

本科生毕业设计

姓 名： _____ 学 号： _____

学 院： _____

专 业： **机械制造及其自动化**

设计题目： **采煤机截割部设计**

专 题： _____

指导教师： _____ 职 称： _____

2023 年 4 月

摘要

本文描述了中煤层电牵引采煤机整机方案设计以及截割部的设计过程。

中煤层电牵引采煤机可用于煤层厚度为 2-4m、煤质中硬的缓倾斜煤层。与老式的纵向布置的单电机采煤机相比，该采煤机将截割电机直接安装在截割部壳体内，齿轮减速装置全部集中在截割部壳体及行星减速器内，取消了螺旋伞齿轮、固定减速箱、摇臂回转套等构造，使其构造更简朴、紧凑，可靠性更高。

截割部是采煤机直接落煤、装煤的部分，其消耗的功率约占整个采煤机功率的 80%-90%，主要由截割部壳体、截割电机、齿轮减速装置、滚筒等构成。该采煤机的截割部采用四级传动；前三级为直齿传动，第四级为行星传动。二级传动的圆柱齿轮为可换齿轮，使输出转速可根据不同的煤质硬度在两档速度内选用。截割部采用了三个惰轮轴，使采煤机能够满足截割高度对截割部长度的要求。设计将截割部行星减速器和滚筒直接联结，取消了安装在滚筒上的截齿，使构造简朴、可靠。

关键词：采煤机，截割部，构造，设计

Abstract

This brochure describes the type of hydraulic shearer traction unit program design and cutting the Department of Design and calculation process.

traction Shearer hydraulic seam thickness can be used for 2-4 m, Hard coal to the gently inclined seam. With the traditional vertical layout of the single-motor compared to Shearer, Shearer will be the ranging-arm installed directly in the cutting of the shell, gear device exclusively on cutting Shell and planetary reducer, the abolition of the spiral bevel gears, gear box fixed, Rocker rotating sets of structures, their structure is simpler, more compact and higher reliability.

Ranging-arm of the shearer is directly charged coal, the coal loaded, its about the power consumption of the entire power shearer 80% -90%, mainly by cutting Shell, cutting electrical, Gear and drum components. The shearer cutting unit used four drive; Before three straight tooth drive, the fourth level of planetary transmission. 2 Drive Gear to be for the gears, enabling the output speed can be based on different coal hardness in two tranches within the selected speed. Cutting the Department has adopted a three lazy axle, to meet the shearer cutting height on the ranging-arm degree requirements. Designed to be cutting planetary reducer and drum direct link, canceled installed in the drum Pick, simple and reliable.

Keywords: shearer, ranging-arm,structure,design

目录

摘要.....	2
Abstract.....	3
目录.....	4
第一章 国内外采煤机研究及应用概况.....	5
1.1 国内外研究现状.....	5
1.2 国内外应用情况.....	7
第二章 传动方案的设计.....	11
2.1 总体传动方案的设计.....	11
2.2 传动比分配.....	15
2.3 截割部第一级圆柱齿轮传动设计.....	16
2.4 截割部第二级圆柱齿轮传动设计.....	25
2.5 截割部第一级行星传动设计.....	33
2.6 截割部第二级行星齿轮传动设计.....	41
第三章 截割部辅助零部件的设计.....	50
3.1 齿轮轴 1 的设计及校核.....	50
3.2 第一级惰轮轴的设计及校核.....	52
3.3 齿轮二轴的设计及校核.....	55
3.4 第二级惰轮轴的设计及校核.....	59
3.5 中心齿轮轴的设计及校核.....	62
3.6 截割部花键连接强度校核.....	65

第四章 辅助零部件概述.....	69
4.1 机身.....	69
4.2 托缆装置.....	70
4.3 喷雾冷却系统.....	70
4.4 辅助液压系统.....	72
4.5 护板及拆卸工具.....	73
4.6 螺旋滚筒.....	74
结论.....	75
参照文件.....	76

第一章 国内外采煤机研究及应用概况

1.1 国内外研究现状

为了提升工作面的生产效益，世界主要采煤国均纷纷致力于发展大型先进的综采设备，取得了明显的效果，综采工作面的生产能力和效益均大幅度提升。

我国是产煤大国，煤炭也是我国最主要的能源，是确保我国国民经济飞速增长的主要物质基础。煤炭工业的机械化是指采掘、支护、运送、提升的机械化。其中采掘涉及采煤和掘进巷道。伴随采煤机械化的发展，采煤机是目前最主要的采煤机械。

80年代以来，世界各主要采煤国家，为适应高产高效综采工作面发展和实现矿井集中化生产的需要，主动采用新技术，不断加速更新和改善滚筒采煤机的技术性能和构造，相继研制出一批高性能、高可靠性的“重型”采煤机。其中最具代表的是美国乔埃企业的LS系列，英国安德森企业的Electra系列，德国艾柯夫企业的SL系列和日本三井三池企业的MCLE—DR系列电牵引采煤机，体现了当今世界采煤机的最新发展方向，并有如下几种特点。

- 1、装机功率有较大幅度增长

为了适应高产高效综采工作面迅速截煤的需要，不论是厚、中厚和薄煤层采煤机，均在不断加大装机功率(涉及截割功率和牵引功率)。装机功率大都在 1000kW 左右，最大的已达 2240kW，单个截割电动机的功率都在 375kW 以上，最高的已达 600kW。直流电牵引的牵引功率最大已达 2×56 kW，交流电牵引功率已达 2×60 kW。

2、电牵引采煤机成为主导机型

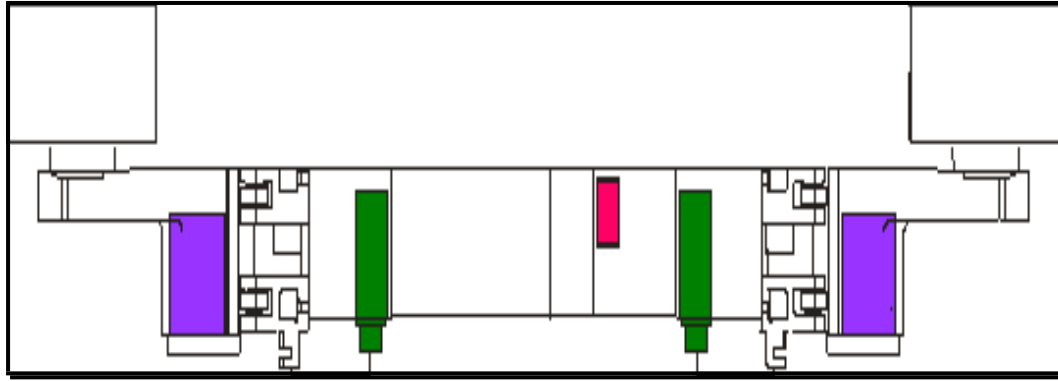
德国艾柯夫企业最早开发电牵引采煤机，80年代中后期已基本停止生产液压牵引采煤机，研制出EDW系列电牵引采煤机，其中EDW450/1000和EDW300—LN是代表性的机型，90年代又研制成功交直流两用的SL300、SL400、SL500型采煤机。美国乔埃企业70年代中期开始开发多电机驱动的直流电牵引采煤机，80年代以来先后推出3LS、4LS、6LS三个新机型，其中电控系统已改善屡次，性能更趋完善。英国安德森企业在80年代中期研制了第一台直流电牵引采煤机Electra550，在美国使用成功后，又先后开发了Electra1000和Electra薄煤层电引采煤机。日本三井三池企业80年代中期着手开发高起点交流电牵引采煤机，在国际上是首创，最具代表性的是MCLE—DR101101、MCLE—DR102102采煤机。法国萨吉姆企业在90年代也已研制成功Pande—E型交流电牵引采煤机。世界各主要采煤机厂商80年代都已把要点转向开发电牵引采煤机，目前，美国长壁工作面中电牵引采煤机已超出90%，德国已占56%，澳大利亚占52%，而且近几年来，几乎全部综采工作面的高产高效统计都是由电牵引采煤机发明的。交流电牵引近几年发展不久，因为技术先进，可靠性高，维护管理简朴，有取代直流电牵引的趋势。自日本80年代中期研制成第一台交流电牵引采煤机，至今除美国外，其他国家如德国、英国、法国等都先后研制成交流电牵引采煤机，并以为是今后电牵引采煤机发展的新目的。

3、牵引速度和牵引力不断增长

液压牵引采煤机的最大牵引速度为 8m/min 左右，而实际可用割煤速度为 4~5m/min(相对最大牵引力时的牵引速度)，实际牵引功率仅为 40~50kW，不适应迅速割煤的需要。为适应高产高效工作面，电牵引采煤机牵引功率需要成倍增长，据报导在美国 18m/min 的牵引速度已很普遍，个别的已超出 24m/min，美国乔埃企业的一台经改善的 4LS 采煤机的牵引速度高达 28.5m/min。因为采煤机需要迅速牵引割煤，滚筒截深的加大和转速的降低，又造成进给量和推动力的加大，故要求采煤机增大牵引力，目前已普遍加大到 450~600kN，现正研制最大牵引力为 1000kN 的采煤机。

4、采用多电动机驱动横向布置的总体构造

70 年代中期只有少数几种采煤机(主要是美国的 LS 系列采煤机，原西德的 EDW-150-2L-2W)采用多电动机驱动横向布置。因为这种布置方式是各部件由单独电动机驱动，机械传动系统彼此独立，取消了锥齿轮传动副和复杂通轴，机械构造简朴，装拆以便，所以被广泛采用。涉及电牵引的(如英国 Electra 系列、德国的 SL 系列)和液压牵引的(如波兰的 KGS 系列)，以及中厚煤层用大功率的(如 Electra1000, SL500)和薄煤层的(如英国 Electra)，并有取代老式的截割电动机纵向布置的趋势。



5、滚筒的截深不断增大

牵引速度的加紧，支架随机支护也相应跟上，使机道宽度内空顶时间缩短，为加大支架步距发明了条件，也为加大滚筒截深提供了可能性。十年前滚筒采煤机的截深，大都在 630~700mm，而今多数已采用 800mm 和 1000mm，1200mm 截深也已在实际使用。美国阿巴拉契煤矿正在考虑采用 1500mm 截深的可能性。

6、普遍采用中高压供电

80 年代以来，因为装机功率大幅度提升，整个工作面供电容量超出 5000kW，为了确保供电质量和电机性能，新研制的大功率电牵引采煤机几乎都提升供电电压，主要有 2300V、3300V、4160V 和 5000V。美国既有长壁工作面中 45% 以上的电牵引采煤机供电电压不不小于 2300V。

7、完善的监控系统

涉及采用微处理机控制的工况监测、数据采集、故障显示的自动控制系统；就地控制、无线电随机控制，并能自动控制液压支架、工作面输送机动作和滚筒沿工作面煤层自动调整采高。

8、高的可靠性

据了解美国 LS 系列采煤机、英国 Electra1000 型采煤机的利用率可达 95%~98%，维修期都在采煤 350 万 t 以上，最高的达 1000 万 t。

1.2 国内外应用情况

我国目前广泛使用的三大系列采煤机，主要有上海分院开发设计的 MG 系列，西安煤矿机械厂生产的 MXA300 和太原矿山机器厂的 AM500 系列采煤机，其中 MXA300 和 AM500 系列采煤机主要用于综采工作面，MG 系列采煤机既有配套液压支架使用综采工作面的，也有配套单体液压支柱合用于一般机采工作面的采煤机，可分别使用在厚煤层、中厚煤层和薄煤层。目前使用量最大的液压牵引采煤机有 MG150(200)－W1、MG200－W、MG300(2×300)－W、AM500/3.5、MXA300 等型号。

1、双级行星齿轮减速器的设计

采用了四个行星轮构造的行星齿轮减速器，在均载措施、材料及热处理工艺、齿轮的修形修缘加工等技术方面有了进一步提升。

2、牵引机构采用无链牵引系统，其主要优点是：

- ①取消工作面牵引链，消除断链和跳链伤人事故，工作安全可靠
- ②同一工作面可同步使用多台采煤机，降低生产成本，提升工作效率；

③

牵引速度脉动比链牵引小，采煤机运营较平稳。链轨式虽然也是链条，但强度余量较大，弹性变形对牵引速度影响较小；

④牵引力大，能适应大功率采煤机和高产高效的需要；

⑤取消链牵引的张紧装置，使工作面切口缩短。对底板起伏、工作面弯曲、煤层不规则等适应性增强；

⑥适应采煤机在大倾角(可达 54°)条件下工作，利用制动器使采煤机防滑问题得到处理。

但是无链牵引也存在需要处理的问题：

①加强输送机本身构造，使用和管理中保持平直度；

②齿轮、齿轨或销轴在啮合传动中传递力很大，且起支点作用，磨损加紧——材质和热处理要求较高，构造上要能迅速更换；

③为适应采煤机在推移中水平和垂直方向的倾斜，仍能确保正确的啮合，在销轴座或齿轨之间的连接方式上注意可调性，同步注意溜槽的连接强度；

④无链牵引机构使机道宽度增长约 100mm，提升了对支架控顶能力的要求。

3、采用液压紧固技术

液压紧固技术为 80 年代末 90 年代初的高新技术，为超高压技术和材料热处理、超高压密封技术的综合应用领域。为了处理采煤机工况恶劣，构件联接轻易松动而影响可靠性，对液压紧固技术进行了开发研制，目前已完毕开发液压螺母 M24、M30、M36、M42 四种规格，

相应的液压螺栓副长度 3m(M42)， 2 . 5m(M30

)，及超高压泵和超高压胶管总成也已批量生产，使用效果良好。

4、交流变频调速牵引装置的研制

对日本东芝和东洋企业的 100kVA、150VA 两个规格的 51 系列变频器进行技术消化，其中 100kVA 的变频器成功改制成和 MG344—PWD 型采煤机配套的交流变频调速牵引装置，并推广使用。在此基础上，消化吸收 150kVA 变频器技术，并将其改制成与其他某些大功率采煤机相配套的交流变频牵引调速装置，为电牵引采煤机的系列化和全方面推广铺平了道路。200kVA61 系列的交流变频调速牵引装置配套 MG400/920—WD 型采煤机，也取得了很好的效果。

5、电控技术的研究和电气控制装置的研制

数年液压牵引采煤机电控装置的开发设计，积累了不少成功的经验，从引进消化吸收到自行研制，从原来的插件到目前盒装板式，从单台单件设计生产到目前简化型成批生产，经过十数年努力，功能逐渐齐全，可靠性不断提升，在通用性、互换性和集成化方面推动了一大步，无线电随机控制研制成功，并得到推广使用，数字化、微机化的电控装置正在试用阶段。

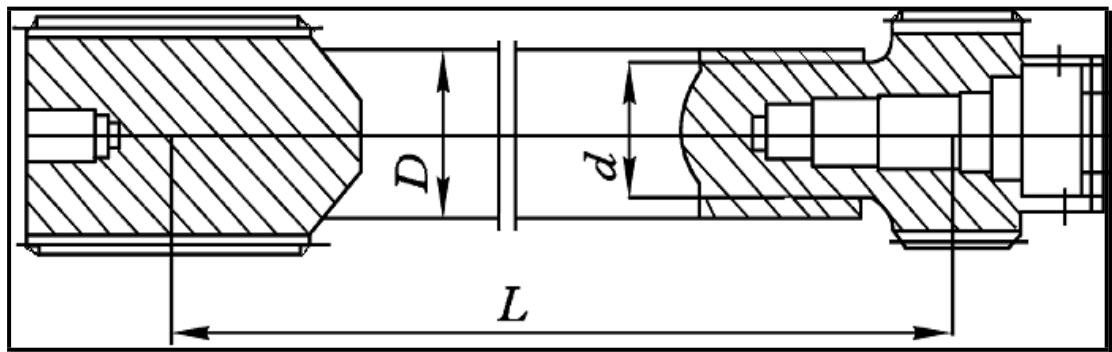
6、截割部电动机使用弹性扭矩轴

结合截割电动机横向布置多电机驱动采煤机的开发，将动态分析利用于具有弹性缓冲性能的扭矩轴设计，提出一套有关该类轴的理论设计根据，提升设计质量，改善传动件的可靠性，对提升采煤机的整体可靠度和利用率起到了主动作用。

矩轴的构造设计以满足三项性能为原则，其构造设计则以其所处传动系统的详细构造而定。

1. 弹性缓冲
2. 过载保护
3. 传递动力

弹性转矩轴经典构造



d 为卸载槽外径，在开有卸载槽的一端设有螺纹孔

7. 为了提升块煤率，采用耐磨滚筒及镐形截齿

点开发硬煤耐磨滚。30 个截齿经过非均布叶片的特殊设计而达成叶片齿与端盘齿交错均布的目的，同步三个叶片各自的齿高不等，从而可确保叶片截齿截深相等。采用 35mm 的等截线距布置，叶片齿截割面积相等，另外叶片齿采用 $-7^{\circ} \sim -10^{\circ}$ 角，确保其处于回转状态工作。同步能有效地抵消滚筒轴向力，其轴向力波动不不小于 4%，这种滚筒在使用中工作平稳性好，块煤率高，能耗低。

第二章 传动方案的设计

2.1 总体传动方案的设计

在目前的国内采煤机市场，不论从研发、设计、制造还是使用方面中厚煤层所使用的重型采煤机都占据着主导地位，也正是这种庞大的市场优势使得中厚煤层采煤机在技术上日趋成熟，而且有着非常大的改善刷新速度。]

滚筒采煤机的类型诸多，可按滚筒数目、行走机构形式、行走驱动装置的调速传动方式、行走部布置位置、机身与工作面输送机配合导向方式、总体构造布置方式等分类。

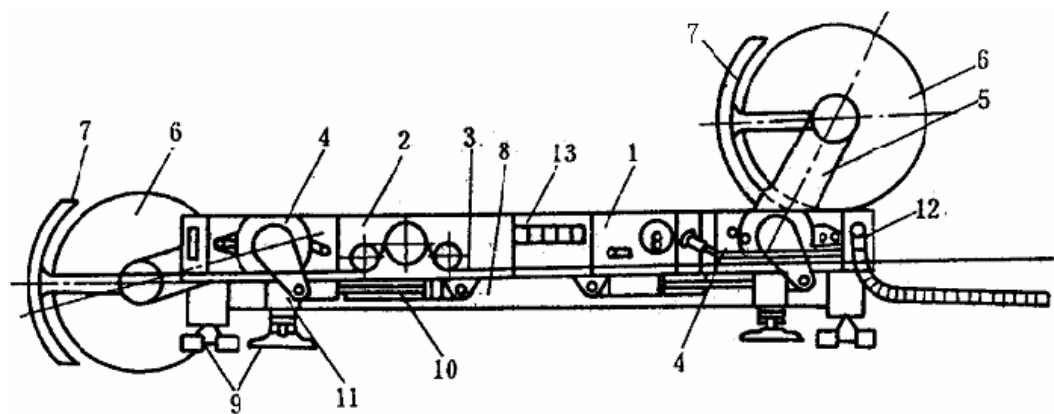
按滚筒数目分为单滚筒和双滚筒采煤机，其中双滚筒采煤机应用最普遍。按行走机构形式分钢丝绳牵引、链牵引和无链牵引采煤机。按行走驱动装置的调速方式分机械调速、液压调速和电气调速滚筒采煤机（一般简称机械牵引、液压牵引和电牵引采煤机）。按行走部布置位置分内牵引和外牵引采煤机。按机身与工作面输送机的配合导向方式分骑槽式和爬板式采煤机。按总体构造布置方式分截割（主）电动机纵向布置在摇臂上的采煤机和截割（主）电动机横向布置在机身上的采煤机、截割电动机横向布置在摇臂上的采煤机。按合用的煤层厚度分厚煤层、中厚煤层和薄煤层采煤机。按合用的煤层倾角分缓斜、大倾角和急斜煤层采煤机。

采煤机主要由电动机、牵引部、截割部和附属装置等部分构成（如图 1.1）。

电动机：是滚筒采煤机的动力部分，它经过两端输出轴分别驱动两个截割部和牵引部。采煤机的电动机都是防爆的，而且一般都采用定子水冷，以缩小电动机的尺寸。

牵引部：经过其主动链轮与固定在工作面输送机两端的牵引链 3 相啮合，使采煤机沿工作面移动，所以，牵引部是采煤机的行走机构。

左、右截割部减速箱：将电动机的动力经齿轮减速后传给摇臂 5 的齿轮，驱动滚筒 6 旋转。



1—电动机，2—牵引部，3—牵引链，4—截割部减速箱，5—摇臂，6—滚筒，7—弧形挡煤板，
8—底托架，9—滑靴，10—调高油缸，11—调斜油缸，12—拖缆装置，13—电气控制箱

如图 1.1 双滚筒采煤机

滚筒：是采煤机落煤和装煤的工作机构，滚筒上焊有端盘及螺旋叶片，其上装有截齿。螺旋叶片将截齿割下的煤装到刮板输送机中。为提升螺旋滚筒的装煤效果，滚筒一侧装有弧形挡煤板 7，它能够根据不同的采煤方向来回翻转 180° 。

底托架: 是固定和承托整台采煤机的底架, 经过其下部四个滑靴 9 将采煤机骑在刮板输送机的槽帮上, 其中采空区侧两个滑靴套在输送机的导向管上, 以确保采煤机的可靠导向。

调高油缸: 可使摇臂连同滚筒升降, 以调整采煤机的采高。

调斜油缸: 用于调整采煤机的纵向倾斜度, 以适应煤层沿走向起伏不平时的截割要求。

电气控制箱: 内部装有多种电控元件, 用于采煤机的多种电气控制和保护。

另外, 为降低电动机和牵引部的温度并提供内外喷雾降尘用水, 采煤机设有专门的供水系统。采煤机的电缆和水管夹持在拖缆装置内, 并由采煤机拉动在工作面输送机的电缆槽中卷起或展开。

截割部传动装置的功用: 是将电动机的动力传递到滚筒上, 以满足滚筒工作的需要。同步, 传动装置还应适应滚筒调高的要求, 使滚筒保持合适的工作高度。因为截割消耗采煤机总功率的 80%~90%, 所以要求设计出的截割部传动装置具有高的强度、刚度和可靠性, 良好的润滑密封、散热条件和高的传动效率。

采煤机截割部都采用齿轮传动, 常见的传动方式有如下几种:

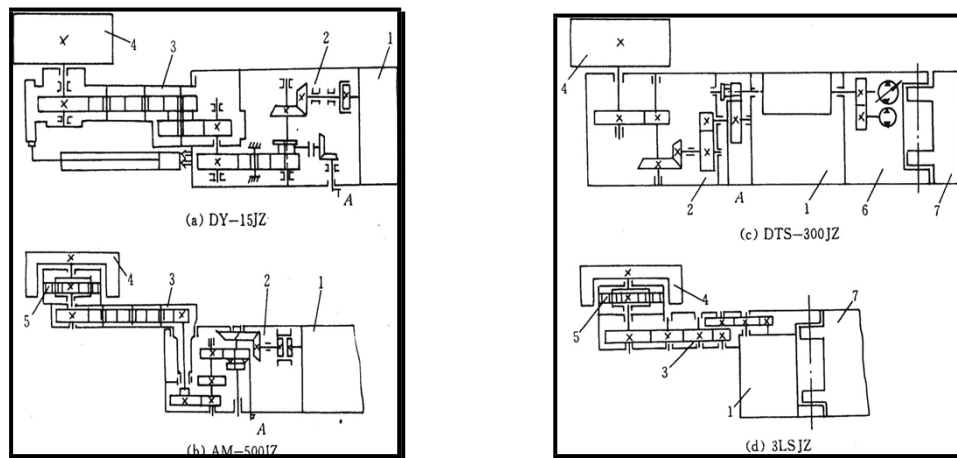


图 2-1 截割部传动方式

1—电动机；12—固定减速箱；3—摇臂；4—滚筒；
5—行星齿轮传动；6—泵箱；7—机身及牵引部

(1)电动机—固定减速箱—摇臂—滚筒(如图 2-1(a))。这种传动方式的特点是传动简朴，摇臂从固定减速箱端部伸出，支承可靠，强度和刚度好。但摇臂下降的最低位置受输送机限制，故卧底量较小。DY-150、BM-100 型采煤机均采用这种传动方式。

(2)电动机—固定减速箱—摇臂—行星齿轮传动—滚筒(图 2-1(b))。这种方式在滚筒内装了行星传动，故前几级传动比减小，简化了传动系统，但筒壳尺寸却增大了，故这种传动方式合用于中厚煤层采煤机，如在 MLS3 -170、MXA-300、AM-500 和 MG 系列等型采煤机中采用。

(3)电动机—减速箱—

滚筒(图 2-1(c))。这种传动方式取消了摇臂,靠由电动机、减速箱和滚筒构成的截割部来调高(称为机身调高),使齿轮数大大降低,机壳的强度、刚度增大,且调高范围大,采煤机机身也可缩短,有利于采煤机开缺口工作。MXP-240 和 DTS-300 型采煤机采用这种传动方式。

(4)电动机—摇臂—行星齿轮传动—滚筒(图 2-1(d))。这种传动方式的电动机轴与滚筒轴平行,取消了轻易损坏的锥齿轮,使传动愈加简朴,而且调高范围大,机身长度小。新的电牵引采煤机都采用这种传动方式。

对比以上传动方式,我设计的截割部传动方式为:电动机—摇臂—行星齿轮传动—滚筒。(如图 2.2)该截割部采用销轴与牵引部联结,截割电机横向布置在摇臂上,摇臂和机身连接没有动力传递,取消了纵向布置构造中的螺旋伞齿轮和构造复杂的通轴。

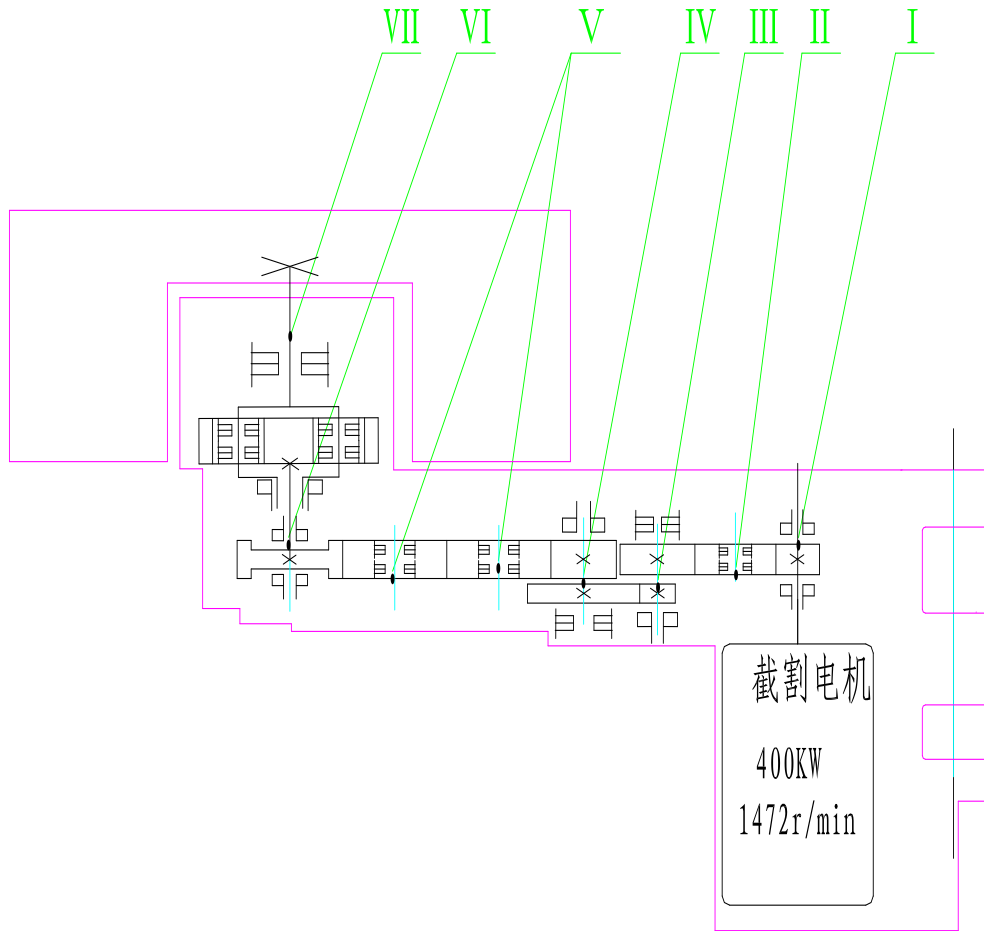


图 2.2 截割部传动系统

该截割部有如下特点：

(1)电机横向布置,机械传动都是直齿传动故传动效率高,轻易安装和维护。

(2)截割电机采用旋转开关控制外,其他控制如牵引速度调整、方向设定、左右摇臂的升降,急停等操作均由设在机身两端操作站的按钮进行控制,操作简朴、以便。

(3)液压系统设计合理,采用集成阀块构造,管路少,连接可靠;经常调整的阀设在液压箱体外,便于检修和更换。

(4)

截割机械传动链设有扭矩轴过载保护装置，并可设有强制润滑冷却系统，提升了传动件，支承件的使用寿命。

(5)截割部采用四行星单浮动构造，承载能力大，减小了构造尺寸。采用大角度弯摇臂设计，加大过煤空间，提升装煤效果，卧底量大

(6)调高油缸与调高液压锁采用分离布置，液压锁置于壳体空腔内，打开盖板即可取出液压锁，以便井下查找故障和更换调高油缸、液压锁等维修工作。

该机主要定位合用于倾角 $\leq 18^\circ$ 的中厚煤层的开采，煤层中不应有坚硬的或较厚的该类夹杂物，以及落差较大的断层。主要技术参数如下：

适应煤层：倾角 $\leq 18^\circ$ 的中厚煤层

采高范围：2~4m

煤质倾角： $\leq 18^\circ$

煤层硬度： $f \leq 4$

滚筒转速(r/min)：低速 25.4、中速 31.5、高速 38.7；

滚筒直径(mm)：1800；

最大截深(mm)：1000；

滚筒水平中心距(m)：10.517；

摇臂回转中心距(m)：6.4；

2.2 传动比分配

由设计要求知，截割部功率为 700kW，根据矿井电机的详细工作环境情况，电机必须具有防爆和电火花的安全性，以确保在有爆炸危险的含煤尘和瓦斯的空气中绝对安全，而且电机工作要可靠，开启转矩大，过载能力强，效率高。所以选择由抚顺厂生产的三相鼠笼异步防爆电动机，型号为 YBCS3—150，其主要参数如下：

额定功率：700kW； 额定电压：1140V；
满载电流：98A； 额定转速：1472r/min；
满载效率：0.915； 绝缘等级：H；
满载功率因数：0.85； 接线方式：Y；
质量：1150Kg； 冷却方式：外壳水冷

该电动机输出轴上带有渐开线花键，经过该花键电机将输出的动力传递给摇臂的齿轮减速机构。

根据采煤机械手册，总装机功率在 700KW 左右的采煤机滚筒的转速没有一种拟定的数值，只要在 20~35r/min 之间都能够满足所需的要求，再根据摇臂减速箱的构造安排，当电机的转速为 1470r/min 时，滚筒的转速为：

$n=1470 \div 53=27.73$ 符合要求，所以各轴的转速：

一轴齿轮的转速：因为与电机相连所以 $n_1 = 1470r / \text{min}$

二轴的转速： $n_2 = \frac{n_1}{40/28} = 1029r / \text{min}$

中心轮组的转速： $n_3 = \frac{n_2}{40/27} = 694.575r / \text{min}$

第二级行星减速器太阳轮的转速： $n_4 = \frac{n_3}{5.36} = 129.584r / \text{min}$

各轴的功率

一轴齿轮的功率： $P_1 = 300 \times 0.99 \times 0.99 = 294.03(33kw)$

二轴齿轮的功率： $P_2 = 294.03 \times 0.97 \times 0.99 = 282.357(kw)$

中心轮组的功率： $P_3 = 282.357 \times 0.99 \times 0.97 \times 0.99 = c(kw)$

第二级行星减速器太阳轮的功率：

$$P_4 = 271.147 \times 0.97 \times 0.99 \times 0.99 \times 0.99 = 255.201(kw)$$

2.3 截割部第一级圆柱齿轮传动设计

选择齿轮材料，查机械手册：

小齿轮选用 18Cr2Ni4WA 调质，惰轮选用 20CrMnTi 调质，大齿轮选用 18Cr2Ni4WA 调质 18Cr2Ni4WA 属于高强度中合金渗碳钢。是性能优良的含镍钢种，镍除了提升钢的淬透性外，还能提升韧性，并可大大改善钢的抗冲击疲劳强度，也是镍钢在重载下寿命高的原因；

按齿面接触疲劳强度设计计算

拟定齿轮传动精度等级，按 $v_t = (0.013 \sim 0.022)n_1 \sqrt[3]{P/n}$ 估计圆周速度 $v_t = 17.15m/s$ ，参照机械设计工程学[I]中的表 8-14，表 8-15 选用

小轮分度圆直径 d_1 ，查机械手册得

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT}{\varphi_d} \cdot \frac{\mu + 1}{\mu} \cdot \left(\frac{Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

齿宽系数 φ_d 查表按齿轮相对轴承为对称布置，取 $\varphi_d = 0.4$

小轮齿数 Z_1 在推荐值 20~40 中选 $Z_1 = 28$

大轮齿数 Z_2 $Z_2 = i \cdot Z_1 = 1.43 \times 28 = 40.04$ 圆整取 $Z_2 = 40$

齿数比 $u = Z_2 / Z_1 = 40 / 28$

传动比误差 $\Delta u / u \quad \Delta u / u = (1.43 - 1.428) / 1.43 = 0.001$ 误差在 $\pm 5\%$

范围内，所以符合要求

小轮转矩 T_1 由公式得 $T_1 = 9550P / n$

$$= 9550 \times 294.03 / 1470$$
$$= 1910.19 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

载荷系数 K 由公式得 $K = K_A \cdot K_V \cdot K_\beta \cdot K_\alpha$

使用系数 K_A 查表得 $K_A = 2$

动载荷系数 K_V 查表得 $K_V = 1.3$

齿向载荷分布系数 K_β 查表得 $K_\beta = 1$

齿间载荷分配系数 K_α 由公式及 $\beta = 0$ 得

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta$$
$$= \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{28} + \frac{1}{40} \right) \right]$$
$$= 1.68$$

查表并插值得 $K_\alpha = 1.1$

则载荷系数 K 的初值 $K_t \quad K_t = K_A \cdot K_V \cdot K_\beta \cdot K_\alpha$

$$= 2.0 \times 1.3 \times 1 \times 1.1$$
$$= 2.86$$

弹性系数 Z_E 查表得 $Z_E = 189.8 \sqrt{N / \text{mm}^2}$

节点影响系数 Z_H 查表得 ($\beta = 0, x_1 = 0.2568, x_2 = 0.2529$)

$$Z_H = 2.4$$

重叠度系数 Z_ε 查表得 ($\varepsilon_\beta = 0$) $Z_\varepsilon = 1.0$

许用接触应力 $[\sigma_H]$ 由公式得 $[\sigma_H] = \sigma_{H_{lim}} \cdot Z_N \cdot Z_W / S_H$

接触疲劳极限应力 $\sigma_{H_{lim1}} \sigma_{H_{lim2}}$ 查图得 $\sigma_{H_{lim1}} = 1650 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_{H_{lim2}} = 1300 \text{ N/mm}^2$$

应力循环次数由公式得: $N_1 = 60n_j L_h$

$$= 60 \times 1470 \times 1 \times (24 \times 300 \times 8)$$

$$= 5.08 \times 10^9$$

$$N_2 = N_1 / u$$

$$= 5.08 \times 10^9 / 1.428$$

$$= 3.56 \times 10^9$$

则查表得接触强度的寿命系数 Z_{N_1} 、 Z_{N_2} (不允许有点蚀)

$$Z_{N_1} = Z_{N_2} = 1$$

硬化系数 Z_W 查表及阐明得

$$Z_W = 1$$

按接触强度安全系数 S_H 查表, 按较高可靠强度 $S_{H_{min}} = 1.25 \sim$

1.3 取

$$S_H = 1.2$$

则 $[\sigma_{H_1}] = 1650 \times 1 \times 1 / 1.2$

$$= 1375 \text{ N/mm}^2$$

$$[\sigma_{H_2}] = 1300 \times 1 \times 1 / 1.2$$

$$=1083 \text{ N/mm}^2$$

d_1 的设计初值 d_{1t} 为

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 2.86 \times 1910194}{0.4} \cdot \frac{1.428 + 1}{1.428} \cdot \left(\frac{189.8 \times 2.4 \times 1.0}{1083} \right)^2}$$

$$\geq 172.915 \text{ mm}$$

齿轮模数 m $m = d_{1t} / Z_1$

$$= 172.915 / 28$$

$$= 6.17$$

查表取 $m=8$

小齿轮分度圆直径的参数圆整值 $d'_{1r} = Z_1 m$

$$= 28 \times 8$$

$$= 224 \text{ mm}$$

圆周速 v $v = \pi d'_{1r} n_1 / 60000$
 $= \pi \times 224 \times 1470 / 60000$
 $= 17.23$

与估计值 $v_t = 17.15 \text{ m/s}$ 很相近, 对 K_v 值影响不大, 不必修正 K_v

$$K_v = K_{v_t} = 1.3, \quad K = K_t = 2.86$$

小齿轮分度圆直径 $d_1 = d'_{1r} = 224$

大齿轮分度圆直径 $d_2 = m Z_2 = 8 \times 40 = 320$

中心矩 $a = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{8 \times (28 + 40)}{2} = 272$

齿宽 $b = \varphi_d \cdot d_{1r \min} = 0.4 \times 223 = 89 \text{ mm}$

大齿轮齿宽 $b_2 = 80$

小齿轮齿宽 $b_1 = 80$

考虑到摇臂的长度以及大小齿轮的直径，在大小齿轮间加一级惰轮组，因为要分别和大小齿轮啮合传递扭矩，所以模数必须和大小齿轮的模数相同都取 8，惰轮的齿数按推荐值取 $Z_{\text{惰轮1}} = 39$ ，变位系数取 $x_{\text{惰轮1}} = 0.2700$ ，也采用圆柱直齿渐开线齿形。

齿根弯曲疲劳强度校核计算

$$\text{由公式 } \sigma_F = \frac{2KT_1}{bd_1m} \cdot Y_{F\alpha} Y_{S\alpha} Y_\varepsilon \leq [\sigma_F]$$

齿形系数 $Y_{F\alpha}$ 查表得 小轮 $Y_{F\alpha 1} = 2.3$

大轮 $Y_{F\alpha 2} = 2.2$

应力修正系数 $Y_{S\alpha}$ 查表得 小轮 $Y_{S\alpha 1} = 1.725$

大轮 $Y_{S\alpha 2} = 1.740$

重叠度系数 Y_ε 由公式 $Y_\varepsilon = 0.25 + 0.75 / \varepsilon_\alpha$

$$= 0.25 + 0.75 / 1.68$$
$$= 0.70$$

许用弯曲应力 $[\sigma_F]$ 由式 $[\sigma_F] = \sigma_{F\text{lim}} Y_N Y_X / S_F$

弯曲疲劳极限 $\sigma_{F\text{lim}}$ 查表得 $\sigma_{F\text{lim}1} = 1100 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_{F\text{lim}2} = 660 \text{ N/mm}^2$$

弯曲寿命系数 Y_N 查表得 $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$

尺寸系数 Y_X 查表得 $Y_X = 1$

安全系数 S_F 查表得 $S_F = 1.6$

则 $[\sigma_{F1}] = \sigma_{F_{lim1}} Y_{N1} Y_{X1} / S_F = 1100 \times 1 \times 1 / 1.6 = 687.5$

$$[\sigma_{F2}] = \sigma_{F_{lim2}} Y_{N2} Y_{X2} / S_F = 660 \times 1 \times 1 / 1.6 = 412.5$$

故 $\sigma_{F1} = \frac{2 \times 2.86 \times 2598640}{80 \times 224 \times 8} \times 2.3 \times 1.725 \times 0.7 = 287.96 \text{ N/mm}^2 \leq [\sigma_{F1}]$

$$\sigma_{F2} = \frac{2 \times 2.86 \times 2598640}{80 \times 320 \times 8} \times 2.2 \times 1.755 \times 0.7 = 193.16 \text{ N/mm}^2 \leq [\sigma_{F2}]$$

所以齿根弯曲强度足够

其他尺寸的计算

$$m=8, Z_1=28, Z_2=40, Z_{\text{惰轮1}}=39, \alpha=20^\circ, h_\alpha^*=1.00$$

已知参数: $c^*=0.25, d_1=224\text{mm}, d_2=320\text{mm}, d_{\text{惰轮1}}=312\text{mm}$

$$x_1=0.2568, x_2=0.2529, x_{\text{惰轮1}}=0.2700$$

计算参数: 啮合角 α' 按如下公式计算 $inv\alpha' = \frac{2(x_1 + x_2)}{Z_1 + Z_2} \tan\alpha + inv\alpha$

中心距变动系数 y 按如下公式计算 $y = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \left(\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'} - 1 \right)$

中心距 a' 按如下公式计算 $a' = a + ym$

齿高变动系数 Δy 按如下公式计算 $\Delta y = x_2 - y$

齿顶高 h_α 按如下公式计算 $h_\alpha = (h_\alpha^* + x - \Delta y)m$

齿根高 h_f 按如下公式计算 $h_f = (h_\alpha^* + c^* - x)m$

齿全高 $h = (2h_\alpha^* + c^* - \Delta y)m$

齿顶圆直径 $d_{a1} = d_1 \pm 2h_\alpha$

齿根圆直径 $d_{f1} = d_1 - 2h_f$

一齿轮轴与第一级惰轮啮合传动的有关参数的计算值:

啮合角 $\alpha' \quad \alpha' = 22^\circ 13''$

中心距变动系数 $y \quad y = 0.5025$

中心距 a' $a' = 272.02\text{mm}$

齿高变动系数 Δy $\Delta y = 0.0243$

齿顶高 h_α $h_{\alpha 1} = 9.86\text{mm}$ $h_{\alpha\text{惰轮}} = 9.97\text{mm}$

齿根高 h_f $h_{f1} = 7.95\text{mm}$ $h_{f\text{惰轮}} = 7.84\text{mm}$

齿全高 h $h_1 = 17.80\text{mm}$ $h_{\text{惰轮}} = 17.80\text{mm}$

齿顶圆直径 d_α $d_{\alpha 1} = 243.72\text{mm}$ $d_{\alpha\text{惰轮}} = 331.94\text{mm}$

齿根圆直径 d_f $d_{f1} = 208.10\text{mm}$ $d_{f\text{惰轮}} = 296.32\text{mm}$

大齿轮与第一级惰轮啮合传动的有关参数的计算值：

啮合角 α' $\alpha' = 21^\circ 53''$

中心距变动系数 y $y = 0.4963$

中心距 a' $a' = 319.97\text{mm}$

齿高变动系数 Δy $\Delta y = 0.0266$

齿顶高 h_α $h_{\alpha 2} = 9.81\text{mm}$ $h_{\alpha\text{惰轮}} = 9.97\text{mm}$

齿根高 h_f $h_{f2} = 7.98\text{mm}$ $h_{f\text{惰轮}} = 7.84\text{mm}$

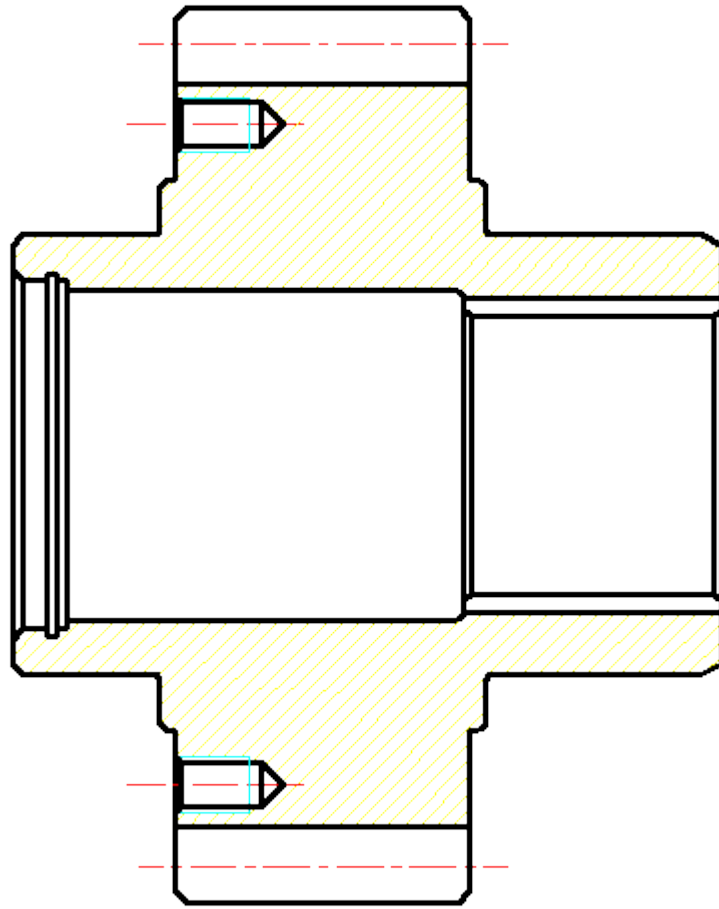
齿全高 h $h_2 = 17.79\text{mm}$ $h_{\text{惰轮}} = 17.81\text{mm}$

齿顶圆直径 d_α $d_{\alpha 2} = 339.62\text{mm}$ $d_{\alpha\text{惰轮}} = 331.94\text{mm}$

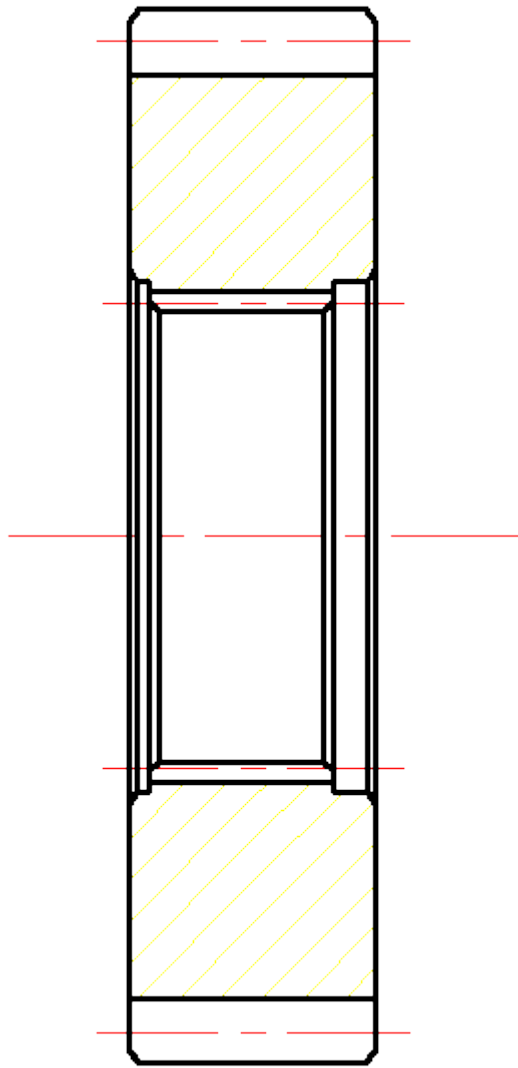
齿根圆直径 d_f $d_{f2} = 304.22\text{mm}$ $d_{f\text{惰轮}} = 296.32\text{mm}$

注：其他的大、小齿轮参数一样。

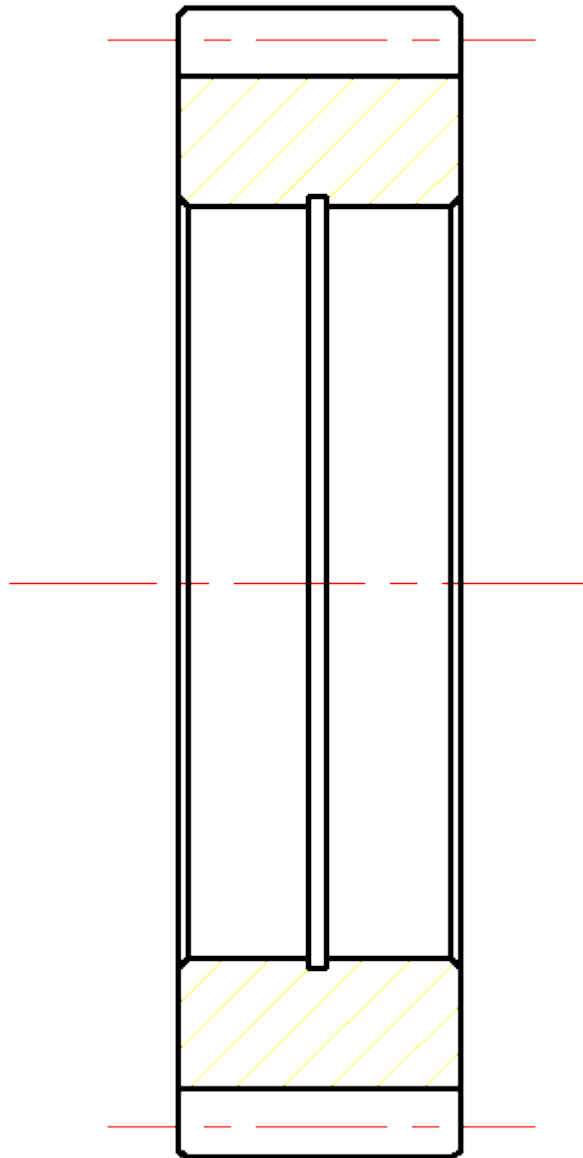
小齿轮的构造设计：考虑到齿轮直接和电动机的输出轴相连，因采用内设花键与电动机的扭矩轴连接



大齿轮的构造：



第一级惰轮的构造：



2.4 截割部第二级圆柱齿轮传动设计

查机械手册选择齿轮材料：小齿轮选用 18Cr2Ni4WA 调质

大齿轮选用 18Cr2Ni4WA 调质

按齿面接触疲劳强度设计计算

拟定齿轮传动精度等级，按 $v_t = (0.013 \sim 0.022) n_2 \sqrt[3]{P/n_2}$ 估计圆周速度 $v_t = 14.26 \text{ m/s}$ ，参照机械设计工程学 [I] 中的表 8-14，表 8-15 选用齿轮的公差组为 7 级

小轮分度圆直径 d_1 , 查机械手册得

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_3}{\varphi_d} \cdot \frac{\mu+1}{\mu} \cdot \left(\frac{Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

齿宽系数 φ_d 查表按齿轮相对轴承为非对称布置, 取 $\varphi_d=0.3$

小轮齿数 Z_3 在推荐值 20~40 中选 $Z_3=27$

大轮齿数 Z_4 $Z_4=i \cdot Z_3=1.45 \times 27=39.15$ 圆整取 $Z_4=40$

齿数比 $u=Z_2/Z_1=40/27$

传动比误差 $\Delta u/u$ $\Delta u/u=(1.48-1.45)/1.48=0.020$ 误差在

$\pm 5\%$ 范围内, 所以符合要求

小轮转矩 T_3 由公式得 $T_3=9550P/n_3$

$$=9550 \times 282.357 / 1029$$

$$=2696.509 \text{KN} \cdot \text{mm}$$

载荷系数 K 由公式得 $K=K_A \cdot K_V \cdot K_\beta \cdot K_\alpha$

使用系数 K_A 查表得 $K_A=2.2$

动载荷系数 K_V 查表得 $K_V=1.4$

齿向载荷分布系数 K_β 查表得 $K_\beta=1.08$

齿间载荷分配系数 K_α 由公式及 $\beta=0$ 得

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{27} + \frac{1}{40} \right) \right] = 1.68$$

查表并插值得 $K_\alpha=1.1$

则载荷系数 K 的初值 K_t $K_t=K_A \cdot K_V \cdot K_\beta \cdot K_\alpha$

$$=2.2 \times 1.4 \times 1.08 \times 1.1 = 3.65$$

弹性系数 Z_E 查表得 $Z_E = 189.8 \sqrt{N/mm^2}$

节点影响系数 Z_H 查表得 ($\beta = 0, x_3 = 0.2662, x_4 = 0.2611$) $Z_H = 2.35$

重叠度系数 Z_ε 查表得 ($\varepsilon_\beta = 0$) $Z_\varepsilon = 0.856$

许用接触应力 $[\sigma_H]$ 由公式得 $[\sigma_H] = \sigma_{H_{lim}} \cdot Z_N \cdot Z_W / S_H$

接触疲劳极限应力 $\sigma_{H_{lim1}}, \sigma_{H_{lim2}}$ 查图得 $\sigma_{H_{lim3}} = 1650 N/mm^2$

$\sigma_{H_{lim4}} = 1300 N/mm^2$

应力循环次数由公式得: $N_3 = 60n_j L_n = 60 \times 1029 \times 1 \times (24 \times 300 \times 8) = 3.56 \times 10^9$

$N_4 = N_3 / u = 3.56 \times 10^9 / 1.48 = 2.41 \times 10^9$

则查表得接触强度的寿命系数 Z_{N_3}, Z_{N_4} (不允许有点蚀)

$Z_{N_1} = Z_{N_1} = 1$

硬化系数 Z_W 查表及阐明得 $Z_W = 1$

按接触强度安全系数 S_H 查表, 按较高可靠强度 $S_{H_{min}} = 1.25 \sim 1.3$ 取

$$S_H = 1.2 \text{ 则} \quad [\sigma_{H3}] = 1650 \times 1 \times 1 / 1.2 \\ = 1375 N/mm^2$$

$$[\sigma_{H4}] = 1300 \times 1 \times 1 / 1.2 \\ = 1083 N/mm^2$$

D_3 的设计初值 d_{3t} 为

$$d_{3t} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 3.65 \times 2696509}{0.3} \cdot \frac{1.48 + 1}{1.48} \cdot \left(\frac{189.8 \times 2.35 \times 0.856}{1083} \right)^2} \\ \geq 205.508 \text{ mm}$$

齿轮模数 m $m = d_{3t} / Z_3$

$$=205.508/27$$

$$=7.615$$

查表取 $m=10$

小齿轮分度圆直径的参数圆整值 $d'_{3t} = Z_3 m$

$$=27 \times 10$$

$$=270 \text{mm}$$

$$\begin{aligned} \text{圆周速 } v &= \pi d'_{3t} n_3 / 60000 \\ &= \pi \times 270 \times 1029 / 60000 \\ &= 14.54 \end{aligned}$$

与估计值 $v_t=14.26 \text{m/s}$ 很相近，对 K_v 值影响不大，不必修正 K_v

$$K_v = K_{v_t} = 1.4, K = K_t = 3.65$$

小齿轮分度圆直径 $d_3 = d'_{3t} = 270 \text{mm}$

大齿轮分度圆直径 $d_4 = mZ_4 = 10 \times 40 = 400 \text{mm}$

$$\text{中心矩 } a = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{10 \times (27 + 40)}{2} = 335 \text{mm}$$

齿宽 $b = \varphi_d \cdot d_{3t \min} = 0.3 \times 270 = 81 \text{mm}$

考虑到受内部花键的影响取

大齿轮齿宽 $b_4 = 110 \text{mm}$

小齿轮齿宽 $b_3 = 110 \text{mm}$

考虑到摇臂的长度以及大小齿轮的直径，在大小齿轮间加二级惰轮组因为要分别和大小齿轮啮合传递扭矩，所以模数必须和大小齿轮的模数相同都取 10，惰轮的齿数按推荐值取 $Z_{\text{惰轮1}} = 33$ ，变位系数取

$x_{\text{惰轮1}} = 0.2636$ ，也采用圆柱直齿渐开线齿形。

齿根弯曲疲劳强度校核计算由公式 $\sigma_F = \frac{2KT_3}{bd_3m} \cdot Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon \leq [\sigma_F]$

齿形系数 Y_{Fa} 查表得 小轮 $Y_{Fa1} = 2.1$

大轮 $Y_{Fa2} = 2.063$

应力修正系数 Y_{Sa} 查表得 小轮 $Y_{Sa1} = 1.85$

大轮 $Y_{Sa2} = 1.855$

重叠度系数 Y_ϵ 由公式 $Y_\epsilon = 0.25 + 0.75 / \epsilon_\alpha = 0.25 + 0.75 / 1.68 = 0.70$

许用弯曲应力 $[\sigma_F]$ 由式 $[\sigma_F] = \sigma_{F\lim} Y_N Y_X / S_F$

弯曲疲劳极限 $\sigma_{F\lim}$ 查表得 $\sigma_{F\lim3} = 1100 \text{ N/mm}^2$

$\sigma_{F\lim4} = 660 \text{ N/mm}^2$

弯曲寿命系数 Y_N 查表得 $Y_{N3} = Y_{N4} = 1$

尺寸系数 Y_X 查表得 $Y_X = 1$

安全系数 S_F 查表得 $S_F = 1.6$

则 $[\sigma_{F3}] = \sigma_{F\lim3} Y_{N3} Y_{X3} / S_F = 1100 \times 1 \times 1 / 1.6 = 687.5$

$[\sigma_{F4}] = \sigma_{F\lim4} Y_{N4} Y_{X4} / S_F = 660 \times 1 \times 1 / 1.6 = 412.5$

故 $\sigma_{F3} = \frac{2 \times 3.65 \times 3712340}{110 \times 270 \times 10} \times 2.1 \times 1.8 \times 0.7 = 241.44 \text{ N/mm}^2 \leq [\sigma_{F1}]$

$\sigma_{F4} = \frac{2 \times 3.65 \times 3712340}{110 \times 400 \times 10} \times 2.063 \times 1.855 \times 0.7 = 164.99 \text{ N/mm}^2 \leq [\sigma_{F2}]$

所以齿根弯曲强度足够，其他尺寸的计算

$m=10, Z_3=27, Z_4=40, Z_{\text{惰轮2}}=33, \alpha=20^\circ, h_\alpha^*=1.00$

已知参数: $c^*=0.25, d_3=270\text{mm}, d_2=400\text{mm}, d_{\text{惰轮1}}=330\text{mm}$

$x_3=0.2662, x_4=0.2611, x_{\text{惰轮2}}=0.2636$

计算参数: 啮合角 α' 按如下公式计算 $\text{inv}\alpha' = \frac{2(x_1 + x_2)}{Z_1 + Z_2} \tan \alpha + \text{inv}\alpha$

中心矩变动系数 y 按如下公式计算 $y = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} - 1 \right)$

中心矩 a' 按如下公式计算 $a' = a + ym$

齿高变动系数 Δy 按如下公式计算 $\Delta y = x_2 - y$

齿顶高 h_α 按如下公式计算 $h_\alpha = (h_\alpha^* + x - \Delta y)m$

齿根高 h_f 按如下公式计算 $h_f = (h_\alpha^* + c^* - x)m$

齿全高 $h = (2h_\alpha^* + c^* - \Delta y)m$

齿顶圆直径 $d_{\alpha 1} = d_1 \pm 2h_\alpha$

齿根圆直径 $d_{f 1} = d_1 - 2h_f$

二齿轮轴与第二级惰轮啮合传动的有关参数的计算值:

啮合角 $\alpha' \quad \alpha' = 22^\circ 28'$

中心矩变动系数 $y \quad y = 0.5069$

中心矩 $a' \quad a' = 305.06\text{mm}$

齿高变动系数 $\Delta y \quad \Delta y = 0.0229$

齿顶高 $h_\alpha \quad h_{\alpha 1} = 12.43\text{mm} \quad h_{\alpha \text{惰轮}} = 12.40\text{mm}$

齿根高 $h_f \quad h_{f 1} = 7.95\text{mm} \quad h_{f \text{惰轮}} = 9.84\text{mm}$

齿全高 $h \quad h_1 = 20.38\text{mm} \quad h_{\text{惰轮}} = 22.24\text{mm}$

齿顶圆直径 $d_\alpha \quad d_{\alpha 1} = 294.86\text{mm} \quad d_{\alpha \text{惰轮}} = 354.80\text{mm}$

齿根圆直径 $d_f \quad d_{f 1} = 254.10\text{mm} \quad d_{f \text{惰轮}} = 310.32\text{mm}$

第三级惰轮与第二级惰轮啮合传动的有关参数的计算值:

啮合角 $\alpha' \quad \alpha' = 22^\circ 12'$

中心矩变动系数 $y \quad y = 0.4926$

中心距 a' $a' = 334.926\text{mm}$

齿高变动系数 Δy $\Delta y = 0.0346$

齿顶高 h_α $h_{\alpha\text{惰轮}} = 9.97\text{mm}$

齿根高 h_f $h_{f\text{惰轮}} = 7.84\text{mm}$

齿全高 h $h_{\text{惰轮}} = 17.81\text{mm}$

齿顶圆直径 d_α $d_{\alpha\text{惰轮}} = 331.94\text{mm}$

齿根圆直径 d_f $d_{f\text{惰轮}} = 296.32\text{mm}$

中心齿轮与第三级惰轮啮合传动的有关参数的计算值：

啮合角 α' $\alpha' = 22^\circ 3'$

中心距变动系数 y $y = 0.5055$

中心距 a' $a' = 370.055\text{mm}$

齿高变动系数 Δy $\Delta y = 0.0192$

齿顶高 h_α $h_{\alpha 4} = 12.42\text{mm}$ $h_{\alpha\text{惰轮}} = 12.40\text{mm}$

齿根高 h_f $h_{f 4} = 9.89\text{mm}$ $h_{f\text{惰轮}} = 9.84\text{mm}$

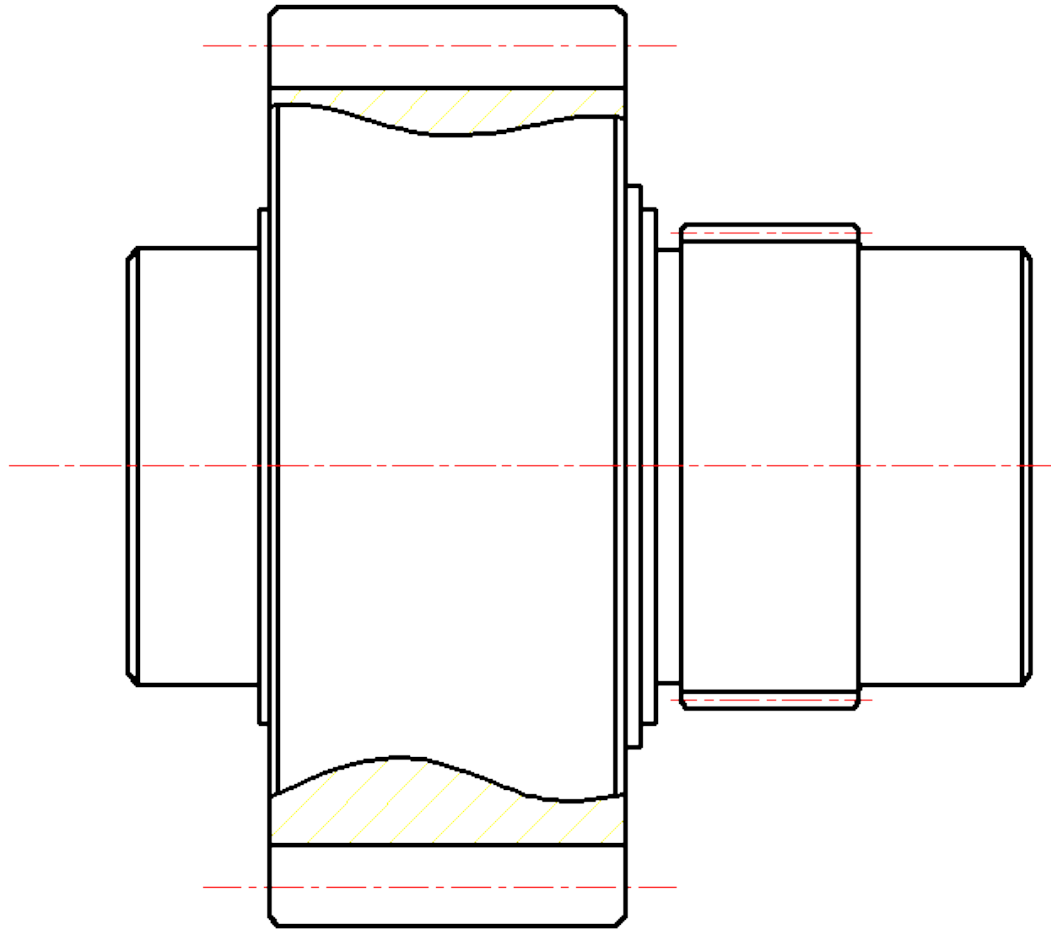
齿全高 h $h_1 = 22.31\text{mm}$ $h_{\text{惰轮}} = 22.24\text{mm}$

齿顶圆直径 d_α $d_{\alpha 1} = 424.84\text{mm}$ $d_{\alpha\text{惰轮}} = 354.80\text{mm}$

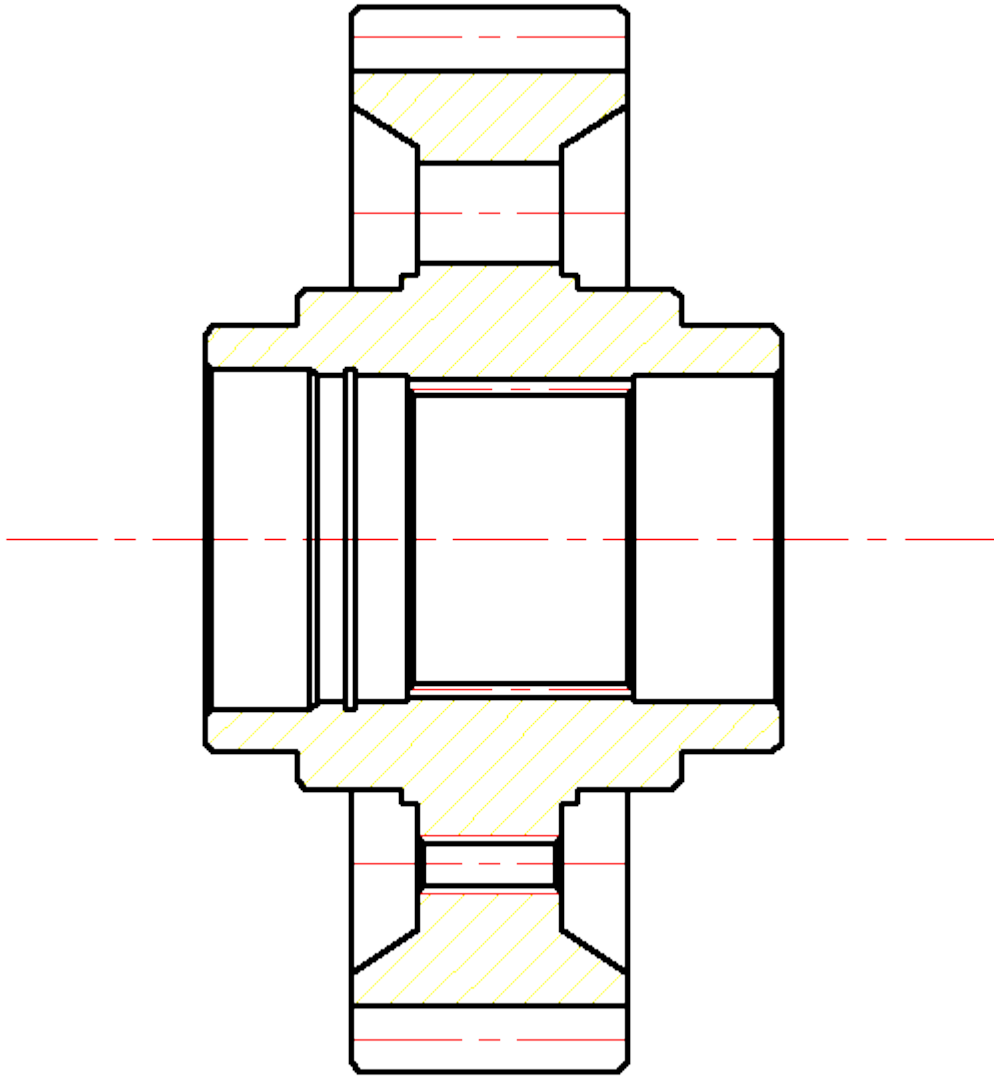
齿根圆直径 d_f $d_{f 1} = 380.22\text{mm}$ $d_{f\text{惰轮}} = 310.32\text{mm}$

注：其他的大、小齿轮参数一样。

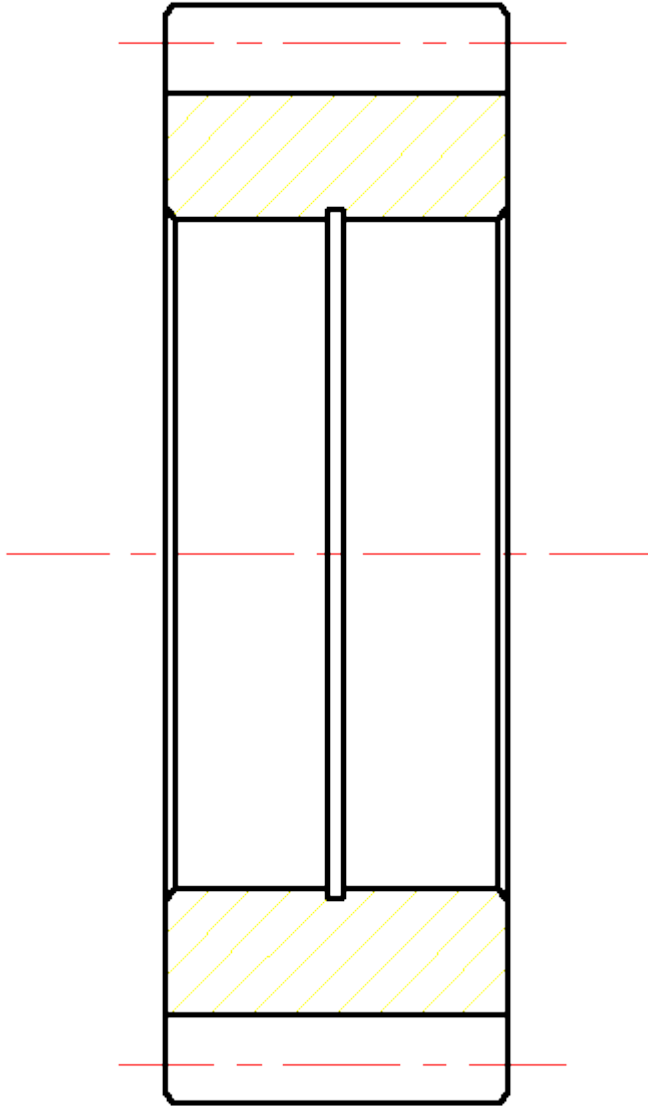
小齿轮的构造设计：考虑到齿轮直接和电动机的输出轴相连，所以采用内设花键与电动机的扭矩轴连接，二轴齿轮



中心轮组齿轮构造：



第二级惰轮的构造：



2.5 截割部第一级行星传动设计

选择行星传动的类型为 2K-H[A]。

选择齿轮的材料及热处理

太阳轮和行星轮均选用 18Cr2Ni4WA，渗碳淬火，齿面硬度为：
太阳轮 $a_{HRC}=60$ ；行星轮 $G_{hrc}=58$ 。内齿圈 b 选用 40Cr 调质，硬度为
HB=256。

此传动采用直齿圆柱齿轮，精度等级为 8-7-7，齿面光洁度为 Δ
7。

采用太阳轮 a 浮动的均载机构, 各行星轮间载荷分配不均匀系数 K_p 的数值取为: $K_{PH}=1.1$ (计算接触强度时); $K_{PF}=1.15$ (计算弯曲强度时)

由公式 $i_a^b H = 1 - i_a^H b$ 得, $i_a^H b = 1 - i_a^b H = 1 - 5.36 = -4.36$, $|i_a^H b| = 4.36$,

由此查表得取行星轮的个数为 $n_p=3$.

拟定各轮的齿数 Z_a 、 Z_g 、 Z_b :

$$|i_a^b H| = \frac{Z_b}{Z_a} = p = i_a^b H - 1 = 5.36 - 1 = 4.36$$

首先试选太阳轮 a 的齿数 $Z_a=19$, 则 $Z_b=pZ_a=4.36 \times 19=82.84$

同步考虑“转配条件” $\frac{Z_b + Z_a}{n_p} = E$, 故取 $Z_b=83$, 即 $e = \frac{83+19}{3} = 34$

中心齿轮圆整后数 $p = \frac{Z_b}{Z_a} = \frac{83}{19} = 4.368$, 其传动误差 Δi 甚少, 仅为

0.2%, 对动力传动完全合用;

其次计算行星轮 g 的名义吃数值 $Z_g' = \frac{Z_b - Z_a}{2} = \frac{83 - 19}{2} = 31$

取 $\sigma = 0$, 选用高变位齿轮传动, 所以 $Z_g' = Z_g = 31$

1) 强度计算

a) 外齿轮副 a-g 的强度计算

A. 计算中心距 a_w

根据公式 $a_w \geq (u+1) \sqrt{\left(\frac{Z_E Z_H}{2[\sigma]_H}\right)^2 \cdot \frac{KT_1}{\psi_d} \cdot \frac{u+1}{u}}$ 式中各参数的数值计

算如下:

$$\text{齿数比} \quad u = \frac{Z_g}{Z_a} = \frac{31}{19} = 1.63$$

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/687016134012006124>