床身的变形量提高 1.1%，其最大的应力值提高 1.4%，对于床身的变形量和应力分布相比没有较大的影响。

5.3 床身结构优化后的设计和计算

经过底板，侧板，筋板钢板的减薄，床身重量减轻，最大位移变形量和最大应力依然在安全范围内。验证减重后床身结构的性能，对减重后床身再进行静力学分析计算如图 5.10 所示。其板材减重、应力与应变趋势图如图 5.11 所示。

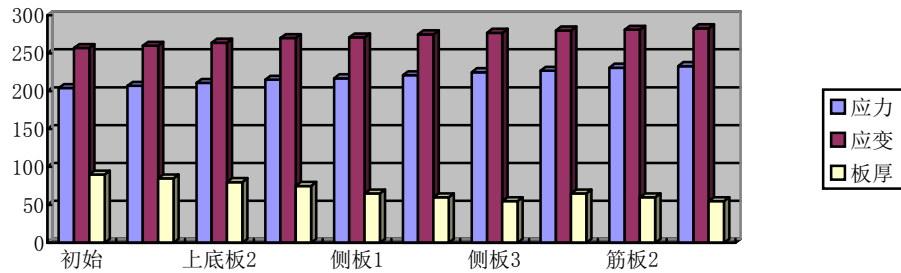


图 5.10 板材厚度、应力与应变趋势图

综合考虑各位置钢板厚度对床身的影响，选择最后的减重模型合适的方进行有限元分析，得到最大位移量和最大应力。减重后的床身的变形量和最大应力都有所增大，但板材 Q235A 的屈服强度为 235，减重后 ANSYS 有限元分析云图显示最大的应力为 233 MPa，低于 235 MPa 的标准，保持在允许的范围内。说明此方法是可行的。整机重 58 吨，减重 4.88 吨，减重比 8.4%，充分考虑安全性，可以把 Q235A 板换为 Q345 板来增加强度。价格比如图 5.12 所示。

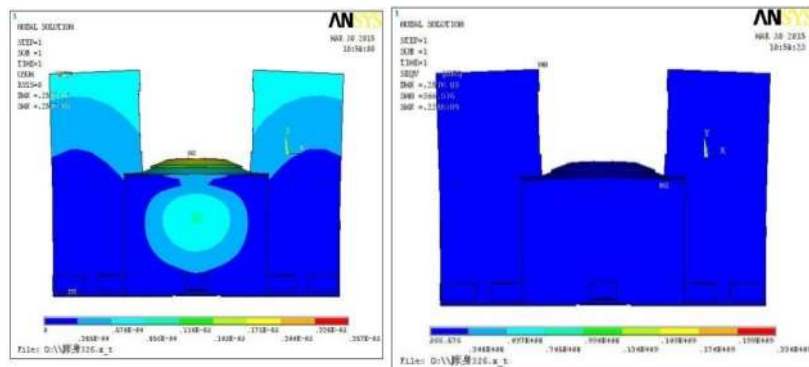


图 5.11 优化后床身的位移和应力云图

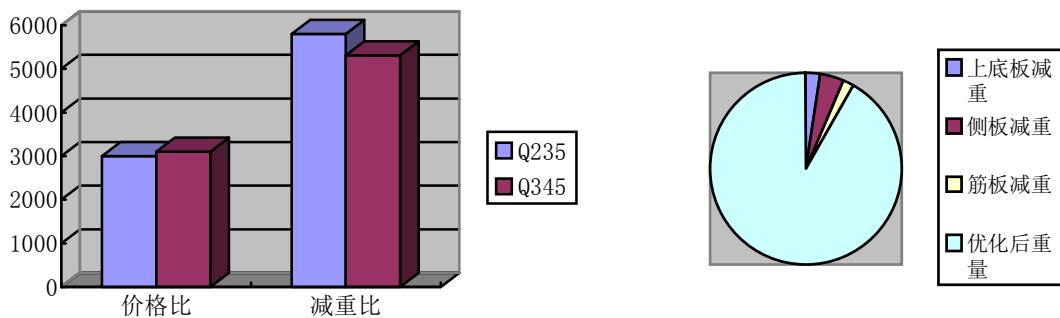


图 5.12 Q235/Q345 价格比与总减重比示意图

5.4 本章小结

本章针对水平下调三辊卷板机床身结构进行了以减重为目的的结构优化：

(1)对初始状态的床身模型进行静力学分析，分析得到床身模型的最大位移变形量、最大应力值分布，为后续优化提供支持。

(2)依据对初始状态床身模型的静力学分析，对床身结构中得上底板、侧板和筋板减重，并分别对减重后的模型进行 ANSYS 分析。分析应力分布和结构板的变形量，在满足安全的前提下，为床身结构减重。

(3) 用 ANSYS 对最终减重后的床身模型再进行分析，得到床身的最大变形量和最大应力值分布均有一定的改变，但依然在安全范围，减重并没有影响床身结构的力学性能，可以应用于生产设计。

6 总结与展望

6.1 总结

本论文的研究对象为对称三辊卷板机，主要针对卷板机床身减重和上辊的挠度补偿分析，以及如何运用到实践生产为目的进行研究，使用了 ANSYS、AutoCAD Mechanical、SolidWorks 等软件。

本论文主要工作有以下几点：

1)首先对卷板机卷板整个工作过程进行理论分析，排除可以忽略的影响因素，计算得到卷制板材时上下工作辊与板材之间的作用力，推算出上辊和床身的受力分布；根据我们选的对称三辊卷板机，定义模型，研究不同的卷制半径和上辊下压量的关系，为卷制板材的后续仿真实验提供理论支持，同时对第四章，第五章上辊优化和床身减重提供依据。

2)对卷板机卷板过程建模，再用 ANSYS/LS-DYNA 动力显示算法进行有限元动力学仿真。模拟不同的卷制半径和上辊下压量的关系；分析板材一次成形过程中的上下辊受力情况，将理论计算值与仿真分析值进行比较，找到产生误差的因素；再模拟计算上下辊对床身的受力情况，为第五章卷板机床身结构的后续仿真实验提供了数据支持。

3)通过第二、三章节，证明了理论计算值可用于软件模拟分析，误差在允许的范围内。在板料卷制成型时，为了保证板料的成形质量，使成形筒型的圆度和母线的直线度达到标准，我们必须保证上辊有足够的刚度。通过理论公式计算上辊受力，再用 AutoCAD Mechanical 软件模拟，模拟卷板机上辊所受的均布载荷，用 Mechanical 软件进行逆推求解，来补偿上辊挠度，保证板材成型质量。

4)用 SolidWorks 软件对对称三辊卷板的床身部分构建三维模型，再运用 ANSYS 软件对床身结构进行静力学分析，为床身结构重量减轻提供方案；根据分析结果，对床身上底板、侧板、筋板位置厚度逐步减少，分别进行有限元分析，最终达到减轻重量的目的。对减重后的床身模型结构再用 ANSYS 进行分析，得到床身的最大应力值有一定的增加，最大变形量也有提高，但仍然保证结构的稳定性和安全性，床身最终减重 8.4%，减重后考虑增加强度可选换 Q345 板。通过减少钢板使用量来降低成本，为此对称卷板机的结构设计提供优化方案。

6.2 展望

由于计算机硬件的限制和时间关系，本文对对称三辊卷板机床身和上辊的有限元分析有多处简化，依然还有很多可以深入的地方：

1)本文选取三辊卷板的上辊和床身结构的有限元模型和理论模型忽略了一些影响因素，还不完善。

2)在 ANSYS/LS-DYNA 动力学仿真分析中，忽略了很多因素：略卷板速度、两下辊中心距、上下辊直径，板材厚度等，只考虑上辊下压量对卷制半径的影响。

3)床身结构减重优化，由于床身结构的受力分析中没有考虑自重，摩擦生热，磨损等，只能对实际设计生产提供有限参考。

参考文献

- [1]邢伟荣.卷板机的现状与发展[J].锻压装备与制造技术,2010.
- [2]高炳天.辊卷圆机的改进.兰州工业高等专科学校学报,2003,10(2):43 — 45
- [3]陈素玲,王泽忠.特大型水平下调式卷板机结构与力学分析[J].锻压技术,2011.
- [4]胡亚民,刑伟荣等.中国金属成形行业的现状与发展(2008)弯曲成型技术[A].中国锻压协会.
- [5]曹登攀.基于机器视觉的数控系统关键技术研究[D]江苏科技大学.
- [6]刘扬,刘巨保,罗敏等.有限元分析及应用[M].北京:中国电力出版社,2008.
- [7]俞新陆,何德誉等.锻压手册(第三版)第三卷锻压车间设备[M].北京:机械工业出版社,2008.
- [8]杨树平.四辊卷板机的数控实现[J].沈阳化工学院学报,2005.
- [9]邢伟荣等,水平下调式结构在大型卷板机上的应用[J].锻压装备与制造技术,2006.
- [10]陈毓勋.板材与型材弯曲回弹控制原理与方法.国防工业出版社[M].1980
- [11]张洪信,赵清海.ANSYS 有限元分析[M].北京二机械工业出版社,2008.
- [12]苏猛,张维斌.卷板机三辊力学状态分析[J].煤炭技术,2008.
- [13]金国明.卷板过程中产生桶状变形的原因与对应措施.金属成形工业[J]1999,17(2):28-30
- [14]杜鹏,张德华,潘晓光.三辊对称卷板机参数的计算模型与运动仿真[J].太原科技大学学报,2006,27(1).
- [15]张礼华,卢道华,董梅.水平下调式卷板机加工过程的仿真系统分析与设计[J].中国制造业信息化,2006,35(2).
- [16]高耀东,何雪.卷板机卷板过程的动态模拟研究[J].中国重型装备,2010,6(2).
- [17]王国栋.三轴不对称卷板的数学模型[J].重型机械,2007,(2).
- [18]李沙妮.大型水平下调式三辊卷板机液压系统设计与性能研究[D].太原科技大学硕士论文,2014,5
- [19]尹纪强.数控立式车床立柱的有限元分析及优化设计[D].兰州理工大学硕士论文,2010,5
- [20]Huang Xiuchang,Jiang Aihua. Design and optimization of Periodic structure mechanical filter in suppression of foundation resonances[J].Journal of Sound and Vibration.
- [21]Xie Y M, Yang X Y, Liang Q Q. Topology Optimization of structures
- [22]Yan yu,Wan Min,Wang Haibo. Design and Optimization of Press Bend Forming Path for Producing Aircraft Integral Panels with Compound Curvatures[J].Journal of Aeronautics,2010.
- [23]Zhou.Zhige,Wang.Jingang. Analysis of Abnormal Cracking For the Light Truck's

- Frame[J].Automotive Engineering,2004.
- [24]Marcal P.V& King. Elastic-plastic Analysis of Two-Dimensional Systems by the finite Element Method.[J].1967.9
- [25]S.Kashyap,W.R.Devries.Finite element analysis and optimization in fixture design[J].Structural and Multidisciplinary Optimization,2011.
- [26]Alexandrov N,Dennis J.E,Lewis RM, Torczon Virginia. A trust region framework for managing the use of approximation models in optimization [J].Structural Optimization,2006.
- [27]Miehelena N, Papalambros PY.A hypergraph framework to optimal model-based decomposition of design problems[J]. Computational Optimization and Applieations,2007.
- [28]Papalambros PY.The optimization paradigm in engineering design: Promises and challenges[J].Computer-Aided Design,2002.
- [29]You-Min Huang & Yuung-Hwa Lu. Akitake Makinouchi,Elasto-plastic finite-element analysis of V-shape sheet bending,Joumal of Materials Processing Technology[J].1992.35:29-150
- [30]Ming yang,Susuma. watambe T.Model-based control for three-roll bending process of channel bar[J]. Transactions of the ASME, 1990, 112: 346—351.
- [31]Hanssen A G , Hopperstad O S, Langset h M . Bending of square aluminium extrusion with aluminium foam filler [J].ACT A Mechanica , 2000, 112: 13-31.
- [32]胡孟君.三辊卷板机机架结构优化分析[J].重型机械科技,2007
- [33]张立力,齐恬.数值模拟参数和工艺参数对板材成形回弹影响的研究.锻压技术[J],2006,27(6):18-21.
- [34]黄重国,任学平.金属塑性成形力学原理[M].北京:冶金工业出版社,2008.
- [35]胡世光.板料冷压成形的工艺分析[M].北京:北京航空航天大学出版社,2004.
- [36]任育红.水平下调式三辊卷板工艺及设备研究[D].天津大学机械工程学院硕士文,2006,6.
- [37]武科塔.保贾诺维茨(美).金属板料成形及其模具设计实例[M].北京:化学工业出版社,2006.
- [38]衡猛,周建忠.板料成形中有限元模拟技术的应用.电加工与模具[J],2004(2):49-51
- [39]张正修.冲压技术实用数据速查手册[M].北京:机械工业出版社,2008.
- [40]张展.机械设计通用手册[M].北京:机械工业出版社,2008.
- [41]胡志清,李明哲,刘家安.三维曲面卷板柔性辊设计与成形工艺分析[J].农业机械学报,2010.
- [42]王佳,卢道华,刘华生.水平下调式三辊卷板机开放式数控系统的开发[J].华东船舶工业学院学报,2005.
- [43]王佳, W11XCNC 数控卷板柔性制造单元(RFMC)的研究与开发[D]江苏科技大学.2005

- [44]王艳辉等.精密机床床身结构参数的优化设计[J].机械设计与研究,2006,6
- [45]金国明.防治卷板时产生桶形零件的方法.压力加工[J],1999,(3):20-20
- [46]机械设计手册第四版第1卷, ISBN 7-5025-3519-5/TH.95 :1-141
- [47]李强,高耀东,尚珂,对称式三辊卷板机的受力及驱动功率计算分析[J].锻压技术 2007.32(4)67-60
- [48]王建洲.基于 AutoCAD Mechanical 的轴类零件设计[J].新技术新工艺.2011.18/TH122: 2-3
- [49]田芳.超大型数控船用卷板机机身结构的有限元分析与优化设计[D]南京理工大学.硕士论文 2012.3
- [50]邓援超,赖晓桦,王为.三辊滚弯机的成型半径与位移量的分析计算[J].湖北工业大学学报,2007.
- [51]倪晓宇,易红,汤文成,倪中华.机床床身结构的有限元分析与优化[s].制造技术与机床,2005,(2):48-49.
- [52]何涛,杨竞,金鑫等.ANSYS10.0/LS-DYNA 非线性有限元分析实例指导教程[M].北京:机械工业出版社,2007.
- [53]郑东强,阎祥安,王国栋,肖聚亮.三辊数控卷板成形过程有限元模拟系统研究[J].组合机床与自动化加工技术,2005.
- [54]孟苏飞.对称式三辊卷板机卷板过程的理论分析与数值模拟[D].江苏大学硕士论文,2006,12.
- [55]高耀东,何雪.卷板机卷板过程的动态模拟研究[J].中国重型装备,2010,6(2):4-7.
- [56]龚学鹏等.三维曲面柔性卷板成形技术及其数值模拟[J].北京科技大学学报,2008.
- [57]郝剑,罗震,凡乃峰,董建涛.基于 ANSYS/LS_DYNA 的对称式三辊卷板过程仿真[A].第十五次全国焊接学术会议论文集[C].青海西宁:全国焊接学会 2010.
- [58]L.Rodriguez-Tembleque,R.Abaseal.A3DFEM-BEM rolling contact formulation for Unstructured meshes[J].International Journal of solids and Structures,2010,47:330-535.
- [59]胡军峰,杨建国,方洪渊,傅卫.滚弯过程的三维动态仿真模拟[J].塑性工程学报.
- [60]陈琼.三维曲面柔性卷板成形过程的数值模拟研究[D].吉林大学硕士论文,2008,9.
- [61]陈嘉.柔性卷板成形过程中工作辊的影响研究[D].吉林大学硕士论文,2009,5.
- [62]尚晓江,苏建宇,王化锋等.ANSYS/LS-DYNA 动力分析方法与工程实例[M].中国水利水电出版社,2006.
- [63]金霞,鲁世红,孙家军,于长生.单轴柔性滚弯成形的有限元分析于开究[J].机械科学与技术,2008,27(12):1567-1571.

- [64] Akitake Makinouchi. 板材 U 形弯曲的弹塑性应力分析. 世界塑性加工最新译文集, 机械工业出版社[M]. 1991.
- [65] 刑应会, 张云鹏. 基于 ANSYS/LS-DYNA 的板料弯曲成形数值模拟[J]. 金属铸锻焊技术, 2011, (6): 76-75.
- [66] 李黎明. ANSYS 有限元分析实用教程[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005.
- [67] 赵国伟, 王元勋, 陈建桥, 李荣峰, 祝洪川. 板料成形回弹的数值模拟与影响因素. 锻压装备与制造技术[J], 2005, 40(5): 55-58
- [68] 杨建鸣, 郝洁, 郭晓妮. 基于 ANSYS/LS-DYNA 的板材多点成形中回弹的数值模拟[J] 装备制造技术, 2011, (2): 1-3.
- [69] 王春艳. 绝片机机架的有限元分析及优化设计研究[D]. 昆明理工大学硕士论文, 2005, 2.
- [70] 刘海江, 肖丽芳. 翼子板结构刚度模态分析与优化[x]. 机械设计与制造, 2009, (1): 4-6.
- [71] 杨超, 杜来林. 基于 ANSYS/LS-DYNA 的有限元动力分析应用[J]. 机电产品开发与创新, 2011, 24(1): 121-123.
- [72] 杜鹏, 张德华, 潘晓光. 三辊对称卷板机参数的计算模型与运动仿真[J]. 太原科技大学学报, 2006.
- [73] 司德平. 外摩擦研究简史 [x]. 物理教学, 2012, (11).

附录 攻读学位期间发表学术论文目录

- [1] 甄诚,郭瑞峰,郭永平.对称三辊卷板机上辊挠度补偿计算与受力分析.机械研究与应用[J].2015(1):52-54

致 谢

时间匆匆如白驹过隙，三载研究生的学习时光，挥别在这个暮春。如果说本科用四年的时间学会了学习，那么读研这三年让我懂得了正确的治学态度与为人作风。在这硕士生涯即将结束之际，谨对多年来给予我关心与支持的良好师友和亲人们致以最诚挚的谢意。

很荣幸能有此机会表达我对导师——郭瑞峰教授的最真诚的感激之情，感谢他这三年给予我的无微不至的关怀与帮助。“师者，所以传道授业解惑也”，通过这几年的学习，他严谨的治学作风、渊博的学识、温文尔雅的性格、诲人不倦的教学态度、正直高尚的师德这些宝贵的品德让我受益匪浅，终身受用，从他身上我不仅学会了怎样做学问，更学会了怎样做人。我的每点成长与进步都包含着同老师的汗水与心血。再次由衷地真诚地向我的导师表达我最崇高的敬意与真诚的感谢！

在本课题的研究过程中，得到了同事郭永平的大力帮助，在此深表感谢。感谢我的同门黄金荣、吕应柱对我实验的帮助，各位同学，我们朝夕相处，共同学习，共同进步，感谢你们给予我的所有关心和帮助，同窗之谊，我将终生难忘！

最后需要特别感谢的是我的母亲、妻子。母亲的养育之恩不求回报，妻子的关怀依然在耳，她们一直在我求学路的背后默默地支持着我，她们对我无私的爱与照顾是我不断前进的动力，在我学业顺利完成的同时他们付出了辛勤的汗水。