

1780 立辊轧机主传动系统设计

摘要

立辊轧机曾经一度被人们所忽视，然而随着近年来轧钢技术的不断进步，各种新方法的应用，立辊轧机相对于以往有了很大的改进，它在轧钢生产中使用越来越广泛，尤其是在热轧薄板带钢生产中的破鳞、控制板坯宽度等方面更是必不可少的轧钢设备。

本次设计的主要目的是对立辊轧机的主传动系统进行了解和研究，并对主要部件进行设计和校核计算，最终设计绘制出 1780 立辊轧机主传动系统的总装配图。在查阅文献和相关资料的同时，通过到鞍山钢铁集团公司热轧带钢厂 1700 及 1780 生产线进行参观实习，使我对立辊轧机有了深入的了解和认识。

本次设计主要包括阐述立辊轧机的发展、结构、作用和主传动方案等，并重点对立辊轧机主传动系统中涉及各个零部件进行了设计计算。主要包括轧机结构参数计算、力能参数计算、主电机选择、减速机中齿轮传动设计、轧辊设计与校核、轧辊轴承寿命计算等相关内容。

关键词：立辊轧机；主传动系统；力能参数计算；零部件设计与校核

The Design of Edger Mill Main's Driving System

Abstract

The Edger mill were once ignored by many people, however, they have a very great improvement which compared to the past as the technique of rolling steel progressing incessantly and the application of kinds of new methods in recent years. They have been used more and more extensively in production of rolling steel. They are more essential rolling steel equipment especially in such aspects as breaking scale, controlling the width of the panel in hot-rolled sheet metal and belted steel production.

The main purpose of the design is to have a further understanding to the Edger mill's main driving system and to have a check and calculation to the main parts, and eventually to design the assembly drawing of the Edger mill's main driving system. While consulting a large number of documents and referring to relevant knowledge, and through visiting the 1700 and 1780 rolling steel production lines in Hot Rolling mill of An Shan's Iron and Steel Company, I have a great improvement in rising to perceptual knowledge from rational knowledge.

The design mainly includes the development, the structure and functions of the Edger mill and the scheme of the Edger mill's main driving system. At the same time I have checked and calculated all parts related to the main driving system which insists of mill structural parameters, force and energy parameters, the main motor choice, speed gear box design, Design and Verification roller, roller bearings and other related content.

Keyword: the Edger mill; the main Driving system; force and energy parameters calculated; parts design and verification

目录

1. 绪论	1
1.1 选题的背景及目的	1
1.1.1 选题背景	1
1.1.2 选题目的	1
1.2 立辊轧机的发展概况	2
1.2.1 立辊轧机的发展过程	2
1.2.2 立辊轧机的新发展	2
1.2.3 AWC 技术	3
1.3 立辊轧机的类型、用途、特点、结构组成及工作原理	3
1.3.1 立辊轧机的类型	3
1.3.2 立辊轧机的用途	4
1.3.3 立辊轧机的特点	4
1.3.4 立辊轧机的结构组成	5
2. 总体方案的确定	6
2.1 主传动系统	6
2.1.1 传动形式的选择	6
2.1.2 电机的选择	6
2.1.3 联轴器	7
2.1.4 减速器	7
2.1.5 万向接轴	7
2.2 轧辊装置	8
2.2.1 立辊	8
2.2.2 轧辊轴承	8
2.2.2 轧辊平衡装置	9
2.3 侧压系统	9
2.4 主机架	10

3. 立辊轧机相关参数的计算	11
3.1 立辊轧机结构参数的计算	11
3.2 立辊轧机力能参数的计算	11
3.2.1 平均单位应力 P_m 的计算	11
3.2.2 立辊轧机轧制力及力矩计算	13
3.3 轧机主电机的确定	14
3.3.1 初选主电机	14
3.3.2 轧机主电机力矩计算	15
3.3.3 电机过载校核	16
4. 主要零部件的校核计算	17
4.1 减速机的设计与校核计算	17
4.1.1 确定传动方案、精度等级、材料及齿数	17
4.1.2 按齿面接触强度设计	17
4.1.3 按齿根弯曲强度校核设计	19
4.1.4 齿轮几何尺寸计算	21
4.2 齿轮轴的校核计算	22
4.2.1 齿轮轴上载荷计算	22
4.2.2 按弯扭合成应力校核轴的强度	25
4.2.3 根据轴的安全系数精确校核轴	25
4.3 轴承寿命验算	29
4.3.1 轴承所受载荷计算	29
4.3.2 验算轴承寿命	32
4.4 轧辊校核计算	33
4.4.1 轧辊基本参数	33
4.4.2 轧辊校核	33
4.5 轧辊轴承寿命计算	36
4.5.1 轧辊轴当量动载荷	36
4.5.2 轧辊轴承寿命计算	37

5. 设备润滑	38
5.1 摩擦、磨损、润滑的概念	38
5.2 润滑的作用	38
5.3 润滑的类型	39
5.4 润滑油的选择原则	39
5.5 1780 立辊轧机设备润滑方法	39
6 机械设备的环保、可靠性和经济性分析	40
6.1 设备的环保性	40
6.2 设备的可靠性	40
6.2.1 设备的可靠性定义	40
6.2.2 可靠度的定义	40
6.2.3 设备平均寿命	40
6.2.4 机械设备的有效度	41
6.3 设备的经济性评价	41
6.3.1 投资回收期	41
6.3.2 盈亏平衡分析	41
6.3.3 设备合理的更新期	42
结论	43
致谢	44
参考文献	45

1 绪论

1.1 选题的背景及目的

1.1.1 选题的背景

钢铁的生产水平是衡量一个国家现代化水平的重要标志，而钢铁生产总量的 90%以上都是通过轧制成材的，因此，钢铁轧制技术的发展一直备受关注，其发展速度也在与日俱增。随着各种新技术和新工艺的不断应运而生，对轧钢设备的性能要求也在不断的提高，各种新型设备也不断涌现。

热轧板带钢的生产在钢铁轧制生产中占据了非常重要的地位。随着热轧板带钢生产技术和工艺的不断进步，其原料由原来的初轧板坯向连铸板坯转变，出现了连铸连轧的生产模式，随之而来的则是对板坯宽度侧压设备性能要求的不断提高。

初轧板坯宽度在开坯轧制过程中可由初轧机的立辊根据热轧带钢轧机需要的各种宽度规格进行宽度的控制。而在连铸板坯生产中，虽然连铸机也有连续改变宽度的装置，但却不能安全满足热轧带钢轧机对各种宽度规格的板坯用料的要求，有时甚至会降低连铸机的产量。

随着连铸板坯比例的增大，要减少板坯宽度进级，提高连铸生产能力，实现连铸板坯热装、热运等节能降耗的优势，就要求热轧与连铸相匹配，使使用连铸板坯的热轧带钢轧机具有调节板坯宽度的功能，即要有板坯宽度大侧压设备。基于上述诸多原因，热轧带钢轧机发展了立辊轧机、定宽压力机等形式的板坯宽度侧压设备。其中立辊轧机在对板坯进行宽度控制、调整宽展量、改善边部质量等方面起到了重要的作用。

1.1.2 选题的目的

近年来，立辊轧机在热轧带钢生产过程中起到了越来越大的作用，其发展也取得了很大的进步，在整个轧机系统中应用了自动宽度控制(AWC 控制)等多项先进控制技术，从而大幅度提高了立辊轧机的整体性能。

在本次立辊轧机主传动系统的设计计算中包含了机械设计专业所学的大部分专业课程内容，对以往的学习起到了一个很好的巩固和获得新知识的作用，对以后的工作也会有很大的帮助。这就是选择这个题目的目的。

1.2 立辊轧机的发展概况

1.2.1 立辊轧机的发展过程

中厚板轧机上附设立辊轧机,最早于 40 年代用在万能式中厚板轧机上,50 年代用于大型钢锭的轧边以消除锥度,60 年代开始把立辊轧机用于齐边与破鳞,70 年代连铸板坯迅速发展,而钢锭急剧减少,轧机生产能力重于成材率,曾提出过“立辊无用论”,80 年代以来,厚板轧机上附设立辊轧机开始多起来,主要用于平面板形控制,使成材率有所提高,目的是想生产出无切边钢板。

在中厚板轧机上附设立辊轧机后,轧边道次的间歇时间增加,使轧机的生产能力有所下降,一般要下降约 10%~20%,这也是“立辊无用论”提出的一个重要原因。70 年代后期,日本厚板轧机开工率已降到 60%以下,轧机生产能力也降至次要地位,而降低成本,节约资源则升至主导地位,因此,出现了成材率重于轧机生产能力的局面,立辊轧机功能又被人们重视起来,一些原先预留好立辊轧机的厚板轧机也都纷纷安装上了立辊轧机,使成材率普遍提高了 2 个百分点,取得了应有的效益。特别是 1975 年日本采用立辊轧机开创了无切边轧制厚板的生产技术,保证了用户不需要再加工,使立辊轧机的作用更加被重视起来。

1.2.2 立辊轧机的新发展

新型立辊轧机从换辊方便、快捷等方面考虑,把机架辊系的更换设计为从传动分配箱下方将辊系由机架侧面移出进行换辊。这样,使换辊操作空间不受到任何的障碍,轧机在结构上变得简单、适用。对传统立辊轧机的结构也进行了改进设计,将主电动机、减速机、传动分配箱等驱动和传动系统集中设计在位于机架辊系上方的轧机传动平台上,使传动系统变得简单、适用。取消了传统立辊轧机的侧面传动支架等,让出的位置安装侧移换辊的地脚板滑轨,使机架辊系能够由机架侧面沿着地脚板滑轨移出。

改进设计后制造出的新型立辊轧机投入热轧带钢生产线使用,生产实践表明其具有以下特点:

- (1) 轧机传动机构集中、结构紧凑、重量轻、造价低;
- (2) 轧制力适应范围大;
- (3) 换辊方便、快捷;
- (4) 操作、维护、检修方便,劳动强度低。

新型立辊轧机深受用户的欢迎。目前,已在吉林建龙钢铁有限公司、新疆八家户钢铁公司、唐山国丰钢铁有限公司、唐山轧钢厂、唐山银丰钢铁有限公司、胜芳前进钢铁总厂、宁波全兴不锈钢制品有限公司、天津钢厂、津西钢厂等厂家使用,产生了显著的经济效益。

1.2.3 AWC 技术

AWC (Automatic Width Control) 指宽度自动控制技术,在立辊轧机上的宽度自动控制功能主要由立辊实现。应用 AWC 后,能提高板坯宽度的精确性和均匀性,降低带钢切头尾、切边的损耗,提高带钢的成材率和经济效益。使用 AWC 可以有效控制板带的宽度,克服主轧后头尾收缩变形造成板带边部缺陷、水平轧制后的宽展等对板宽精度造成的影响。

1.3 立辊轧机的类型、用途、特点、结构组成及工作原理。

1.3.1 立辊轧机的类型

立辊轧机可按着轧制力、用途、传动方式、机架结构及布置位置等分成不同的型式。

1. 按轧制力分有：有重型、中型及轻型三种；

重型轧机：轧制力约为 4000 ~ 8000KN 用于厚度达 1100mm 的钢锭或 500mm 的钢坯。

中性轧机：轧制力约为 2000 ~ 4000KN 用于厚度达 700mm 的钢锭或 500mm 的钢坯。

轻型轧机：轧制力约为 1000 ~ 2000KN 用于厚度达 400mm 的钢坯。

2. 按用途分为轧边 (Edging), 齐边 (Trimming) 及破鳞 (Scale Breking) 3 种；

轧边主要用于消除钢锭的锥度,设在以钢锭为原料比例较大的中厚板轧机前面,成形阶段中首先消除其锥度,一般均采用重型立辊轧机,钢锭厚在 700mm 以下时,也可用中型立辊轧机。

齐边是中厚板轧机立辊轧机的主要功能,将平轧板边展宽量压缩回去,保持既定的板宽,并可消除凸凹形板边,形成平直角板边。若只用板坯为原料时,一般采用中型立辊轧机。

破鳞是挤压原料边部,使原料表面铁皮挤破碎后用高压水冲除,一般都采用轻型立辊轧机,现因高压水除鳞箱水压的提高,除鳞技术的完善,立辊破鳞机基本已被淘汰了。

3. 按传动方式分有：上传动和下传动；

一般近接布置采用上传动较多,与四辊式主轧机配置比较紧凑,立辊轧机电机布置也有较大的空间,下传动不占地面,

但检修麻烦。两种方式均需权衡车间平面布置的优缺点,根据设备与电机设计要求而抉择。

4. 按机架结构分有: 闭口式和开口式;

一般重、中型立辊轧机都采用闭口式,可承受轧制力比较大,但妨碍四辊式轧机操作视线。开口式用于轻型立辊轧机比较经济,但轧制力不能太大。

5. 按布置位置分: 有主机前后之分,近接与非近接之分;

6. 按辊型分有: 平辊与形辊;

形辊可将板边轧制出斜坡,使以后平辊轧制板边比较规整,但灵活性受限制,80年代也出现了平辊和形辊共用立辊,立辊可上下串动互换平辊和形辊,但立辊轧机结构比较复杂。

1.3.2 立辊轧机的用途

1. 经过轧制消除钢锭的锥度;

2. 通过侧压改善金属组织,减少轧材缺陷,提高成材率(轧制板坯侧边,可以防止轧件边部产生鼓形或裂边等缺陷);

3. 与四辊轧机相配合进行轧边,减少切边量,提高收得率;

4. 调整水平轧机压下产生的宽展量,能调节钢板或带钢的宽度规格,改善边部质量;

5. 万能轧机的立辊还起到对准轧制线的作用;

6. 与高压水除鳞装置相配合除去轧件表面生成的氧化铁皮,提高钢板质量。大立辊能起疏松板坯表面炉生氧化铁皮的作用,实验表明:当大立辊的侧压下量在 50mm 左右时,可使距板坯边缘 300mm 处的氧化铁皮疏松,接着用高压水冲去,可得到较好的除磷效果。

1.3.3 立辊轧机的特点

独立的立辊轧机直接固定在地基上,万能轧机的立辊机座有的和水平的机座相连接,有的附设在水平辊机座侧。立辊轧制线与水平辊一致,同一机座的两立辊可相对于轧制线做对中调整,由侧压装置保证所需的开口度。

在现代热带钢连轧机上，每一板坯只在破鳞机上轧一道。由于不与粗轧机形成连轧，因此立辊轧机主电动机一般采用同步交流电动机。而在某些半连续式轧机和钢板轧机上，大立辊轧机除了轧制窄坯的侧面取得破鳞效果外，根据轧制工艺要求，将窄坯横轧以得到宽展钢板。为了保证轧件宽展后的宽度均匀，需要用立辊进行侧边轧制，有时还同粗轧机形成连轧，因此这类立辊轧机往往采用直流电动机。

1.3.4 立辊轧机的结构组成

立辊轧机通常由电机、主传动装置、万向接轴、立辊、滑架、机械侧压装置、侧压缸、机架牌坊、导板、平台等部分组成。

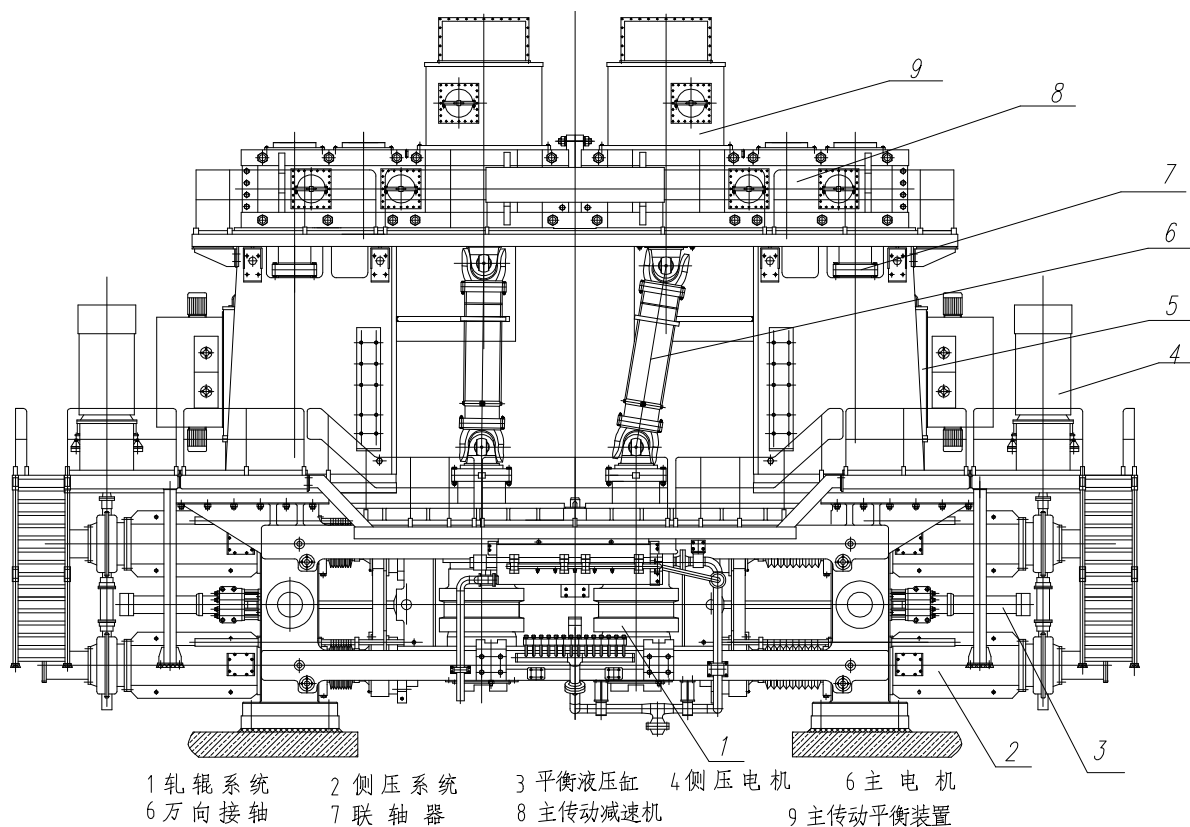


图 1.1 立辊轧机正视图

也可按下述列表分类：

- 1) 主传动装置：由主电机、主减速器、接轴和立辊等组成；
- 2) 侧压装置：由侧压电机、减速器、接轴和侧压螺丝、侧压螺母等组成；
- 3) 立辊箱：由箱体、立辊、轴承和轴承座等组成。在调整立辊开口度时，可作往复移动；

4) 机架：用来装设立辊箱、侧压装置和机架辊道，并直接承受轧制力。

2 总体方案的确定

2.1 主传动系统

主传动装置主要由主电机,主减速器和联轴器等组成。

2.1.1 传动形式的选择

按传动形式,立辊轧机可分为下传动和上传动两种。

下传动的立辊轧机,其传动装置放在立辊的下面,通过圆锥齿轮或再经圆柱齿轮传动立辊。这种立辊轧机的结构特点是:机构简单,换辊方便,特别适用于半连续式轧机。其主要缺点是:两个独立的立辊箱采用一根长方轴传动,当立辊箱延长方轴滑动时,无法避免氧化铁皮、水和油污等进入圆锥齿轮箱内,加剧了齿轮、方轴及轴承处的磨损;由于左右立辊箱存在着同轴度误差,当采用一根长方轴传动立辊时,立辊箱不稳定,加之采用单丝杠侧压机构和悬臂单液压缸平衡,滑道承受较大的倾翻力矩,加剧了滑道的不均匀磨损,使左右立辊箱移动困难,经常被卡住;主传动装置放置在立辊的下面,不但要有较深的基础,而且造成维修困难。

上传动式立辊轧机的主传动装置放在立辊的上面,其传动装置的齿轮箱有固定式和滑动式两种。固定式齿轮箱采用万向接轴传动立辊,滑动式齿轮箱采用滑键在主传动轴上移动。

上传动式与下传动式结构相比有如下优点:1.基本上消除了氧化铁皮,水和油污对立辊传动装置的影响,大大减少了故障频率,并且还给维修带来了很大的方便;2.采用固定式齿轮箱,使侧压装置的移动方便可靠;3.立辊箱没有齿轮传动装置,大大减轻移动部分重量,减少了滑道的磨损,降低了侧压传动所需的功率。

由于以上优点,现代热连轧的立辊轧机,大都采用上传动的结构形式。本次立辊轧机主传动系统的设计亦采用这种传动形式。

2.1.2 电机的选择

电机的选择通常根据电源种类(直流或交流)、工作条件(环境、温度、空间位置等)及负荷性质、大小、起动特性和过载情况等因素来进行的。

主传动电机分为立式和卧式两种。对于那些需要大侧压量、大轧制力及大轧制力矩的立辊轧机来讲,主传动电机多采用卧式传动结构。将主电机摆放在轧机一侧的水泥平台上,通过齿轮接轴与主传动箱相连,从而带动轧辊工作。

而对于那些主传动功率和轧制力矩都较小的轧机，则可采用立式电机传动结构。两台立式电机左右对称布置，分别传动左右两侧的传动齿轮，通过主减速箱带动轧辊工作。

根据电源种类，主传动电机又可分为交流电机和直流电机两种。

直流电机启动力矩大，起动平稳，操作方便，电器特性好，在一定范围内可以实现无级变速，使用可靠。而如果采用大型交流电动机，则需要增设一套微调装置以便于换辊，而且交流电机需要变频调速，造价高。

综合考虑，1780 立辊轧机主传动电机应采用立式直流电机。

2.1.3 联轴器

联轴器是机械传动中常用的部件，它主要是用来连接轴与轴（或连接轴与其他回转零件），以传递运动与转矩。

根据联轴器对各种相对位移有无补偿能力（即能否在发生相对位移条件下保持连接的功能），联轴器分为刚性联轴器（无补偿能力）和挠性联轴器（有补偿能力）两大类。挠性联轴器又可分为无弹性元件的挠性联轴器（如十字滑块联轴器、滑块联轴器、十字轴式万向联轴器、齿式联轴器和滚子链联轴器等）和有弹性元件的挠性联轴器（如弹性套柱销联轴器、弹性柱销联轴器、梅花形弹性联轴器、轮胎式联轴器和膜片联轴器等）。

根据工作的要求，本次设计中主传动电机输出轴和主传动减速机输入轴之间的联轴器选择固定式刚性联轴器中的凸缘联轴器，因为它结构简单，工作可靠，传递扭矩大，装拆较方便，成本低，可以连接不同直径的两轴。

2.1.4 减速器

减速器作为常用的传统装置，有着非常广泛的应用。它主要用来降低转速和增大转矩以满足工作机械的需要。减速器的类型很多，有齿轮减速器、蜗杆减速器以及行星齿轮减速器等。对于给定的设计条件，可能存在多种实现方案。在满足功能要求的前提下，对各种设计方案，重点应从经济和技术指标比如体积、效率和寿命等方面进行选择。

1780 立辊轧机主减速器采用二级斜齿圆柱齿轮传动，其特点是效率及可靠性高，结构简单，工作寿命长，维护方便。

2.1.5 万向接轴

在主传动系统中，接轴是非常重要的部件，它的作用是将扭矩从齿轮机座或电动机传递给轧辊。立辊轧机中的接轴大都是采用万向接轴

。万向接轴是根据虎克铰链的原理制成的，它可以在相交的两轴间传递运动，所以在轧钢机械中得到了广泛的使用，在轧钢机中应用最多的是滑块式万向接轴和带滚动轴承的万向接轴。十字轴式万向联轴器是一种比较理想的联轴器，具有传动效率高、传递扭矩大、传动平稳、润滑条件好、噪音低(30~40dB)、使用寿命长、允许倾角大(8°~10°)、适用于高速运转等优点。

接轴上面与主传动箱输出轴上的齿轮和下面与带有肩形孔的叉头均是采用法兰盘相连，连接方式分为两种：一种采用端面齿加预紧螺栓相连接，一种采用端面键加预紧螺栓相连接来传递轧制力矩。

带滚动轴承的万向接轴由于在接轴铰链中装置滚动轴承，有较高的密封性，能可靠地用干油润滑，比滑块式万向接轴有较好的润滑条件，摩擦系数小，效率高，铰链中接触间的间隙小，工作平稳，使用寿命长，而且能保证在垂直、水平及任何一种方位上正常运转。因此，本次设计中采用带有滚动轴承的十字轴式万向接轴。

2.2 轧辊装置

2.2.1 立辊

典型的立辊结构有三种：悬臂式、上传动的双支点式和下传动的双支点式。考虑立辊的传动形式，本次设计采用上传动双支点式立辊。

因为要对钢板进行宽度方向轧制，不同于水平辊对板形、厚度要求那样精确，而且道次压下量一般在 50mm 左右，压下率较低，所以对轧辊的强度与刚度要求也较低。轧辊一般选用锻钢辊进行调质处理。1780 立辊轧机由于要进行大侧压量的轧制，所以采用槽形轧辊，它可以保证侧压时的稳定，并借助槽的侧面将大侧压时在板坯两侧所产生的狗骨形凸起挤向板坯中间，以减小在随后的水平辊轧制中所产生的宽展，提高立辊轧机的侧压效率。

立辊轧机的轧辊都采用简支梁结构，轧辊轴承采用双列圆锥滚子轴承。轧辊、轴承及轴承座组装后成套装入滑架中，随滑架移动。

2.2.2 轧辊轴承

轧辊轴承是立辊轧机中非常重要的部件，和一般用途的轴承相比，轧辊轴承工作负荷大、运转速度差别大、工作环境恶劣。在热带钢连轧机上采用的轴承，主要有滚动轴承和液体摩擦轴承。滚动轴承摩擦系数小、工作可靠、安装拆卸方便，广泛应用于四辊轧机的工作辊上，亦有助于二辊粗轧机上和四辊轧机支撑辊上。

1780立辊轧机轧辊轴承在工作中既承受径向载荷又承受轴向载荷，根据受载荷特点应采用双列圆锥滚子轴承，其润滑方式采用自动干油润滑。

2.2.3 轧辊平衡装置

轧机平衡装置主要是用来消除在轧制过程中，因工作机座中有关零件间的配合间隙所造成的冲击现象，以保证轧件的轧制精度，改善咬入条件，以及防止工作辊与支撑辊之间产生打滑现象等。而对于立辊轧机来说，主传动系统中的平衡装置则主要是为了抵消万向接轴和立辊的自重，以减小轧制过程中对轧辊轴承等零件的损害。

轧钢机上常采用的平衡装置，不外乎有：弹簧式、重锤式及液压式等三种形式。

本次设计中采用的是液压式平衡装置，它采用液压缸的推力来平衡万向接轴和立辊的重量，其结构紧凑、使用方便、维修简单、易于操作，动作灵敏并且可以改变油缸压力。

2.3 侧压系统

立辊轧机的侧压装置由侧压电机、蜗轮减速器、侧压螺丝、侧压螺母和平衡缸等部件组成。侧压装置每侧都有两根侧压螺丝，两台侧压电机通过蜗轮蜗杆减速机分别带动两侧的侧压螺丝完成辊缝调整工作。

为了有效地利用电动机功率，侧压电机都采用直流电机，但具体形式分为立式和卧式两种。立式电机通过联轴器与蜗杆相连，单侧的两台减速机中的蜗杆间也是通过联轴器联结，实现了机械同步。而卧式电机首先是通过伞齿轮减速机变向后再与蜗轮蜗杆减速机相联。这种结构大大增加了立辊轧机的长度，也同时降低了传动效率。因此本次设计中侧压电机采用立式直流电机。

电动侧压装置只用于在空载情况下预调轧辊开口度，而在轧制时电机侧压装置是不工作的。在这种结构形式中，侧压缸的缸体固定在牌坊上，侧压螺丝穿过侧压缸的活塞和装在活塞上的侧压螺母，侧压螺母上装有导向翅，使螺母和活塞相对于缸体只能作轴向移动而不能转动，而侧压螺丝与电动侧压装置的蜗轮之间是靠花键连接的。因此在活塞不动的情况下电动侧压装置可以通过转动侧压螺丝来进行轧辊开口度的预调。而在电动侧压装置不动的情况下，侧压缸活塞也可以带动侧压螺丝作轴向往复运动来改变轧辊的开口度。

平衡装置是通过放置在单侧两根侧压螺丝间的平衡液压缸，将轧辊拉靠在侧压螺丝上，以消除侧压螺丝和侧压螺母和其它承压件之间的间隙。

现代立辊轧机左右两个侧压装置之间都没有机械连接，完全采用电气同步，这省去了同步轴、离合器等一套复杂笨重的机械同步机构，

并给轧辊的对中和换辊操作带来了很大的方便。

2.4 主机架

主机架主要用来安装立辊箱,侧压装置等,并直接承受轧制压力的部件。在轧制过程中,被轧制的金属作用到轧辊上的全部轧制力,通过轧辊轴承、轴承座、侧压螺丝及螺母传给机架,因此,机架是轧机最终承受轧制力的零件,需要有足够的强度和刚度。

机架按结构分,可以分为开式与闭式两种形式。闭式机架是一个整体的框架,其强度和刚度都是很大的,主要用于轧制力较大的初轧机、板坯轧机和板带轧机等;开式机架通常是由机架本体和上盖两部分组成,机架本体与上盖之间的连接可以采用螺栓连接、立销和斜楔连接、横销和斜楔连接等连接形式。和闭式机架相比,开式机架的强度与刚度较差,主要用在横列式型钢轧机上,其主要优点是换辊方便。

机架的铸造方式分为整体和分体式两种。对于外形尺寸较小的立辊机架可以整体铸造;而外形尺寸较大、重量大的则由于铸造能力、起重能力限制,可以分体铸造,毛坯铸造出来后,再将其固定在一起整体加工。

3. 立辊轧机相关参数的计算

3.1 立辊轧机结构参数计算

轧机的原始数据:

轧制前轧件宽度 $b_0 = 1680 \text{ mm}$ 轧制速度 $v_r = 3.5 \text{ m/s}$

轧制后轧件宽度 $b_1 = 1630 \text{ mm}$ 轧制温度 $t = 1200^\circ\text{C}$

轧件厚度 $h = 230 \text{ mm}$ 轧件材料 Q235

根据文献[1, 第 37 页]可得, 由咬入角确定的最大允许压下量:

$$\Delta h_{\max} = 2R(1 - \cos \alpha) \quad (3-1)$$

$$\text{则: } R = \frac{\Delta h_{\max}}{2(1 - \cos \alpha)} \geq \frac{\Delta h}{2(1 - \cos \alpha)} \quad (3-2)$$

式中: α —轧辊咬入角, 由文献[2, 表 3-1]可得, 对于热轧带钢轧机, 最大咬入角

$$\alpha = 15^\circ \sim 20^\circ, \text{取 } \alpha = 17^\circ$$

Δh —压下量, mm; 对于立辊轧机: 宽展量 $\Delta b = b_0 - b_1 = 1680 - 1630 = 50 \text{ mm}$

R — 轧辊半径, mm。

$$\text{代入数据计算可得 } R \geq \frac{50}{2 \times (1 - \cos 17^\circ)} = 572.14 \text{ mm}$$

取轧辊半径 $R = 600 \text{ mm}$, 则轧辊直径 $D = 1200 \text{ mm}$ 。

由文献[2, 第 81 页]确定下列参数:

轧辊轴颈 $d = (0.5 \sim 0.55)D = (0.5 \sim 0.55) \times 1200 = 600 \sim 660 \text{ mm}$ 取 $d = 630 \text{ mm}$

辊颈长度 $\frac{l}{d} = 0.83 \sim 1.0$ 所以 $l = (0.83 \sim 1.0) \times 630 = 527 \sim 630 \text{ mm}$ 取 $l = 600 \text{ mm}$

辊身长度 $L = h + a = 230 + 50 = 280 \text{ mm}$

3.2 立辊轧机力能参数计算

3.2.1 平均单位应力 P_m 的计算

1) 基本数据计算

由文献[2, 第 23~24 页]确定轧件的下列基本参数:

$$\text{宽展量 } \Delta b = b_0 - b_1 = 1680 - 1630 = 50 \text{ mm} \quad (3-3)$$

$$\text{变形程度 } \varepsilon = \frac{\Delta b}{b_0} \times 100\% = \frac{50}{1680} \times 100\% = 2.976\% \quad (3-4)$$

$$\text{平均宽度 } b_m = \frac{b_0 + b_1}{2} = \frac{1680 + 1630}{2} = 1655 \text{ mm} \quad (3-5)$$

$$\text{接触弧水平投影长度 } l = \sqrt{R\Delta b} = \sqrt{600 \times 50} = 173.20 \text{ mm} \quad (3-6)$$

$$\text{咬入角 } \alpha = \arccos(1 - \frac{\Delta b}{D}) = \arccos(1 - \frac{50}{1200}) = 16.598^\circ = 16^\circ 35' 52'' \quad (3-7)$$

2) 轧件接触弧上单位压力 p_m 的计算

① 金属塑性变形阻力 σ 的确定

由 $\frac{l}{b_m} = \frac{173.205}{1025} = 0.105 < 2$, 根据文献[2, 第 27 页]可知采用粘着理论计算平均变形速

度公式为:

$$u_m = \frac{v_r}{l} \ln \frac{b_0}{b_1} = \frac{3500}{173.205} \ln \frac{1680}{1630} = 0.611 \text{ s}^{-1} \quad (3-8)$$

根据 $t = 1200^\circ\text{C}$, $u_m = 0.611 \text{ s}^{-1}$ 查文献[2, 图 2-10] Q235 钢变形阻力曲线, 可得

$$\sigma_{30} = 50 \text{ MPa}, \quad K_\xi = 0.65;$$

$$\text{所以 变形阻力 } \sigma = K_\xi \sigma_{30} = 0.65 \times 50 = 32.5 \text{ MPa} \quad (3-9)$$

② 平均单位应力 p_m 的计算

由文献[2, 第 39 页]可得平均单位应力 p_m 的一般形式为:

$$p_m = kn_\sigma = kn'_\sigma n''_\sigma n'''_\sigma \quad (3-10)$$

式中: n_σ —应力状态影响系数;

n'_σ —考虑摩擦对应力状态的影响系数;

n''_σ —考虑外区对应力状态的影响系数;

n'''_σ —考虑张力对应力状态的影响系数;

k —材料变形阻力, MPa; $k = 1.15\sigma$

$\because \frac{l}{b_m} = 0.105 < 1$ 即外区对应力状态的影响最为明显

由文献[2, 2-40]可得: $n''_{\sigma} = \left(\frac{l}{b_m}\right)^{-0.4} = 0.105^{-0.4} = 2.463$

$$n'_{\sigma} = n'''_{\sigma} = 1$$

$$\therefore p_m = kn''_{\sigma} = 1.15n''_{\sigma}\sigma = 1.15 \times 2.463 \times 32.5 = 92.055 \text{ MPa}$$

3.2.2 立辊轧机轧制力及力矩计算

1) 轧制力 P 的计算

$$P = p_m \cdot F = p_m \cdot h_0 l \quad (3-11)$$

式中: p_m —单位平均压力, MPa;

P —单个轧辊轧制力, KN;

F —接触面积, mm^2 。

代入计算得:

$$P = 92.055 \times 230 \times 173.20 \times 10^{-6} = 3667.103 \text{ KN}$$

2) 轧辊传动力矩 M_K 的计算

由文献[2, 2-120]可得, M_K 计算公式

$$M_K = M_Z + M_{f1} = P(a + \rho_1) \quad (3-12)$$

式中: M_K —驱动轧辊力矩, $\text{KN} \cdot \text{m}$;

M_Z —轧辊上的轧制力矩, $\text{KN} \cdot \text{m}$;

M_{f1} —轧辊轴承处摩擦力矩, $\text{KN} \cdot \text{m}$;

a —轧制力力臂, $a = \frac{D}{2} \sin \beta$, mm;

β —合力作用点的角度; 根据文献[2,2-139]可得, 在热轧时

$$\text{力臂系数 } \Psi = \frac{\beta}{\alpha} \approx 0.5 \text{ 所以 } \beta = 0.5\alpha = 0.5 \times 16.598^\circ = 8.299^\circ$$

ρ_1 —轧辊轴承处摩擦圆半径, $\rho_1 = \mu \frac{d}{2}$, mm;

d —轧辊轴颈处直径, $d = 630$ mm;

μ —轧辊轴承摩擦系数, 由文献[2, 第 60 页]可知,

对于滚动轴承 $\mu = 0.004$ 。

代入计算得:

$$a = \frac{1200}{2} \sin 8.299^\circ = 86.61 \text{ mm} \quad \rho_1 = 0.004 \times \frac{630}{2} = 1.26 \text{ mm}$$

$$M_K = 3667.103 \times (86.61 + 1.26) \times 10^{-3} = 322.228 \text{ KN}\cdot\text{m}$$

3.3 轧机主电动机的确定

3.3.1 初选主电机

$$\text{轧辊的转速: } n_z = \frac{60v_r}{\pi D} = \frac{60 \times 3.5 \times 10^3}{\pi \times 1200} = 55.704 \text{ r/min} \quad (3-13)$$

$$\text{轧辊处所需功率 } N_z = \frac{\pi M_K n_z}{30} = \frac{\pi \times 322.228 \times 55.704}{30} = 1879.656 \text{ KW} \quad (3-14)$$

$$\text{转换到电机上的功率 } N'_{er} = \frac{N_z}{\eta} \quad (3-15)$$

式中: η —电动机至轧辊之间的传动效率;

由文献[5, 表 4.2-9]可查得:

齿式联轴器 $\eta_{\text{联}} = 0.99$; 万向接轴 $\eta_{\text{万}} = 0.96$;

滚动轴承 $\eta_{\text{承}} = 0.98$ 圆柱斜齿轮 $\eta_{\text{齿}} = 0.98$;

$$\text{故 } \eta = \eta_{\text{联}} \eta_{\text{齿}}^2 \eta_{\text{承}}^3 \eta_{\text{万}} = 0.99 \times 0.98^2 \times 0.98^3 \times 0.96 = 0.859$$

$$\text{带入计算可得: } N'_{er} = \frac{1879.656}{0.859} = 2188.191 \text{ KW}$$

根据 $N'_{er} = 2188.191 \text{ KW}$, 取电机额定功率 $N_{er} = 3000 \text{ KW}$ 。查文献[7, 附表 5-8]有:

电机型号 ZZJD215/74-10, 该电机额定功率 $N_{er} = 2 \times 3000 \text{ KW}$ (两台电机), 额定转速

$n_{er} = 220 \text{ r/min}$ ，最大转速 $n = 400 \text{ r/min}$ 。

$$\text{则轧机总传动比} \quad i = \frac{n_{er}}{n_z} = \frac{220}{55.704} = 3.949 \quad (3-16)$$

3.3.2 轧机主电动机力矩计算

根据文献[2，2-149]和[2，2-156]可得：主电动机轴上的力矩由四部分组成，即

$$M_D = \frac{M_z + M_{f1}}{i} + M_{f2} + K_{kon} \pm M_{don} \quad (3-17)$$

$$M_{f2} = \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \frac{M_K}{i} \quad (3-18)$$

式中： M_D —主电动机力矩， $\text{KN}\cdot\text{m}$ ；

M_z —轧辊上的轧制力矩， $\text{KN}\cdot\text{m}$ ；

M_f —附加摩擦力矩， $M_f = \frac{M_{f1}}{i} + M_{f2}$ ， $\text{KN}\cdot\text{m}$ ；

M_{kon} —空转力矩，即轧机空转时，由于各转动件的重量所产生的摩擦力矩及其它阻力矩， $\text{KN}\cdot\text{m}$ ；

M_{don} —动力矩，轧辊运转速度不均匀，各部件由于有加速或减速所引起的惯性力所产生的力矩， $\text{KN}\cdot\text{m}$ ；

η —电动机至轧辊之间的传动效率；

i —电动机和轧辊之间的传动比。

代入计算得：

$$M_{f2} = \left(\frac{1}{0.859} - 1 \right) \times \frac{322.228}{3.949} = 13.394 \text{ KN}\cdot\text{m}$$

因为轧机匀速运动，所以 $M_{don} = 0$ ；

M_{kon} 约为主电动机额定功率的 5%，取 $M_{kon} = 5\%M_{er}$ 。

$$M_{er} = \frac{30N_{er}}{\pi \times n_{er}} = \frac{30 \times 3000}{\pi \times 220} = 130.218 \text{ KN}\cdot\text{m}$$

$$M_{kon} = 5\% \times 130.218 = 6.511 \text{ KN}\cdot\text{m}$$

$$\text{故 } M_{\max} = M_D = \frac{322.228}{3.949} + 13.394 + 6.511 = 101.502 \text{ KN}\cdot\text{m}$$

3.3.3 电机过载校核:

立辊轧机在稳定轧制过程中为等速轧制，即整个稳定轧制过程为等力矩轧制，故不需要进行电机发热校核，只需进行电机过载校核。

由上可得，轧机作业时，主电机轴上的最大力矩 $M_{\max} = 101.502 \text{ KN}\cdot\text{m}$ ，由文献 [2, 2-161] 可得，对于可逆电机，电机过载系数 $k = 2.5$ ，则电机工作时静力矩

$$M'_{er} = \frac{M_{\max}}{K} = \frac{101.502}{2.5} = 40.601 < M_{er} = 130.218 \quad (3-19)$$

即经过过载校核，该电机合格。

4 主要零部件的校核计算

4.1 减速机的设计与校核计算

4.1.1 确定传动方案、精度等级、材料及齿数

由(3-16)可得,主减速机总传动比 $i = 3.949$ 。

1) 采用图 4.1 所示的二级齿轮传动方案,选用圆柱斜齿轮传动;初选一级齿数比 $u_1 = 2.9$ 。

2) 材料选择。由文献[3, 表 10-1]选择小齿轮的材料为 40Cr, 调质处理, 硬度为 241~286HBS, 取其硬度为 280HBS, 大齿轮的材料为 35SiMn, 调质处理, 硬度 217~269HBS, 取其硬度为 250HBS; 二者硬度差为 30HBS。

3) 初选小齿轮齿数 $z_1=20$, 则大齿轮齿数 $z_2 = u_1 z_1 = 2.9 \times 20 = 58$;

4) 精度等级选 6 级精度(GB 10095-88);

5) 选取螺旋角, 初选螺旋角 $\beta=10^\circ$ 。

4.1.2 按齿面接触强度设计

由文献[3, 10-21]可得计算公式:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1}{\phi_d \varepsilon_\alpha} \cdot \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2} \quad (4-1)$$

1) 确定公式内的各计算数值:

(1) 初选载荷系数 $K_t = 1.4$;

(2) 计算小齿轮传递的转矩;

$$T_1 = M_D \eta_{\text{联}} \eta_{\text{承}} = 101.502 \times 0.99 \times 0.98 = 98.477 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

式中: M_D —主电动机力矩, 见(3-17);

(3) 由文献[3, 图 10-30]选取区域系数 $Z_H = 2.47$;

(4) 由文献[3, 图 10-26]查得 $\varepsilon_{\alpha 1} = 0.775$, $\varepsilon_{\alpha 2} = 0.855$,

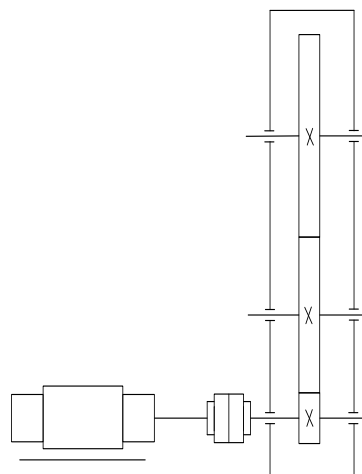


图 4.1 减速机传动简图

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要
下载或阅读全文，请访问：

<https://d.book118.com/228050020062006064>