

# 1780R<sub>2</sub>粗轧机压下系统设计

## 摘要

随着钢铁工业的不断发展,轧机作为主要的轧钢设备也在不断的更新和发展。1780 热带钢连轧机是现代热带钢连轧机的典型代表。其粗轧机采用电动压下系统。结构简单、维护方便、调整范围大、调整迅速。能满足轧制精度的要求。本文对 1780R<sub>2</sub>粗轧机压下系统进行了系统的设计计算,主要介绍了轧钢技术国内外的的发展概况和热带钢连轧机的现状及发展趋势,并且系统的分析比较了各种压下系统的优缺点。最终确定了 1780R<sub>2</sub>粗轧机压下系统的最优设计方案。在此基础上,对压下系统进行了设计计算。主要包括压下电机的容量选择、直线环面蜗杆减速器基本尺寸的设计计算、蜗杆轴的强度校核、压下螺丝和螺母的强度校核及轧机机架的强度校核。本文还简要介绍了润滑方式的选择、安装试车规程以及经济性和环保性的分析等。构成了完整的压下系统设计。

**关键字:** 热带钢连轧机; 轧钢技术; 压下系统; 强度校核



**全套图纸, 加 153893706**

# The Design of Pressure System of 1780R<sub>2</sub> Rude Rolling Mill

## Abstract

With the continuous development of the iron and steel industry, mills as the major rolling equipment are also continuously updating and developing. 1780 hot strip rolling mill is a typical of hot strip rolling mill in modern. Its rude rolling mill use of electric pressure system, it has the simple structure, the easy maintenance, large adjustment range and the rapid adjustment. It can meet the accurate requirement of 1780R<sub>2</sub> rude rolling mill in the paper, it mainly introduces the rolling technology developments at home and abroad hot strip rolling mill of the status and the development trend, and systematically analysis the advantages and disadvantages of the pressure system. Eventually determine the options of optimal of design system of 1780R<sub>2</sub> rude rolling mill. It carried on designing and calculating to the pressure system in this foundation, it including of the options of pressure motor of capacity, the calculation of linear-toroidal worm of reducer basic size, the strength checking of worm axis, the strength checking of adjusting screw and nut and the strength checking of mill housing . Also gave a brief account of the choice of mode lubrication, test order and the analysis of economic and environmental in the paper, and so on. Constituted an integrity of design of pressure system.

Keywords: hot strip rolling mill; rolling technique; pressure system; the strength checking

## 目录

1.绪 论 .....	1
1.1.轧钢技术国内外发展概况 .....	1
1.2.热带钢连轧机的现状及发展趋势 .....	2
1.3.实习厂情况介绍（主要设备、产品品种、工艺流程、工厂平面布置图） .....	3
1.4 研究内容及设计方法 .....	4
2.方案设计 .....	6
3.设计计算 .....	9
3.1 压下电机容量的选择 .....	9
3.1.1 被平衡件重量的计算 .....	9
3.1.2 转动压下螺丝静力矩的计算 .....	9
3.1.3 压下电机容量的选择 .....	12
3.2 压下装置传动机构的设计 .....	13
3.2.1 蜗杆传动的设计计算 .....	13

---

3.2.2 蜗杆轴的强度计算（第二级减速器蜗杆轴） .....	25
3.2.3 压下螺丝螺母的强度计算 .....	32
3.3 机架的强度计算 .....	35
3.3.1 机架的结构尺寸 .....	35
3.3.2 受力及其力矩 .....	36
4. 润滑方式的选择 .....	41
5. 安装试车规程 .....	42
6. 经济性与环保性分析 .....	43
6.1 经济性分析 .....	43
6.1.1 经济寿命的计算 .....	43
6.1.2 经济设备大修期确定 .....	46
6.2 环保性分析 .....	48
结束语 .....	50
致谢 .....	51
参考文献 .....	51

## 1. 绪 论

### 1.1. 轧钢技术国内外发展概况

轧钢生产是将钢锭或钢坯制成钢材的生产环节。用轧制方法生产钢材，具有生产效率高、品种多、生产过程连续性强、易于实现机械化自动化等优点。因此，它比锻造、挤压、拉拔等工艺得到更广泛的应用。目前，约有 90% 的钢都是经过轧制成材的。一些有色金属的成材，主要也是用轧制的方法。

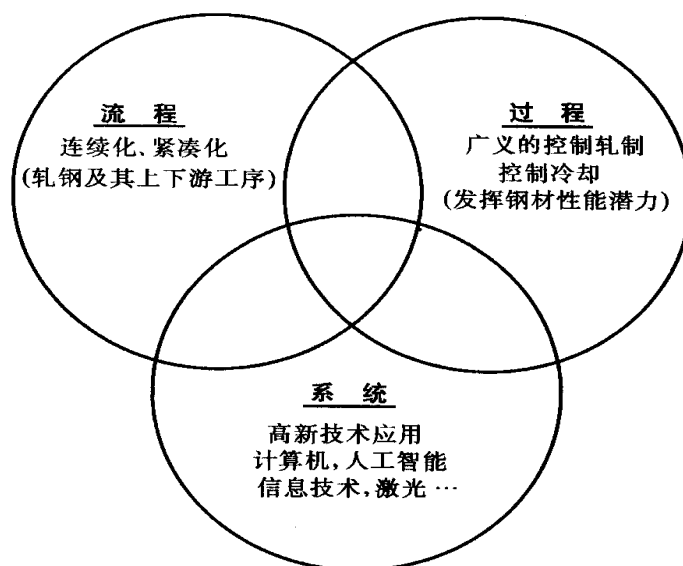


图 1.1 轧钢发展的三个方向

钢铁工业是国民经济的基础产业，是社会发展和综合国力的重要标志之一。其中板带钢是最主要的钢材产品，在国民经济各部门中使用最广泛。因为热轧板带不仅可以作为薄带和中板直接使用，而且还作为冷轧板、焊管和冷弯型钢生产的原材料，在汽车、造船、桥梁、建筑和家用电器等工业上得到了广泛的应用。热轧板带作为高技术含量的钢铁产品，其产量和所占比重反映了一个国家的钢铁工业水平。世界先进工业国家钢铁工业的板带比一般在 40%~60%，而我国尚不到 40%。

随着我国钢铁工业的发展，对钢材的要求已从数量向优质、多品种、低成本的方向转化，提高板带的生产技术水平不仅是满足国家经济建设的需要，还是适应国际市场竞争的

需要。近年来，随着轧制新工艺的不断涌现及轧制理论的日趋成熟，许多新型技术陆续地应用到了热轧机上，使钢板的生产技术和产品质量有了很大的改善。而高速计算机数值仿真技术的飞速发展，使高精度数学模型有效地指导生产和提高产品质量成为了可能。

目前我国是钢铁大国，还不是钢铁强国。热轧板带是我国钢铁产业结构调整中需要加速发展的产品种类，为了开发具有自主知识产权的热轧板带产品、工艺及装备技术，在基础理论研究和数学模型的开发与应用方面亟待加强。钢铁产业是国民经济的重要基础产业，是实现工业化的支撑产业，是技术、资金、资源、能源密集型的产业，因此努力把我国建成具有国际竞争力的钢铁强国，必须走新型钢铁工业发展的道路，依靠科技进步和自主创新，提高我国钢铁工业的技术水平，提高我国企业及其钢铁产品的市场竞争力。

## 1.2. 热带钢连轧机的现状及发展趋势

我研究的课题是 1780R<sub>2</sub> 粗轧机压下系统的设计。主要是针对热轧这一方面的，所以着重介绍一下热轧技术的发展概况：

热轧，是以板坯（主要为连铸坯）为原料，经加热后由粗轧机组及精轧机组制成带钢。从精轧最后一架轧机出来的热钢带通过层流冷却至设定温度，由卷取机卷成钢带卷，冷却后的钢带卷，根据用户的不同需求，经过不同的精整作业线（平整、矫直、横切或纵切、检验、称重、包装及标志等）加工而成为钢板、平整卷及纵切钢带产品。

自从世界上第一套板带热连轧机 1926 年诞生于美国阿姆柯钢铁公司后，热轧板带生产的发展已有 80 年的历史。1960 年美国麦克劳斯公司最先在热轧板带精轧机上采用了计算机控制技术，这是热轧板带生产适应自动化操作发展趋势划时代的进步。但是，那时的热连轧机精轧机组都是采用普通四辊轧机，其控制热轧板带板形和板凸度的方法是采用原始辊凸度、压下负荷分配和液压弯辊等方法，显然这些方法已不能满足用户对产品的板形和板凸度的质量要求。1982 年日本日立公司开发的新日铁八幡厂 1680 mm 热轧板带 HC(High Crown)轧机和 1984 年新日铁与三菱重工共同开发的新日铁 1840 mm 热轧机成对交叉辊 PC(Pair Crossed)轧机，标志着热轧板带生产从追求大型化、高速度、大卷重转向了注重于提高产品质量、资源利用率和降低生产成本。

目前用于热轧的轧机类型主要包括 CVC 轧机、VC 轧机、PC 轧机，以及从冷带轧机移植过来的 HC 轧机和 HCW 轧机等。这些轧机能够有效地控制热轧板带的板形，提高产品的质量，也有利于采用自由轧制制度，提高轧机的生产产量。为了满足板带产品机械性能的严格要求，控轧控冷也得到了快速发展与应用，称之为热机控制工艺 (Thermo-Mechanical Controlled Processing TMCP)。我国第一套板带热连轧机建于 1957 年，即鞍钢从原苏联引进的 1700 mm 热连轧机。此后 20 多年热轧板带生产一直处于低水平阶段。1978 年武钢 1700 mm 热连轧机和 20 世纪 80 年代宝钢 2050 mm 热连轧机的建成，使我国的热轧板带生产向前迈了一大步。20 世纪 90 年代，具有世界先进水平的宝钢 1580 mm、鞍钢 1780 mm、珠钢 1500 mm 以及邯钢 1900 mm 等热连轧机的建成投产，标志着我国热轧板带生产进入了一个高速发展的时期。

最近一二十年来，随着当代热轧板带生产和现代制造技术、计算机技术及信息技术的有机结合，在提高产品质量、降低生产成本和增加钢材品种等方面都有了突飞猛进的发展。目前，一些发达国家已经形成了较为成熟的 TMCP 技术，并逐渐将其作为当今热轧中厚板生产的主要工艺技术。随着物理冶金学、轧制技术及计算机技术的发展，已有可能通过计算机对热轧板带的微观组织、力学性能及工艺参数进行综合研究，建立性能与工艺参数之间的关系，使性能预测及控制成为可能，促使综合性能预报成为继厚度控制、板形控制以后的第三个研究热点。

### 1.3. 实习厂情况介绍（主要设备、产品品种、工艺流程、工厂平面布置图）

我们此次毕业实习的实习单位是鞍山钢铁公司，位于中国辽宁鞍山市。前身是 1916 年动工兴建的南满铁道株式会社。1948 年后正式成立鞍山钢铁公司。其现有职工 20 余万人，工人数 15.2 万人，鞍钢附企职工人数 11.4 万人，其中科技人员近 3 万人。占地面积 120 平方千米，下属 8 个二级公司、16 个厂矿、10 余所科研设计部门、9 所大中专院校、13 座综合医院。公司拥有设备总重量 93 万吨，固定资产原值 101 亿元，具有年产铁矿石 2500 万吨、生铁 770 万吨、钢 800 万吨，钢材 560 万吨的综合生产能力，工业总产值 49 亿元。所产钢材有 600 多种，规格达 2 万多个，供应冶金、煤炭、电力等全国 30 多个行业，并向港澳地区、日本、东南亚和世界其他地区出口。





行，除了采取各项维护、保养措施外，还必须选择不同的润滑方式，保证各机械摩擦部分有可靠的润滑；为了实现设计的可行性，进行技术经济性和环保性分析等方面的内容。

## 2. 方案设计

轧钢机的压下系统通常由电动机、传动减速器、电磁离合器、制动器、压下螺丝和螺母、压下螺丝回松装置、压下螺丝行程指示器、测压仪和球面垫等几部分组成。1780R<sub>2</sub>粗轧机为不可逆轧机。不会发生卡钢事故，则不必采用压下螺丝回松机构。

### 1. 压下装置的传动形式

板带轧机的压下系统按传动形式主要有手动、电动和液压压下等几种。手动压下装置只在某些型钢轧机上使用，有的小型带钢轧机也需要手动操作，比较麻烦且精度不高。电动压下装置适合大压下量轧机，压下速度较快。液压压下装置具有惯性小、响应快、精度高、安全可靠、体积小等优点，但是其对液压系统油的清洁度要求高，对维护人员的技术水平要求高。在大型板带钢轧机上，广泛采用电动压下和液压压下。

1780R<sub>2</sub>粗轧机的压下装置采用电动压下。因为电动压下装置相对于液压压下装置具有结构简单、维修方便、调整范围大、调整迅速等特点。而且液压压下要求很高，压下油缸也要定期清理，否则淤积物影响响应速度和调整精度。对于 1780R<sub>2</sub>粗轧机，电动压下装置已经可以满足其生产要求，从而节约成本、维修方便等方面考虑，也应采用电动压下。

### 2. 电动机

电动机有直流电动机和交流电动机两大类。

直流电机的优点是具有良好的启动性能和调速性能，易平滑调速，过载能力较强，热动和制动转矩较大。但直流电机也有其缺点，较交流电机相比结构复杂，制造成本高，维护工作量大，使用场合也受到限制。1780R<sub>2</sub>粗轧机压下装置对速度调节要求较高，正反转和启制动频繁。为了满足实际生产的需要，所以选用直流电动机。

### 3. 转动减速机的转动形式及布置形式

#### (1) 传动形式

板带轧机电动压下装置减速机传动形式主要有：两级蜗轮传动、圆柱齿轮传动和圆柱齿轮—蜗轮传动等三种类型。

1780R<sub>2</sub>粗轧机压下装置采用两级蜗轮传动减速器。因为相对于圆柱齿轮传动和圆柱齿轮—蜗轮传动减速器，两级蜗轮传动可获得较大的速比。结构紧凑、节省空间，且可实现



### 1) 头部形状

头部与上轧辊轴承座接触，承受来自轧颈的压力和上轧平衡装置的过平衡力。为了防止端部在选转时磨损并使上轧辊轴承具有自动调位能力，我们应该把压下螺丝的端部做成球面形状，并与球面铜垫接触形成止推轴承。

### 2) 螺纹形状

压下螺丝的本体部分带有螺纹，它与压下螺母的内螺纹配合以传递运动和载荷。

压下螺丝的螺纹有锯齿形和梯形螺纹两种。

选择锯齿形螺纹。因为其主要用于快速压下，而且梯形螺纹主要用于轧制力较大的冷轧机上。1780R<sub>2</sub>粗轧机为热轧机，轧制力不是很大，所以锯齿形螺纹可以满足生产要求。

### 3) 尾部形状

压下螺丝尾部的形状主要有方形、花键形和圆柱形三种。

选择花键形，其承载能力大，用于低速重载带钢轧机压下。

## (2) 压下螺母

压下螺母为易损零件，为了延长螺母的寿命，采用稀油润滑。

## 7. 压下螺丝的行程指示器

选择自整角机—数字显示管指示器，因为其指示精度比较高、误差小、转动链短。

### 3.设计计算

#### 3.1 压下电机容量的选择

##### 3.1.1 被平衡件重量的计算

轧机上支承辊及轴承座的重量：850000N

轧机上工作辊及轴承座的重量：308000N

压下螺丝重量：98000N

压下螺母重量：54000N

$$G_{\text{总}}=850000\text{N}+308000\text{N}+98000\text{N}+54000\text{N}=1310000\text{ N}$$

##### 3.1.2 转动压下螺丝静力矩的计算

###### 1.作用在压下螺丝上的力

对于 1780R<sub>2</sub> 粗轧机来说，一般均为空载压下调节。所以只需要对其进行不带刚压下的计算即可：

$$P_1 = \frac{1}{2}(Q - G)$$

式中 Q——上轧辊平衡力

G——被平衡部件的总重量（包括轧辊组件及压下螺丝的总重量）

一般情况下，Q 为平衡重量 1.2~1.4 倍，所以： $P_1 = (0.1 \sim 0.2) G$

所以： $P_1 = (0.1 \sim 0.2) G_{\text{总}} = (0.1 \sim 0.2) \times 1310000\text{N} = (131000 \sim 262000) \text{ N}$

应取其最大值:  $P_1=262000\text{N}$

2. 压下螺丝的基本尺寸 (外径  $d$  螺距  $t$ )

压下螺丝的外径:

$$d = (0.55 \sim 0.62) d_s$$

式中  $d$ ——压下螺丝外径

$d_s$ ——辊颈直径, 对于四辊轧机为支承辊的直径

对于粗轧机来说:

$$\frac{L}{D_2} = 1.0 \sim 1.8$$

式中  $L$ ——支承辊的辊身长度

$D_2$ ——支承辊的辊身直径

已知:  $L=1780\text{mm}$   $D=988.89 \sim 1780\text{mm}$  取  $D_2=1550\text{mm}$

所以  $d_s=(0.5 \sim 0.55) D_2=(755 \sim 852.5)\text{mm}$

为了安全因素考虑, 应取  $d_s$  的最大值。所以:  $d_s=850\text{mm}$

$$d = (0.55 \sim 0.62) d_s = (467.5 \sim 527)\text{mm} \quad \text{取 } d=520\text{mm}$$

螺距  $t$ : 一般情况下  $t = (0.127 \sim 0.16) d$

对于四辊轧机螺距取值为： $t=0.17d_0$

对于四辊热轧机： $t=(0.025\sim 0.050)d\times 520=(13\sim 26)\text{mm}$

根据文献[2，表 2.1-26]，取得  $t=20\text{mm}$

查表得： $d_2=505\text{mm}$   $d_1=485.289\text{mm}$

3.转动压下螺丝所需静力矩（克服止推轴承摩擦力+螺纹间摩擦力）

$$M_j = M_{j1} + M_{j2} \quad (3-1)$$

$$M_{j1} = \frac{m_1 P d_3}{3} \quad (3-2)$$

式中  $d_3$ ——压下螺丝止推轴颈直径

$P_1$ ——作用于压下螺丝上的力

$m_1$ ——止推轴颈的摩擦系数，取值范围 0.18~0.15 取  $m_1=0.18$

所以,代入 (3-2):  $M_{j1} = \frac{0.18 \times 262000 \times 470}{3} = 7388.40 \text{ N} \cdot \text{m}$

$$M_{j2} = \frac{P_1 d_2}{2tg(a \pm f)} \quad (3-3)$$

式中  $f$ ——压下螺丝与压下螺母的螺纹间摩擦角

$\mu$ ——螺纹间摩擦系数

$\alpha$ ——压下螺丝与螺母的螺纹升角

螺纹摩擦角:  $f = \operatorname{tg}^{-1} m$  取  $m=0.1$  所以:  $f = 5.71^\circ$

螺纹导程角( $a$ ):  $\operatorname{tga} = \frac{t}{p \cdot d_2} = 2 \times f \times 505 \times p = 0.0126$  所以  $a = 0.72^\circ$

上式中压下螺丝下降时取正号,  $M_{j_2}$  最大。代入(3-3),得:

$$M_{j_2} = \frac{262000 \times 505}{2 \times \operatorname{tg}(0.72^\circ \pm 5.71^\circ)} \times 10^5 = 7455.55 N \cdot m$$

$$M_j = M_{j_1} + M_{j_2} = 7388.40 + 7455.55 = 14843.95 N \cdot m$$

所以: 总静力距  $M_{\sum j} = 2M_j = 2 \times 14843.95 = 29687.9 N \cdot m$

### 3.1.3 压下电机容量的选择

$$N = \frac{M_j \times n}{9550 \times i \times h}$$

式中  $n$ ——电机输出额定转速  $n = i \cdot n_{\text{出}} \cdot r / \text{min}$

$i$ ——传动系统总速比

$h$ ——传动总效率

$n_{\text{出}}$ ——压下螺丝的转速

因为, 压下速度:  $V=0.375 \sim 0.75 \text{mm/s}$

$$n_{\text{出}} = \frac{V \cdot 60}{t} = \frac{0.75 \times 60}{20} = 2.25 r / \text{min}$$



$$h_{\text{联}}=0.99 \quad h_{\text{螺}}=0.75 \quad h_{\text{承}}=0.98$$

$$h = h_{\text{联}}^2 \cdot h_{\text{螺}}^2 \cdot h_{\text{承}}^3 = 0.99^2 \times 0.75^2 \times 0.98^3 = 0.519$$

$$N = \frac{M_j \times n}{9550 \times i \times h} = \frac{M_j \cdot n_{\text{出}}}{9550 \cdot h} = \frac{14843.95 \times 2.25}{9550 \times 0.519} = 6.74 \text{kw}$$

根据电机功率计算和实际要求选用： $Z_4 - 225 - 31$  直流电动机。

额定功率：67KW，额定转速：680r/min，最高转速：1500r/min

额定电压：440V，额定电流：195A，励磁功率 2360W

## 3.2 压下装置传动机构的设计

### 3.2.1 蜗杆传动的设计计算

电机的额定功率： $P=67\text{KW}$ ；转速： $n=680\text{r/min}$

$$i = \frac{n}{n_{\text{出}}} = \frac{680}{2.25} \sim \frac{680}{1.125} = 302.22 \sim 604.44$$

因为蜗杆的移动要求自锁性，查文献[2，表 23.5-32]得第二级蜗轮蜗杆减速器选择单头蜗杆传动，所以有：

$$Z_1=3, Z_2=43, Z_3=1, Z_4=36$$

总传动比为  $i = \frac{Z_2 \times Z_4}{Z_1 \times Z_3} = \frac{43}{3} \times \frac{36}{1} = 516$ ，在  $i$  的取值范围内，故所选蜗轮蜗杆齿数符合要求。

#### 1 第一级蜗杆减速器设计

传递到第一级减速器蜗杆轴上的功率为:

$$P_i = P \cdot \eta_{\text{联}} = 67 \times 0.99 = 66.33 \text{kw}$$

转速为电动机的额定转速:  $n_i = n = 680 \text{r/min}$

### (1) 选择材料

考虑到蜗杆传动传递的功率不大, 旋转速度中等, 故蜗杆用 45 钢; 因希望效率高些, 耐磨性好些, 故蜗杆螺旋齿面要求淬火, 硬度为 45~55HRC。蜗轮用铸锡磷青铜 ZCuSn10P1, 金属模铸造。为了节约贵重的有色金属, 仅齿圈用青铜制造, 而轮芯用灰铸铁 HT200 制造。

### (2) 求传动的中心距

蜗杆上的额定功率为:

$$P'_{1P} = \frac{P_1}{K_1 K_2 K_3 K_4} \quad (3-4)$$

由文献[2, 表 23.5-32]查得:

传动类型系数:  $K_1=1.0$ ; 工作类型系数:  $K_2=1.06$ ;

制造质量系数:  $K_3=0.8$ ; 材料系数:  $K_4=1.0$ 。

代入(3-4),则有:

$$P'_{1P} = \frac{66.33}{1.0 \times 1.06 \times 0.8 \times 1.0} = 78.22 \text{KW}$$

传动比为：
$$i_1 = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{43}{3} = 14.33$$

由文献[2，图 5.23-23]查得：中心距  $a=350\text{mm}$ ，取成标准值  $a=360\text{mm}$ 。

### (3) 主要几何尺寸计算

按文献[2，表 23.5-28]采用 A 组，蜗杆齿数： $Z_1=3$ ；蜗轮齿数： $Z_2=43$ 。

按文献[2，表 23.5-27]采用一系列，查得：

蜗轮齿顶圆直径： $d_{a2}=630\text{mm}$ ；蜗轮齿圈内孔直径： $d_{i2}=520\text{mm}$ ；蜗轮最大外圆直径： $d_{e2}=635\text{mm}$ ；蜗轮齿宽： $b_2=75\text{mm}$ ；蜗轮齿顶圆弧半径： $R_{a2}=75\text{mm}$ ；成型圆直径： $d_b=225\text{mm}$ 。

按文献[2，表 23.5-30]可求：

蜗轮端面模数为：

$$m = \frac{d_{a2}}{Z_2 + 1.5} = \frac{630}{43 + 1.5} = 14.157\text{mm}$$

取标准值  $m=14\text{mm}$

径向间隙和根部圆角半径为：

$$c = r = 0.2 \cdot m = 0.2 \times 14 = 2.8\text{mm}$$

齿顶高为：

$$h_a = 0.75 \cdot m = 0.75 \times 14 = 10.5\text{mm}$$

齿根高为:

$$h_f = h_a + c = 10.5 + 2.8 = 13.3\text{mm}$$

蜗轮分度圆直径为:

$$d_2 = d_{a2} - 2 \cdot h_a = 630 - 2 \times 10.5 = 609\text{mm}$$

蜗轮齿根圆直径为:

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f = 609 - 2 \times 13.3 = 582.4\text{mm}$$

蜗杆分度圆直径为:

$$d_1 = 2 \cdot a - d_2 = 2 \times 360 - 609 = 111\text{mm}$$

蜗杆喉部齿根圆直径为:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f = 111 - 2 \times 13.3 = 84.4\text{mm}$$

蜗杆喉部齿顶圆直径为:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a = 111 + 2 \times 10.5 = 132\text{mm}$$

蜗杆齿顶圆弧半径为:

$$R_{a1} = a - 0.5 \cdot d_{a1} = 360 - 0.5 \times 132 = 294\text{mm}$$

蜗杆齿根圆弧半径为:

$$R_{f1} = a - 0.5 \cdot d_{f1} = 360 - 0.5 \times 84.4 = 317.8\text{mm}$$

周节角为:

$$t = \frac{360}{Z_2} = \frac{360}{43} = 8.37^\circ$$

蜗杆包容蜗轮齿数为:

$$Z' = \frac{Z_2}{10} = \frac{43}{10} = 4.3$$

蜗杆工作包角之半为:

$$j_w = 0.5(Z' - 0.45) \cdot t = 0.5 \times (4.3 - 0.45) \times 8.37^\circ = 16.112^\circ$$

蜗杆工作部分长度为:

$$L_w = d_2 \cdot \sin j_w = 609 \times \sin 16.112^\circ = 169 \text{ mm}$$

取  $L_w = 170 \text{ mm}$

蜗杆最大根径为:

$$\begin{aligned} d_{f1\max} &= 2 \cdot \left[ a - \sqrt{R_{f1}^2 - (0.5 \cdot L_w)^2} \right] = 2 \times \left[ 360 - \sqrt{317.8^2 - (0.5 \times 170)^2} \right] \\ &= 107.199 \text{ mm} \end{aligned}$$

蜗杆最大外径为:

$$\begin{aligned} d_{a1\max} &= 2 \times \left[ a - R_{a1} \cdot \cos(j_w - 1^\circ) \right] = 2 \times \left[ 360 - 294 \times \cos(16.112^\circ - 1^\circ) \right] \\ &= 152.790 \text{ mm} \end{aligned}$$

蜗杆喉部螺旋倒角为:

$$g_m = \operatorname{arctg} \frac{d_2}{id_1} = \operatorname{arctg} \frac{609}{14 \times 111} = 21.340^\circ$$

分度圆压力角为:

$$a = \arcsin \frac{d_b}{d_2} = \arcsin \frac{225}{609} = 21.682^\circ$$

蜗轮法面弦齿厚为:

$$\begin{aligned} \overline{S_{n2}} &= d_2 \cdot \sin(0.275 \cdot t) \cdot \cos g_m = 609 \times \sin(0.275 \times 8.37^\circ) \times \cos 21.340^\circ \\ &= 22.841 \text{mm} \end{aligned}$$

蜗轮弦齿高位为:

$$\begin{aligned} \overline{h_{a2}} &= h_a + 0.5 \cdot d_2 [1 - \cos(0.275 \cdot t)] = 10.618 + 0.5 \times 609 \times [1 - \cos(0.275 \times 8.37^\circ)] \\ &= 10.864 \text{mm} \end{aligned}$$

蜗杆喉部法面弦齿厚为:

$$\begin{aligned} \overline{S_{n1}} &= d_2 \cdot \sin(0.225 \cdot t) \cdot \cos g_m - 2 \cdot \Delta f \cdot \left(0.3 - \frac{50.4^\circ}{Z_2 \cdot j_m}\right) \cos g_m \\ &= 609 \times \sin(0.225 \times 8.37^\circ) \times \cos 21.340^\circ - \\ &\quad 2 \times 0.2834 \times \left(0.3 - \frac{50.4^\circ}{43 \times 16.112^\circ}\right) \times \cos 20.898^\circ \\ &= 18.569 \text{mm} \end{aligned}$$

蜗杆弦齿高为:

$$\overline{h_{a1}} = h_a - 0.5 \cdot d_2 [1 - (\cos 0.225 \cdot t)]$$

$$\begin{aligned}
 &= 10.618 - 0.5 \times 609 \times [1 - \cos(0.225 \times 8.37^\circ)] \\
 &= 18.569 \text{mm}
 \end{aligned}$$

按文献[2, 表 23.5-26]确定蜗杆螺旋修形量及修缘量:

蜗杆螺牙啮入口修形量为:

$$\begin{aligned}
 \Delta f &= (0.0003 + 0.000034 \cdot i) \cdot a = (0.0003 + 0.000034 \times 14) \times 360 \\
 &= 0.27936 \text{mm}
 \end{aligned}$$

蜗杆啮入口修缘量为:

$$\Delta f' = 0.6 \cdot \Delta f = 0.6 \times 0.27936 = 0.1676 \text{mm}$$

蜗杆螺牙啮出口修形量为:

$$\Delta e = 0.16 \cdot \Delta f = 0.16 \times 0.27936 = 0.0447 \approx 0.045 \text{mm}$$

修缘长度对应角度值为:

$$j_f = 0.6 \cdot t = 0.6 \times 8.37^\circ = 5.022^\circ$$

## 2. 第二级蜗杆减速器设计

传到第二级减速器蜗杆轴上的功率为:

$$P_2 = P \cdot h \tag{3-5}$$

$$h = h_{\text{联}}^2 \cdot h_{\text{承}}^2 \cdot h_{\text{蜗}} = 0.99^2 \times 0.98^2 \times 0.75 = 0.706$$

所以,代入(3-5)得:  $P_2 = 67 \times 0.706 = 47.3 \text{KW}$

蜗杆的转速： $n_2 = 47.44r/\min$

### (1) 选择材料

考虑到蜗杆传动传递的功率不大，速度只是中等，故蜗杆用 45 钢；因希望效率高些，耐磨性好些，故蜗杆螺旋齿面要求淬火，硬度为 45~55HRC。涡轮用铸锡磷青铜 ZCuSn10P1，金属模铸造。为了节约贵重的有色金属，仅齿圈用青铜制造，而轮芯用灰铸铁 HT200 制造。

### (2) 求传动的中心距

由文献[2，表 23.5-32]查得：

传动类型系数： $K_1=1.0$ ；工作类型系数： $K_2 =1.06$ ；

制造质量系数： $K_3=0.8$ ；材料系数： $K_4 =1.0$ 。

代入(3-4),得： $P'_{2p} = \frac{47.3}{1.0 \times 1.06 \times 0.8 \times 1.0} = 55.78\text{KW}$

传动比为： $i_2 = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{36}{1} = 36$

由文献[2，图 5.23-23]查得:中心距  $a=815\text{mm}$ ，取成标准值  $a=900\text{mm}$ 。

### (3) 主要几何尺寸计算

按文献[2，表 23.5-28]采用 B 组，蜗杆齿数： $Z_3=1$ ；蜗轮齿数： $Z_4=36$ 。

按文献[2，表 23.5-27]采用二系列，查得：

蜗轮齿顶圆直径： $d_{a2}=1520\text{mm}$ ；蜗轮齿圈内孔直径： $d_{i2}=900\text{mm}$ ；蜗轮最大外圆直



径:  $d_{e2} = 1560\text{mm}$ ; 蜗轮齿宽:  $b_2 = 240\text{mm}$ ; 蜗轮齿顶圆弧半径:  $R_{a2} = 220\text{mm}$ ; 成型圆直径:  $d_b = 630\text{mm}$ 。

按文献[2, 表 23.5-30]可求:

蜗轮端面模数为:

$$m = \frac{d_{a2}}{Z_4 + 1.5} = \frac{1520}{36 + 1.5} = 40.53\text{mm}$$

取标准值  $m = 40\text{mm}$

径向间隙和根部圆角半径为:

$$c = r = 0.2 \cdot m = 0.2 \times 40 = 8\text{mm}$$

齿顶高为:

$$h_a = 0.75 \cdot m = 0.75 \times 40 = 30\text{mm}$$

齿根高为:

$$h_f = h_a + c = 30 + 8 = 38\text{mm}$$

蜗轮分度圆直径为:

$$d_2 = d_{a2} - 2 \cdot h_f = 1520 - 2 \times 30 = 1460\text{mm}$$

蜗轮齿根圆直径为:

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f = 1460 - 2 \times 38 = 1384\text{mm}$$

蜗杆分度圆直径为:

$$d_1 = 2 \cdot a - d_2 = 2 \times 900 - 1460 = 340 \text{mm}$$

蜗杆喉部齿根圆直径为:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f = 340 - 2 \times 38 = 264 \text{mm}$$

蜗杆喉部齿顶圆直径为:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a = 340 + 2 \times 30 = 400 \text{mm}$$

蜗杆齿顶圆弧半径为:

$$R_{a1} = a - 0.5 \cdot d_{a1} = 900 - 0.5 \times 400 = 700 \text{mm}$$

蜗杆齿根圆弧半径为:

$$R_{f1} = a - 0.5 \cdot d_{f1} = 900 - 0.5 \times 264 = 768 \text{mm}$$

周节角为:

$$t = \frac{360}{Z_4} = \frac{360}{36} = 10^\circ$$

蜗杆包容蜗轮齿数为:

$$Z' = \frac{Z_4}{10} = \frac{36}{10} = 3.6$$

蜗杆工作包角之半为:

$$j_w = 0.5(Z' - 0.45) \cdot t = 0.5 \times (3.6 - 0.45) \times 10^\circ = 15.75^\circ$$

蜗杆工作部分长度为:

$$L_w = d_2 \cdot \sin j_w = 1460 \times \sin 15.75^\circ = 396.30 \text{mm}$$

取  $L_w = 396 \text{mm}$

蜗杆最大根径为:

$$\begin{aligned} d_{f1\max} &= 2 \cdot \left[ a - \sqrt{R_{f1}^2 - (0.5 \cdot L_w)^2} \right] = 2 \times \left[ 900 - \sqrt{768^2 - (0.5 \times 396)^2} \right] \\ &= 315.728 \text{mm} \end{aligned}$$

蜗杆最大外径为:

$$\begin{aligned} d_{a1\max} &= 2 \times \left[ a - R_{a1} \cdot \cos(j_w - 1^\circ) \right] = 2 \times \left[ 900 - 700 \times \cos(15.75^\circ - 1^\circ) \right] \\ &= 447.675 \text{mm} \end{aligned}$$

蜗杆喉部螺旋倒角为:

$$g_m = \arctg \frac{d_2}{id_1} = \arctg \frac{1460}{36 \times 340} = 6.783^\circ$$

肩带宽度为:

$$t = \frac{pd_2}{5.5 \cdot Z_4} = \frac{p \times 1460}{5.5 \times 36} = 23.165 \text{mm}$$

取整数:  $t = 24 \text{mm}$

分度圆压力角为:

$$a = \arcsin \frac{d_b}{d_2} = \arcsin \frac{630}{1460} = 25.563^\circ$$

蜗轮法面弦齿厚为:

$$\begin{aligned}\overline{S}_{n2} &= d_2 \cdot \sin(0.275 \cdot t) \cdot \cos g_m = 1460 \times \sin(0.275 \times 10^\circ) \times \cos 6.783^\circ \\ &= 69.520\text{mm}\end{aligned}$$

蜗轮弦齿高位为:

$$\begin{aligned}\overline{h}_{a2} &= h_a + 0.5 \cdot d_2 [1 - \cos(0.275 \cdot t)] = 30 + 0.5 \times 1460 \times [1 - \cos(0.275 \times 10^\circ)] \\ &= 31.238\text{mm}\end{aligned}$$

蜗杆喉部法面弦齿厚为:

$$\begin{aligned}\overline{S}_{n1} &= d_2 \cdot \sin(0.225 \cdot t) \cdot \cos g_m - 2 \cdot \Delta f \cdot \left(0.3 - \frac{50.4^\circ}{Z_2 \cdot j_m}\right) \cos g_m \\ &= 1460 \times \sin(0.225 \times 10^\circ) \times \cos 6.783^\circ - \\ &\quad 2 \times 1.3716 \times \left(0.3 - \frac{50.4^\circ}{36 \times 15.75^\circ}\right) \times \cos 6.783^\circ \\ &= 56.312\text{mm}\end{aligned}$$

蜗杆弦齿高为:

$$\begin{aligned}\overline{h}_{a1} &= h_a - 0.5 \cdot d_2 [1 - (\cos 0.225 \cdot t)] \\ &= 30 - 0.5 \times 1460 \times [1 - \cos(0.225 \times 10^\circ)] \\ &= 29.836\text{mm}\end{aligned}$$

按文献[2, 表 23.5-26]确定蜗杆螺旋修形量及修缘量:

蜗杆螺牙啮入口修形量为:

$$\begin{aligned}\Delta f &= (0.0003 + 0.000034 \cdot i) \cdot a = (0.0003 + 0.000034 \times 36) \times 900 \\ &= 1.3716 \text{mm}\end{aligned}$$

蜗杆啮入口修缘量为:

$$\Delta f' = 0.6 \cdot \Delta f = 0.6 \times 1.3716 = 0.82296 \text{mm} \approx 0.82 \text{mm}$$

螺杆螺牙啮出口修形量为:

$$\Delta e = 0.16 \cdot \Delta f = 0.16 \times 1.3716 = 0.2195 \approx 0.22 \text{mm}$$

修缘长度对应角度值为:

$$j_f = 0.6 \cdot t = 0.6 \times 10^\circ = 6^\circ$$

### 3.2.2 蜗杆轴的强度计算（第二级减速器蜗杆轴）

作用在蜗杆轴上的功率:  $P_2 = 47.3 \text{KW}$ ; 转速:  $n_2 = 47.44 \text{r/min}$ 。

受力分析及弯扭矩如图 3.1 所示:

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{47.3}{47.44} = 9521817.032 \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$h' = h_{\text{蜗}} \cdot h_{\text{承}} = 0.75 \times 0.98 = 0.735$$

$$T_2 = T_1 \cdot i \cdot h' = 9521817.032 \times 36 \times 0.735 = 251947278.7 \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$F_{t_1} = F_{a_2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \times 9521817.032}{340} = 56010.69 \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$F_{a_1} = F_{t_2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \times 251947278.7}{1460} = 345133.26 \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_{t_2} \cdot \text{tg} \alpha = 345133.26 \times \text{tg} 25.563^\circ = 165086.20 \text{N}$$

---

式中： $T_1$ 、 $T_2$ —分别为蜗杆及蜗轮上的公称转矩， $N \cdot \text{mm}$ ；

$d_1$ 、 $d_2$ —分别为蜗杆及蜗轮的分度圆直径， $\text{mm}$ 。

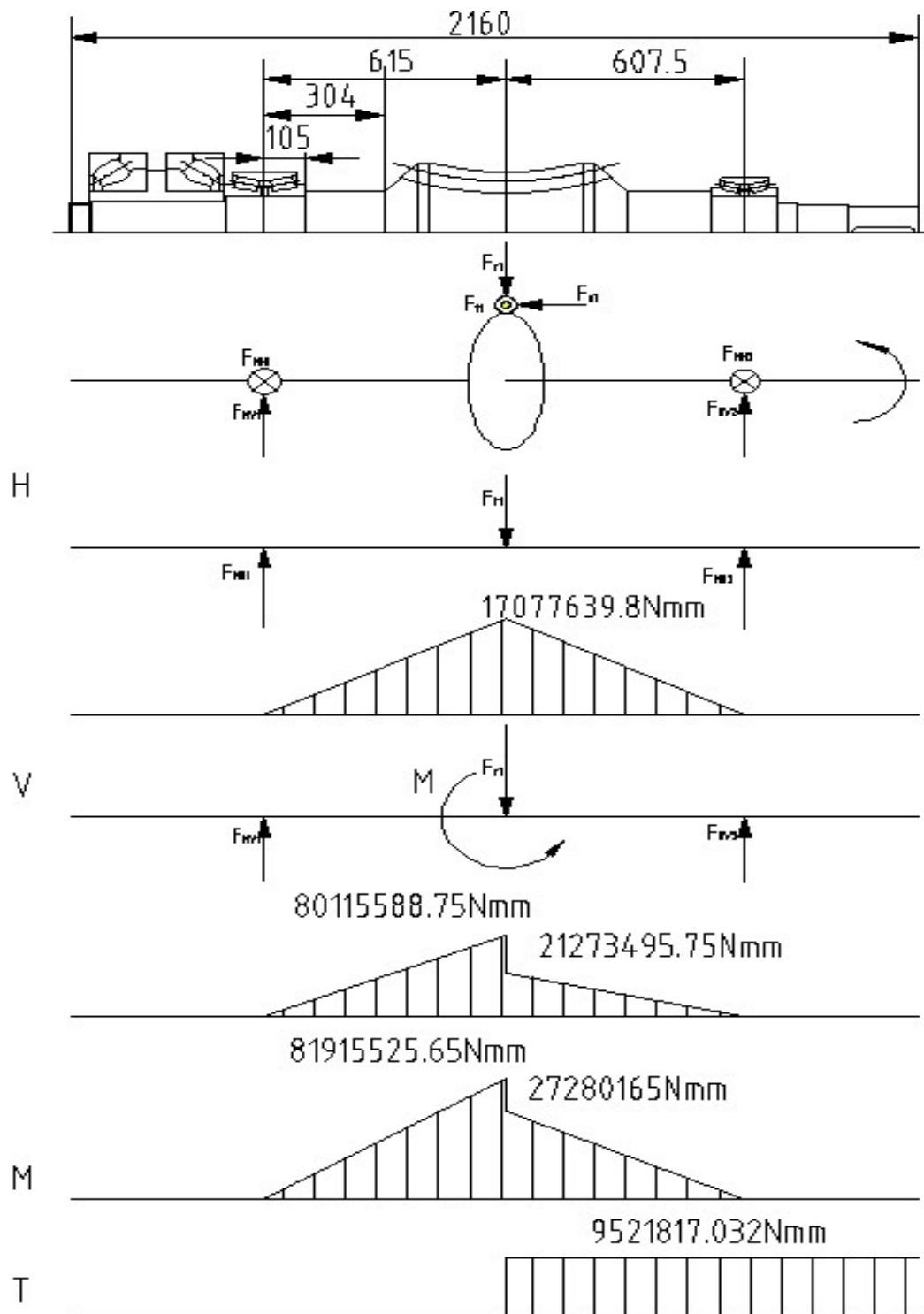


图 3.1 受力分析及弯扭矩图

在 H 面上列平衡方程，有：

$$-F_{t_1} \cdot 615 + F_{NH_2} \cdot (615 + 607.5) = 0$$

$$F_{NH_1} + F_{NH_2} - F_{t_1} = 0$$

所以作用在水平方向上的力为：

$$F_{NH_1} = 27768.52N, F_{NH_2} = 28111.34N$$

在 V 面上列平衡方程，有：

$$M = F_{a_1} \frac{d_1}{2} = 345133.26 \times \frac{340}{2} = 58672654.2N \cdot mm$$

$$-F_{r_1} \cdot 615 + M + F_{NV_2} \cdot (615 + 607.5) = 0$$

$$F_{NV_1} + F_{NV_2} - F_{r_1} = 0$$

所以作用在垂直方向上的力为：

$$F_{NV_1} = 130269.25N, F_{NV_2} = 35018.10N$$

截面 B 上的弯矩和扭矩为：

$$M_H = F_{NH_1} \cdot 615 = F_{NH_2} \cdot 607.5 = 27768.52 \times 615 = 17077639.8N \cdot mm$$

$$M_{V_1} = F_{NV_1} \cdot 615 = 130269.25 \times 615 = 80115588.75N \cdot mm$$

$$M_{V_2} = F_{NV_2} \cdot 607.5 = 35018.10 \times 607.5 = 21273495.75N \cdot mm$$

$$M_1 = \sqrt{M_H^2 + M_{V_1}^2} = \sqrt{17077639.8^2 + 80115588.75^2} = 81915525.65N \cdot mm$$



$$M_2 = \sqrt{M_H^2 + M_{V_2}^2} = \sqrt{17077639.8^2 + 21273495.75^2} = 27280165 N \cdot mm$$

$$T_1 = 9521817.032 N \cdot mm$$

### 1.按弯扭合成应力校核轴的强度

进行校核时通常只校核轴上承受最大弯矩和最大扭矩的截面（即危险截面 B）的强度，根据文献[5，式 15-5]，取  $\alpha=0.6$ ，轴的计算应力：

$$s_{ca} = \frac{\sqrt{M_1^2 + (\alpha \cdot T_1)^2}}{W} = \frac{\sqrt{81915525.65^2 + (0.6 \times 9521817.032)^2}}{0.1 \times 264^3} = 44.74 MPa$$

轴的材料为 45 钢，调质处理。

由文献[5，式 15-5]查得： $[s_{-1}] = 60 MPa$

因此， $s_{ca} < [s_{-1}]$ ，故安全。

### 2.精确校核轴的疲劳强度

截面 VII、VIII、C 只受扭矩作用，虽然退刀槽、轴肩及键槽所引起的应力集中，均将削弱轴的疲劳强度，但由于轴的最小直径是按扭转强度较为宽裕的确定的，所以截面 VII、VIII、C 均无需校核，截面 I、II 只受弯矩作用，且弯矩较小，故也无需校核。

从应力集中对轴的疲劳强度的影响来看，截面 III、IV、V、VI 处应力集中严重，截面 V、VI 同时受弯矩作用，但弯矩和扭矩都相对较小，轴径较大，故无须校核。截面 III、IV 只受弯矩作用，且弯矩较大，因此该轴需校核截面 III、IV 左侧。

#### (1) 截面 III 左侧

抗弯截面系数： $W = 0.1 \cdot d^3 = 0.1 \times 2403 = 1382400 mm^3$

截面III左侧的弯矩为:

$$M_H = F_{NH_1} \cdot 105 = 27768.52 \times 105 = 2915694.6 N \cdot mm$$

$$M_V = F_{NV_1} \cdot 105 = 130269.25 \times 105 = 13678271.25 N \cdot mm$$

$$M = \sqrt{M_H^2 + M_V^2} = \sqrt{2915694.6^2 + 13678271.25^2} = 13985577.55 N \cdot mm$$

截面上的弯曲应力为:

$$s_b = \frac{M}{W} = \frac{13985577.55}{1382400} = 10.12 MPa$$

轴的材料为 45 钢调质处理, 由文献[5, 表 15-1]查得:

$$s_B = 640 MPa, s_{-1} = 275 MPa$$

截面上由于轴肩而形成的有效应力集中系数  $K_\sigma$  查文献[6, 表 26.3-6]

已知:  $\frac{D-d}{r} = \frac{280-240}{4} = 10, \frac{r}{d} = \frac{4}{240} = 0.017$ , 经插值后可查得  $K_s = 2.24$ 。

碳铁的特性系数:

$$y_s = 0.1 \sim 0.2, \quad \text{取 } y_s = 0.1$$

于是, 计算安全系数  $S_{ca}$  值, 按文献[5, 式 15-7], 则得

$$S_{ca} = S_s = \frac{s_{-1}}{K_s \cdot s_a + y_s \cdot s_m} = \frac{275}{2.24 \times 10.12 + 0.1 \times 0} = 12.13 > S = 1.5$$

故可知截面III左侧安全。

(2) 截面IV左侧

抗弯截面系数:  $W = 0.1 \cdot d^3 = 0.1 \times 280^3 = 2195200 \text{mm}^3$

截面IV左侧的弯矩为:

$$M_H = F_{NH_1} \cdot 304 = 27768.52 \times 304 = 8441630.08 \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$M_V = F_{NV_1} \cdot 304 = 130269.25 \times 304 = 39601852 \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$M = \sqrt{M_H^2 + M_V^2} = \sqrt{8441630.08^2 + 39601852^2} = 40491576.9 \text{N} \cdot \text{mm}$$

截面上的弯曲应力为:

$$s_b = \frac{M}{W} = \frac{40491576.9}{2195200} = 18.45 \text{MPa}$$

截面上由于轴肩而形成的有效应力集中系数  $K_s$  查[6, 表 26.3-6]

已知:  $\frac{D-d}{r} = \frac{460-280}{25} = 7.2, \frac{r}{d} = \frac{25}{280} = 0.09$ , 经插值后可查得  $K_s = 2.4$ 。

碳铁的特性系数:

$$y_s = 0.1 \sim 0.2, \text{ 取 } y_s = 0.1$$

于是, 计算安全系数  $S_{ca}$  值按[5, 式 15-7], 则得

$$S_{ca} = S_s = \frac{S_{-1}}{K_s \cdot s_a + y_s \cdot s_m} = \frac{275}{2.24 \times 18.45 + 0.1 \times 0} = 6.21 > S = 1.5$$

故可知截面IV左侧安全。

### 3.2.3 压下螺丝螺母的强度计算

压下螺丝的外径： $d = 520mm$

螺距： $t = 20mm$

外螺纹牙高为：

$$h_3 = 0.8677 \cdot t = 0.8677 \times 20 = 17.354mm$$

压下螺丝螺纹内径为：

$$d_1 = d - 2 \cdot h_3 = 520 - 2 \times 17.354 = 485.289mm$$

基本牙型高度：

$$H_1 = 0.75 \cdot t = 0.75 \times 20 = 15mm$$

压下螺母的小径为：

$$D_1 = d - 2 \cdot H_1 = 520 - 2 \times 15 = 490mm$$

压下螺母的中径为：

$$D_2 = d_2 = d - 0.75 \cdot t = 0.75 \times 20 = 505mm$$

#### 1. 压下螺丝的强度计算

压下螺丝的材料为 38SiMn2MoV，其强度极限  $S_b = 600 \sim 700MPa$ ，压下螺丝的安全系数  $n=6$ ，则压下螺丝的许用应力为：

$$[s] = \frac{S_b}{n} = 100 \sim 120MPa$$

根据文献[7, 式 2-4], 压下螺丝的实际计算应力为:

$$s = \frac{4 \cdot P'}{p \cdot d_1^2} \quad (3-6)$$

式中:  $P'$ —作用在压下螺丝上最大的力。

已知: 轧制力  $P_{\text{轧}} = 25000000N$  (总装图上已知), 所以作用在一个压下螺丝上的最大力  $P' = 12500000N$ 。

代入(3-6), 压下螺丝的实际计算应力为:

$$s = \frac{4 \times 12500000}{p \times 485.2892^2} = 16.9MPa$$

因此,  $s < [s]$ , 故合格。

2. 压下螺母的高度:

$$H = (1.2 \sim 2) \cdot d = (1.2 \times 520 \sim 2 \times 520) = (624 \sim 1040)mm$$

取  $H = 750mm$ 。

压下螺母螺纹圈数为:

$$Z = \frac{H}{t} = \frac{750}{20} = 37.5$$

压下螺丝和螺母的内径之差为:

$$d = D_1 - d_1 = 490 - 485.2892 = 4.7108mm$$

压下螺母的许用挤压应力： $[s_j]=15 \sim 20MPa$

1) 根据文献[7, 式 2-5], 螺纹受力面上的单位挤压应力为:

$$s_j = \frac{4 \cdot P'}{Z \cdot p [d^2 - (d_1 - 2 \cdot d)^2]} = \frac{4 \times 12500000}{37.5 \times p [520^2 - (485.2892 - 2 \times 4.7108)^2]}$$

$$= 9.66MPa$$

因此  $s_j < [s_j]$ , 故可知安全。

2) 根据文献[7, 式 2-7], 压下螺母接触面上的单位压力为:

$$p = \frac{4 \cdot P'}{p \cdot (D^2 - D_1^2)} \tag{3-7}$$

式中:  $D_1$ —压下螺丝通过的机架上横梁孔的直径,  $D_1 = 560mm$ 。

$$D = (1.5 \sim 1.8) \cdot d = (1.5 \times 520 \sim 1.8 \times 520) = (780 \sim 936)mm$$

为了保证压下螺母的强度, 取较大值,  $D = 900mm$ 。

代入(3-7), 压下螺母接触面上的单位压力为:

$$p = \frac{4 \times 12500000}{p \times (900^2 - 560^2)} = 32.06MPa$$

压下螺母的许用单位压力:  $[p] = 60 \sim 80MPa$

因此,  $p < [p]$ , 故可知安全。

### 3.3 机架的强度计算

#### 3.3.1 机架的结构尺寸

##### 1. 窗口尺寸

如图 3.2 所示，机架窗口基本尺寸为：

$$B = 1870\text{mm}$$

$$H = 7100\text{mm}$$

$$l_1 = 1870 + 790 = 2660\text{mm}$$

$$l_2 = 7100 + 1400 = 8500\text{mm}$$

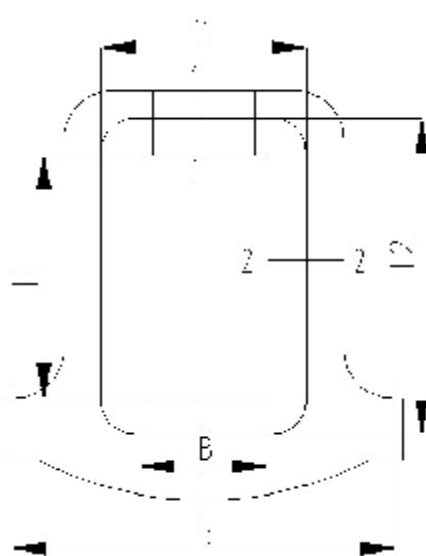


图 3.2 窗口尺寸

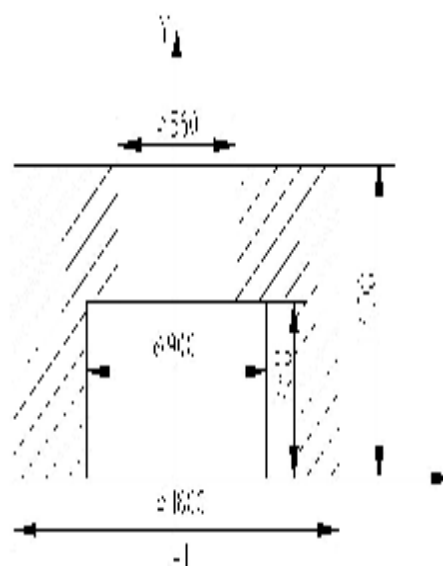


图 3.3 横梁断面

## 2. 立柱断面积

断面尺寸如图 3.4 所示。

立柱的断面积为：

$$F_2 = 790 \times 740 = 584600 \text{mm}^2 = 0.5846 \text{m}^2$$

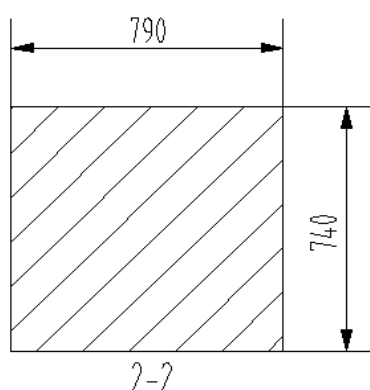


图 3.4 立柱断面

## 3.3.2 受力及其力矩

机架的受力情况可简化如图 3.5 所示的形式：

衡量断面如图 3.3 所示，根据文献[8，式 I -6]，横梁的型心为：

$$Z_c = \frac{\sum F \cdot Z}{\sum F} = \frac{620 \times 650 \times 2 \times (1400 - 325) + 450 \times 750 \times 2 \times 375}{620 \times 650 \times 2 + 450 \times 750 \times 2} = 756 \text{mm}$$

由  $I_y = \frac{1}{12} \cdot b h^3 + A \cdot a^2$ ，机架上横梁的惯性矩得：



$$\begin{aligned}
 I_1 &= \frac{1.8 \times 1.4^3}{12} + 1.8 \times 1.4 \times (0.756 - 0.7)^2 - \left[ \frac{0.9 \times 0.75^3}{12} + 0.9 \times 0.75 \times (0.756 - 0.375)^2 \right] \\
 &\quad - \left[ \frac{0.56 \times 0.65^3}{12} + 0.56 \times 0.65 \times (1.4 - 0.325 - 0.756)^2 \right] \\
 &= 0.2400 \text{ m}^4
 \end{aligned}$$

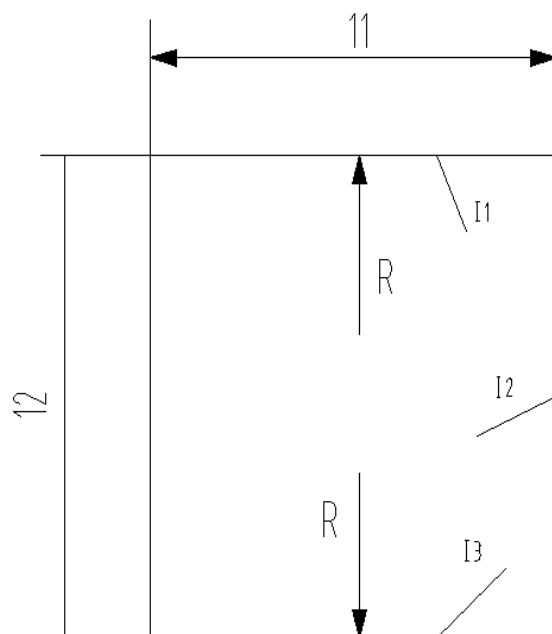


图 3.5 机架受力简化图

机架横梁内侧和外侧的断面系数为：

$$W_{n1} = \frac{I_1}{Z_c} = \frac{0.2400}{0.756} = 0.3175 \text{ m}^3$$

$$W_{a1} = \frac{I_1}{h - Z_c} = \frac{0.2400}{1.4 - 0.756} = 0.3727 \text{ m}^3$$

立柱的惯性矩为:

$$I_2 = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{0.74 \times 0.79^3}{12} = 0.03040 m^4$$

机架立柱内侧和外侧的断面系数为:

$$W_2 = W_{n2} = W_{a2} = \frac{bh^3}{6} = \frac{0.74 \times 0.79^3}{6} = 0.0770 m^3$$

根据文献[9, 160], 假设:  $I_1 = I_3$  (机架下横梁的惯性矩), 则横梁上的弯矩为:

$$M_1 = \frac{R \cdot l_1}{4} \cdot \frac{\frac{l_1}{I_1} + \frac{l_2}{I_2}}{\frac{l_1}{I_1} + \frac{l_2}{I_2}} = \frac{12500000 \times 2.66}{4} \times \frac{\frac{2.66}{2 \times 0.2400} + \frac{8.5}{0.0304}}{\frac{2.66}{0.2400} + \frac{8.5}{0.0304}} = 8.15 \times 10^6 N \cdot m$$

立柱上的弯矩为:

$$M_2 = \frac{R \cdot l_1}{4} - M_1 = \frac{12500000 \times 2.66}{4} - 8.15 \times 10^6 = 162500 N \cdot m$$

机架的材料为 ZG270-500, 许用应力为:

对于横梁  $[s] \leq 50 \sim 70 MPa$

对于立柱  $[s] \leq 40 \sim 50 MPa$

弯曲力矩图如图 3.6 所示:

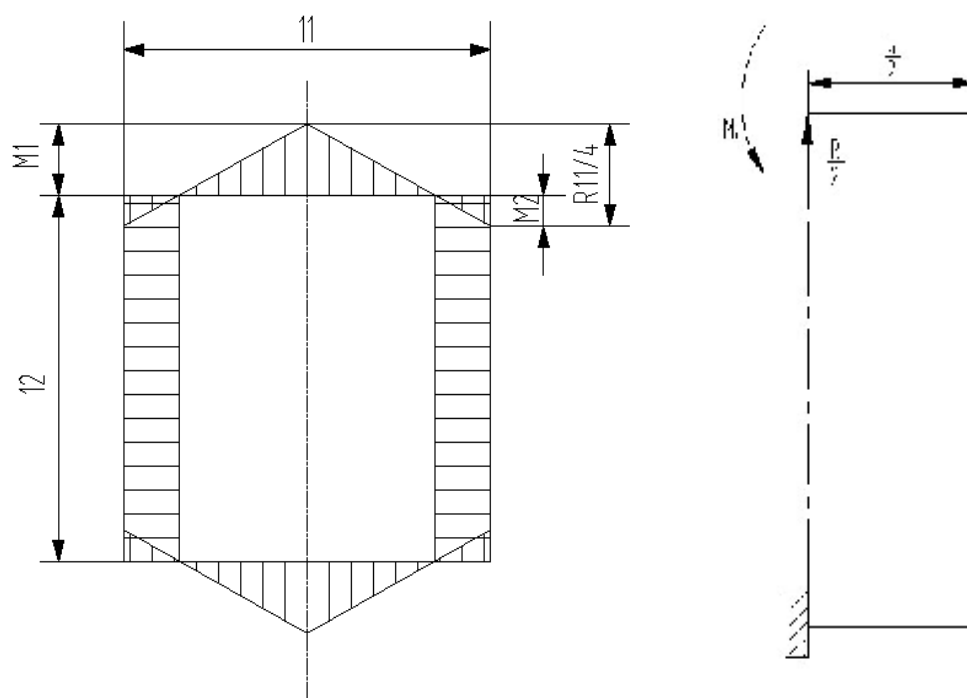


图 3.6 弯曲力矩图

受力图

横梁上内侧的应力为:

$$s_{n1} = \frac{M_1}{W_{n1}} = \frac{8.15 \times 10^6}{0.3175} = 25.67 \text{MPa} < [s]$$

横梁上外侧的应力为:

$$s_{a1} = \frac{M_1}{W_{a1}} = \frac{8.15 \times 10^6}{0.3727} = 21.87 \text{MPa} < [s]$$

立柱上内侧的应力为:

$$s_{n2} = \frac{R}{2 \cdot F_2} + \frac{M_2}{W_{n2}} = \frac{12500000}{2 \times 0.5846} + \frac{162500}{0.0770} = 12.80 \text{MPa} < [s]$$

立柱上外侧的应力为:

$$s_{a2} = \frac{R}{2 \cdot F_2} + \frac{M_2}{W_{a2}} = \frac{12500000}{2 \times 0.5846} - \frac{162500}{0.0770} = 8.58 \text{MPa} < [s]$$

应力图如图 3.7 所示:

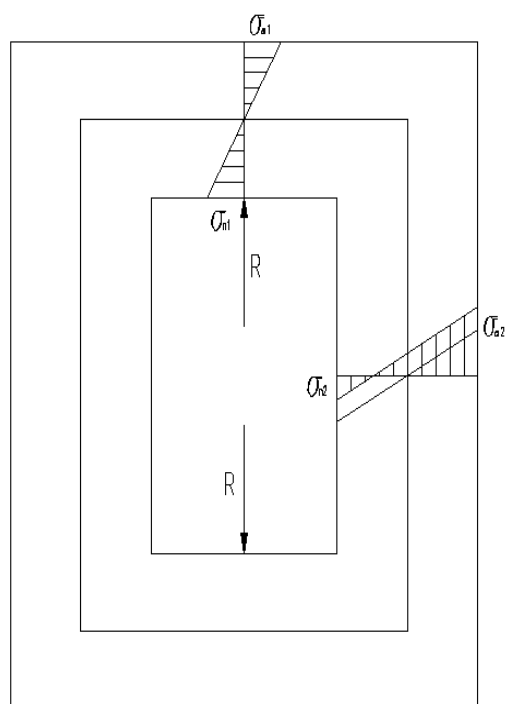


图 3.7 应力图

## 4. 润滑方式的选择

带钢热连轧机各设备经常在繁重的条件和恶劣的环境下工作。合理的进行润滑，对减少机件的磨损和延长其使用寿命具有十分重要的作用。现代连轧机都采用自动化的干稀油集中润滑系统，它是轧机重要的组成部分。

稀油润滑一般用于要求对摩擦面实行液体半液体摩擦的地方，以及除了润滑外，还要冷却、清洗摩擦表面的地方。干油润滑的主要目的，是减少摩擦及保护摩擦表面不受腐蚀和防止外来水、氧化铁皮等污物进入。转速较低或经常工作的摩擦表面，常用干油润滑。

干油润滑不能循环，因此消耗的油脂不能回收，但润滑设备比较简单。稀油润滑可以循环使用，但需要复杂的设备。一般情况下，凡是用干油润滑已可满足要求的机械设备，可不用稀油润滑。

采用稀油润滑的有：减速机中的齿轮、轴承、压下螺丝的花键、电机轴承。

采用干油润滑的有：齿式接轴、压下螺丝及球面垫。

## 5. 安装试车规程

1. 用换辊机将一套支承辊及轴承装入并拖动机架一次（不包括一套备品）。
2. 用换辊工具将一套工作辊及轴承装入并拖动机架一次（不包括一套备品）。
3. 压下装置进行正逆空转实验，试验中将电磁离合器接合与脱开，进行两组压下机构的联合与单独运转，各不少于一次。
4. 用压下装置及平整装置将上轧辊及轴承在全工作行程 300mm 上作一次双行程试车。
5. 用立辊侧压传动将立辊按工作行程移动一次。
6. 用立辊主传动使立辊空转试车，在试车时将立辊按工作行程移动一次。
7. 一套支承辊、液体摩擦轴承及轴承座为单元，进行空转试车。

## 6. 经济性与环保性分析

### 6.1 经济性分析

#### 6.1.1 经济寿命的计算

设备寿命有自然寿命、技术寿命和经济寿命之分。自然寿命是指设备从全新状态开始使用直至不能再用而予以报废为止所经历的全部时间；技术寿命是指设备从开始使用到因技术落后而淘汰为止所经历的时间；经济寿命是指由设备开始使用到其平均使用成本最低年份的延续时间长短。经济寿命既考虑了有形磨损，又考虑了无形磨损，它是确定设备最优更新周期的依据，是从成本观点确定设备的最佳使用年限。其计算方法如下：

##### 1. 低劣化数值法

设备投入使用之后，使用时间越长，设备的有形磨损越大，其维护修理费用及燃料、动力消耗（运行费用）越高，称为设备的低劣化。

以  $K_0$  表示设备的原始价值， $L_t$  表示  $t$  年末的残值， $t$  为已使用的年数，则每年的设备分摊费为  $(K_0 - L_t) / t_0$ 。随着  $t$  的增长，按年平均的设备分摊费用不断减少。假定设备在初始投入使用（即第一年）的年运行费用为  $C_0$ ，若设备的低劣化，呈线性变化，例如运行费用按等差序列递增，则设备运行费用的低劣化程度可用低劣化值  $\lambda$  来表示，即第  $t$  年的运行费用为  $C_0 + (t-1) \cdot I$ ， $t$  年内运行费用的平均值为：

$$C_0 + \frac{t-1}{2} \cdot I$$

故设备的年平均总费用  $AC$  为：

$$AC = C_0 + \frac{I(t-1)}{2} + \frac{K_0 - L_t}{t}$$

令  $\frac{d(AC)}{dt} = 0$ ，则有经济寿命为：

$$T^* = \sqrt{\frac{2 \cdot (K_0 - L_t)}{I}}$$

如果运行费用的低劣化值不呈线性增长，各年不同，且无规律可循，应采用最小年费用法计算经济寿命。

## 2. 最小年费法

计算设备在不同使用年限  $t$  内的年平均费用  $AC_{(t)}$ ，当  $AC_{(t)}$  值最小时所对应的  $t$  即为经济寿命。平均费用的计算公式如下：

$$AC_{(t)} = \frac{\sum_{j=1}^t C_j + K_0 - L_t}{t}$$

若考虑资金的时间价值，则

$$AC_w = \left[ K_0 + \sum_{j=1}^t C_j \cdot (1+i)^{-j} - L_t \cdot (1+i)^{-t} \right] \cdot \frac{i \cdot (1+i)^t}{(1+i)^t - 1}$$

式中： $AC_w$ —设备使用  $t$  年的年平均费用；

$K_0$ —设备的初始投资；

$C_j$ —设备使用到第  $j$  年的运行费用；

$L_t$ —设备在  $t$  年末的残值。

假设：购置这架轧机压下装置的费用为 80 万元，年运行费用和年末的残值如表 6-1



所示，确定其经济寿命（基准贴现率为 10%）。

表 6-1 年运行费用及年末残值表

单位：万元

年末	1	2	3	4	5	6	7
年运行费用	10	12	14	18	23	28	34
年末的残值	60	42	25	20	15	15	16

解：由于运行费用的低劣化值不呈线性增长，各年不同，且无规律可循，所以采用最小年费用法，计算如下：

$$AC_1 = \left[ 80 + 10 \times (1 + 0.1)^{-1} - 60 \times (1 + 0.1)^{-1} \right] \times \frac{0.1 \times (1 + 0.1)^1}{(1 + 0.1)^1 - 1} = 38.01 \text{ 万元}$$

同理可求得：

$$AC_2 = 37.05 \text{ 万元}$$

$$AC_3 = 36.50 \text{ 万元}$$

$$AC_4 = 34.29 \text{ 万元}$$

$$AC_5 = 33.47 \text{ 万元}$$

$$AC_6 = 32.94 \text{ 万元}$$

$$AC_7 = 33.21 \text{ 万元}$$

显然， $AC_6 < AC_5$ ， $AC_6 < AC_7$ ，所以该轧机的经济寿命为 6 年。

### 6.1.2 经济设备大修期确定

经济设备大修期采用修理经济性界限法确定。

修理经济性界限法是从设备大修理的费用  $R$  不应大于同期该型号新设备的价格  $S$  开始，而确定设备该不该大修首先应满足必要条件是： $R < S$ 。否则，不必花费人力物力去进行设备大修理，定可买新的机器。但这个条件过于简单，没有考虑设备报废时的余值、设备性能的改善和设备使用费用的差别。修理后的设备与新设备相比，技术故障多，设备停机时间长，日常维修和小修理的费用多，与设备使用的有关费用增加了，同时，大修理的时间间隔也缩短了，因此用修理过的设备生产单位产品的成本高于用具有相同用途的新设备生产单位产品的成本，因此，这种大修理也是不合理的。故合理的大修理经济性界限值计算如下：

$$R_{gi} = S \cdot K_{ii} \cdot K_{pi} - V_{Ei} \cdot T_{oi} + (S_v - S_i)$$

式中： $S$ —同期该型号新设备的价格；

$R_{gi}$ —第  $i$  次大维修的经济性界限值（修理预算费用）；

$K_{ii}$ —大修周期缩短系数， $K_{ii} = T_{oi} / TH$ ；

$T_{oi}$ —旧设备第  $i$  次大修后的大修周期；

$TH$ —新设备从使用到第一次大修理的时间；

$K_{pi}$ —生产率修正系数； $K_{pi} = P_{oi} / PH$ ；

$P_{oi}$ —旧设备第  $i$  次大修后的生产率；

$PH$ —新设备的生产率；

$\Delta E_i$ —第  $i$  次大修后，每年维修费用比新设备增加的数量；

$S_v$ —设备折旧后的余值；

$S_i$ —设备报废时的残值（或转售价值）；

$R_{fi}$ —预计第  $i$  次大修理的费用。

所以，在确定大修计划是否经济时必须满足  $R_{fi} \leq R_{gi}$ 。

假设：购置这架轧机压下装置的费用为 80 万元。目前市价仍与原价相同，设备按直线法折旧，年折旧率为 4.5%。

(1) 当该设备使用十年后，需进行一次大修理。设修理后大修周期缩短为八年，生产率保持不变，每年的维修费用平均比上一修理周期增加 8000 元。第一次大修预算费用为 45 万元。若该设备不修理转让给其他单位可得 41 万元。试分析该设备第一次大修理；

解：已知： $K_{i1} = 8/10 = 0.8$ ； $K_{p1} = 1$ 。

使用十年后设备余值：

$$S_v = 80 - 80 \times 0.045 \times 10 = 44 \text{ 万元}$$

代入式 (6.4)，大修理经济性界限值：

$$R_{g1} = 80 \times 0.8 \times 1 - 0.8 \times 8 + (44 - 41) = 60.6 \text{ 万元}$$

预算大修理费用  $R_{f1} = 45$  万元  $<$   $R_{g1} = 60.6$  万元，故 第一次大修理是合算的。

(2) 当该设备使用十五年后需进行第二次大修理，设其下一次大修理周期缩短至七年，每年维修费用平均比第一次大维修周期内的费用高 1.2 万。生产率降低系数为 0.96。预算大修理费用为 53 万，若不修理，转售旧设备可得 20 万元。试分析该设备第二次大修理的经

济性;

解: 已知:  $Ki2 = 7/10 = 0.7; Kp2 = 1$ 。

使用十五年后设备余值:

$$Sv = 80 - 80 \times 0.045 \times 15 = 26 \text{ 万元}$$

代入式 (6.4), 大修理经济性界限值:

$$Rg2 = 80 \times 0.7 \times 0.96 \times 1 - 1.2 \times 7 + (26 - 20) = 51.36 \text{ 万元}$$

预算大修理费用  $Rf2 = 53$  万元  $< Rg2 = 51.36$  万元, 故 第二次大修理是不经济的。

(3) 在第二次大修理不经济, 则应考虑进行技术改造, 若花 40 万元进行改装, 使设备性能有所提高, 每年节省工时 300h, 每个工时成本按 400 元计算。若要求在第三个修理周期的 7 年时间内回收改造投资, 试分析其经济性。

解: 每年节省的成本为:  $300 \times 400 = 12$  万元

每年最少应回收的投资 (包括技术改造和补偿超额的大修理费用) 为:

$$1/7 \times (53 - 51.36) + 1/7 \times 40 = 5.95 \text{ 万元}$$

应回收的投资 5.95 万元  $<$  每年节约成本 12 万元, 故进行这项改造是合理的。

## 6.2 环保性分析

机械设备的环保性, 是指机械设备在作业是保护环境的性能, 此环境指作业人员工作环境和作业区周围的环境。随着我国社会经济的高速发展, 很多生产和施工企业为了获取更大的经济效益, 机械设备连续不停的运作。由此产生的各种噪声、废气、污水、和烟尘严重的污染了环境, 破坏了生态, 给人们的身体健康造成了危害。为了保护人类赖以生存

的环境和人们的健康生活，我们在设计机械设备时必须保证其环保性，设计、生产和使用环保性好的机械设备。为了使设备具有良好的环保性，我做了如下几点：

(1) 选用了环保性好的电动机

电动机是机械设备产生噪声、振动和排气污染的主要污染源，所以选择环保性好的发动机来改善机械的环保性。

(2) 改进了机械结构

机械设备中除了电动机产生噪声和振动外，各工作装置在运行时也会产生噪声和振动，因此在设计上我改进上述部件的结构使其实现低噪音、低振动运行。

(3) 增加了后处理装置

增加后处理装置是指在机械设备排污源的后部增加消除污染的装置，用于清除机械排气或作业过程中产生的有害气体和微粒、尘埃。

(4) 加强了状态检测和及时维修

有了环保性较好的机械设备的同时还要加强状态检测和及时维修，才能使机械设备处于正常运行状态，保证其在作业时有良好的环保性。

## 结束语

时间飞逝，为期 4 个多月的毕业设计就要结束了。在此过程中，我收获颇多、受益匪浅。我主要是针对 1780R<sub>2</sub> 粗轧机的压下机构进行设计计算。1780 线是鞍山钢铁集团热轧公司主要生产线，粗轧机是整个生产流程线中不可缺少的一部分。设计的内容主要包括总体方案的确定、压下电机容量的选择、压下装置传动机构的设计、机架强度计算、润滑方式的选择、安装试车规程及经济性环保性分析等主要内容。设计过程中绘制了总装配图一张，部件装配图二张，零件工作图三张。

在整个设计过程中我遇到了许多困难，但在老师的细心指导和同学的热心帮助下都一一克服了。从工厂实习、查资料、外文翻译到绪论书写、方案确定、具体的设计计算及强度校核等等，各个部分对我来说都不是太熟悉。但经过一段时间的了解和学习，使我对这些东西有了越来越系统的了解，做起来也更得心应手。如总体方案确定的部分，主要考虑了压下传动方式、轧辊材质和轴承的选择等；计算部分经过老师的热心指导和帮助，完成压下装置的传动机构的设计、螺丝螺母和机架的强度校核等部分。最后的润滑、经济性和环保型的分析等部分的制定，参考了很多资料，再根据自己设计的参数进行分析计算。图纸绘制的部分，在老师的指导和检查修改下，经过一个多月的努力，也顺利完成。

这次的毕业设计虽然结束了，但此过程对于即将走向工作岗位上的我们来说有着十分重要的意义，是一次宝贵的设计经历。通过这次设计，使我对轧机压下机构有了更加全面系统的了解。更重要的是在这次设计的过程中收集资料、翻译文献、绘制图纸、设计计算等工作地完成，使我养成了认真、细心的工作作风。工厂的实习也提供了给我们难得的机会使我们所学的知识能够和实际的问题结合起来。这次宝贵的经历是我受益匪浅，为我日后的学习、工作打下坚实的基础。

## 致谢

## 参考文献

- [1]冶金工业部有金属加工设计研究院.板带车间机械设备设计（上册）[M].北京：冶金工业出版社，1983， 293-316.
- [2]徐灏 . 机械设计手册-3[M]. 北京：机械工业出版社，1991.
- [3]巩云鹏，田万禄. 张祖立. 黄秋波. 机械设计课程设计[M]. 沈阳：东北大学出版社，2000， 98-233.
- [4]吕如良，沈汉昌，陆慧君，郭文华. 电工手册（第四版）[M]. 上海：上海科学技术出版社，2000， 321-356.
- [5]西北工业大学机械原理及机械零件教研室，濮良贵，纪明刚主编. 机械设计[M]. 第七版. 北京：高等教育出版社，2001.

- [6]徐灏.机械设计手册-4[M].北京：机械工业出版社，1991.
- [7]王海文.轧钢机械设计[M].北京：机械工业出版社，1983，78-158.
- [8]刘鸿文.材料力学（第四版）[M].北京：高等教育出版社，2004.
- [9]邹家祥.轧钢机械[M].北京：冶金工业出版社，2006.
- [10]《热带钢连轧机》编写小组. 热带钢连轧机[M].北京：机械工业出版社，1976，119-148.
- [11]北京钢铁设计研究总院译.日本热轧带钢技术[M].北京：冶金工业出版社，1982.
- [12]黄渝祥，邢爱芳.工业经济学[M].上海：同济大学出版社，2005，112-127.
- [13]F.G.Rossomando 和 J.Denti Filho.Lat.Am.Appl.Res. <http://www.scielo.org.ar/> ,2006.