

第2版

上册

齿轮手册

齿轮手册编委会 编

第 12 篇 通用齿轮减速器

主 编 李钊刚 (南京高速齿轮箱厂)
王培梗 (西安重型机械研究所)

编写人

第 1 章 李钊刚 王培梗
第 2 章 李钊刚 陈亚文 (西安重型机械研究所)
第 3 章 徐永华 (西安重型机械研究所)
李钊刚 徐永年 (郑州机械研究所)
第 4 章 李钊刚 闫建武 (西安重型机械研究所)
第 5 章 李钊刚 王培梗

审稿人

欧阳葆 (南京高速齿轮箱厂)
欧阳葆
徐鸿钧 (西安重型机械研究所)
陈励国 (南京高速齿轮箱厂)
徐鸿钧
刘建国 (南京高速齿轮箱厂)
徐鸿钧



第 1 章 概 述

1 通用齿轮减速器和专用齿轮减速器

齿轮减速器在原动机和工作机之间起匹配转速和传递转矩的作用，在现代机械中应用极为广泛。

减速器绝大多数都是闭式传动装置，按用途可分为通用减速器和专用减速器两大类，二者的设计、制造和使用特点各不相同。

我国及一些工业化大国的在用减速器数量以百万计，其中 80% 以上的中小规格减速器都直接选用了通用系列或标准化系列产品。通用减速器由于实现了系列化和标准化，具有便于组织专业化生产，容易形成批量和规模生产，有利于提高产品的水平和质量，降低设计和制造成本，缩短供货周期，容易获得备件，便于维修等许多优点，而成为一般用户的首选产品。只有在特殊用途或选不到合适的产品时才考虑设计和选用专用减速器。

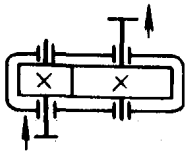
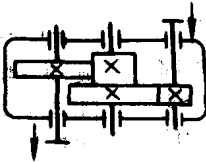
通用与专用齿轮减速器在设计方面的一个主要区别是通用减速器齿轮传动的中心距 a 、传动比 i 等主要参数为有限个数值的有序分挡排列，产品的尺寸和承载能力有规律。专用齿轮减速器则无规律，需视具体要求进行设计。

另一区别是通用减速器面向各个行业，但只能按一种特定的工况条件设计，选用时用户需根据各自的实际工况采用不同的修正系数去修正。减速器参数的选择是根据自身的特点为谋求综合的最佳性能而确定的（如硬齿面比软齿面取较大的模数），而不可能像专用减速器那样针对每一具体工况选择不同的参数（如载荷平稳，速度高时取小模数，冲击载荷或超载较大，起动频繁、正反双向运转取较大模数）。

尽管由于产品的系列化和通用化给通用减速器不可避免的带来一些弱点，但这些不足与其众多的优点相比是微不足道的。事实上，除非是由经验丰富的技术人员进行设计并由专业厂制造外，一般单件小批生产的专用减速器从设计到制造都很难达到通用减速器的技术指标。通用减速器的某些不足，在专用减速器中也会同样出现。因此，努力提高各类减速器的设计制造水平，更好地满足各类用户的广泛需求仍是广大齿轮工作者的长期任务。

2 减速器的主要类型、特点及应用（见表 12.1-1）

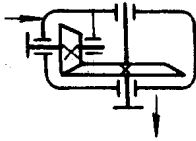
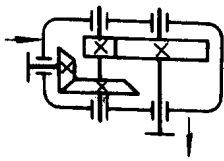
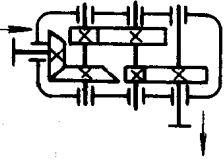
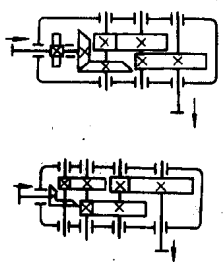
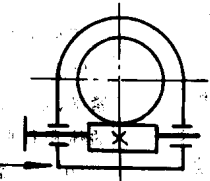
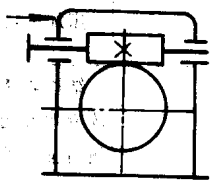
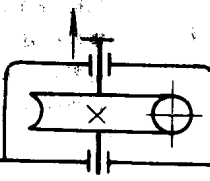
表 12.1-1 减速器的主要类型、特点及应用

类别	级数	传动简图	推荐传动比范围	特点及应用
圆柱 齿轮减 速器	单级		调质齿轮 $i \leq 7.1$ 淬硬齿轮 $i \leq 6.3$ ($i \leq 5.6$ 较佳)	应用广泛，结构简单，精度容易保证。轮齿可做成直齿、斜齿或人字齿。可用于低速重载，也可用于高速传动
	两 展 开 式 级		调质齿轮 $i = 7.1 \sim 50$ 淬硬齿轮 $i = 7.1 \sim 31.5$ ($i = 6.3 \sim 20$ 较佳)	这是两级减速器中最简单、应用最广泛的结构。齿轮相对于轴承位置不对称。当轴产生弯曲变形时，载荷在齿宽上分布不均匀，因此轴应设计得具有较大刚度，并使高速轴齿轮远离输入端。淬硬齿轮大多采用此结构

(续)

类别	级数	传动简图	推荐传动比范围	特点及应用
圆柱 齿轮 减速器	两 级	分流式 	$i=7.1\sim 50$	高速级为对称左右旋斜齿轮,低速级可为人字齿或直齿。齿轮与轴承对称布置。载荷沿齿宽分布均匀,轴承承载平均,中间轴危险截面上的转矩相当于轴所传递转矩之半。但这种结构不可避免要产生轴向窜动,影响齿面载荷的均匀性。结构上应保证有轴向窜动的可能。通常低速级大齿轮作轴向定位,中间轴齿轮和高速小齿轮可以轴向窜动
		同轴 线式 	调质齿轮 $i=7.1\sim 50$ 淬硬齿轮 $i=7.1\sim 31.5$ ($i=7.1\sim 20$ 较佳)	箱体长度缩小。输入轴和输出轴布置在同一轴线上,使设备布置较为方便、合理。当传动比分配适当时,两对齿轮浸油深度大致相同。但轴向尺寸较大,中间轴较长,其齿轮与轴承不对称布置,刚性差,载荷沿齿宽分布不均匀
		同轴 分流式 	$i=7.1\sim 50$	从输入轴到输出轴的功率分左右两股传递,因此啮合轮齿仅传递一半载荷。输入轴和输出轴只受转矩,中间轴只受全部载荷的一半。故可缩小齿轮直径、圆周速度及减速器尺寸。一般用于重载齿轮。关键是要采用合适的均载机构,使左右两股分流功率均衡
	三 级	展 开 式 	调质齿轮 $i=28\sim 315$ 淬硬齿轮 $i=20\sim 180$ ($i=20\sim 100$ 较佳)	同两级展开式
		分 流 式 	$i=28\sim 315$	同两级分流式
		同 轴 线 式 	调质齿轮 $i=28\sim 315$ 淬硬齿轮 $i=20\sim 180$ ($i=20\sim 100$ 较佳)	同两级同轴线式,但结构较复杂,难以实现三级齿轮大致相同的浸油深度
四 级	展 开 式 	调质齿轮 $i=200\sim 1200$ 淬硬齿轮 $i=100\sim 500$	可与三级展开式共用箱体,减少总长度,高速轴可设在箱体剖面的下部或上部,放在上部时润滑困难,放在下部搅油较重,轴封需加强	

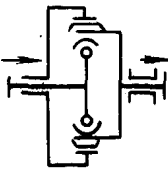
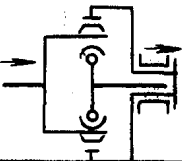
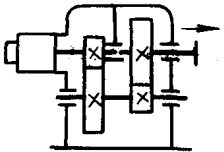
(续)

类别	级数	传动简图	推荐传动比范围	特点及应用
圆锥-圆锥-圆柱齿轮减速器	单级		直齿 $i \leq 5$ 曲线齿、斜齿 $i \leq 8$ (淬硬齿轮 $i \leq 5$ 较佳)	轮齿可制成直齿、斜齿或曲线齿。适用于输入轴和输出轴二轴线垂直相交的传动中。可为水平式或立式。其制造安装复杂,成本高,仅在设备布置必要时才采用
	两级		直齿 $i = 6.3 \sim 31.5$ 曲线齿、斜齿 $i = 8 \sim 40$ (淬硬齿轮 $i = 5 \sim 16$ 较佳)	特点同单级圆锥齿轮减速器。圆锥齿轮应在高速级,使圆锥齿轮尺寸不致太大,否则加工困难。圆柱齿轮可为直齿或斜齿
	三级		$i = 35.5 \sim 160$ (淬硬齿轮 $i = 18 \sim 100$ 较佳)	特点同两级圆锥-圆柱齿轮减速器
	四级		淬硬齿轮 $i = 90 \sim 500$	一般为:在三级圆锥-圆柱齿轮之前增加一级圆柱齿轮,或在三级圆柱齿轮之前增加一级圆锥齿轮
蜗杆、齿轮-蜗杆减速器	单级	蜗杆下置式 	$i = 8 \sim 80$	蜗杆布置在蜗轮的下边,啮合处的冷却和润滑较好,蜗杆轴承润滑也方便。但当蜗杆圆周速度太大时,油的搅动损失较大,一般用于蜗杆圆周速度 $v < 5\text{m/s}$
		蜗杆上置式 		蜗杆布置在蜗轮的上边,装拆方便,蜗杆的圆周速度允许高一些,但蜗杆轴承润滑不方便
		蜗杆侧置式 		蜗杆放在蜗轮侧面,蜗轮轴是竖直的

(续)

类别	级数	传动简图	推荐传动比范围	特点及应用
蜗杆、 齿轮-蜗 杆减速 器	两级 蜗杆-蜗杆		$i=100\sim 4000$	传动比大、结构紧凑、但传动效率低。为使高速级和低速级传动浸油深度大致相等,应使高速级的中心距约等于低速级中心距一半左右, $a_1 \approx a_{11}/2$
	一级 齿轮-蜗杆		$i=15\sim 480$	分齿轮传动在高速级和蜗杆传动在高速级两种型式。前者结构紧凑,后者传动效率较高
渐开 线行星 齿轮减 速器	NGW 型		单级 $i=2.8\sim 12.5$ 两级 $i=14\sim 160$	体积小、重量轻、承载能力大、效率高、工作平稳。与普通圆柱齿轮减速器比较,体积和重量可减少50%左右、效率提高3%,但制造精度要求高、结构复杂
	N 型少 齿差		单级 $i=10\sim 160$	传动比大、齿形加工容易、装拆方便、结构紧凑、平均效率90%
摆线 针轮减 速器	单级 或两 级		单级 $i=11\sim 87$ 两级 $i=121\sim 7500$	传动比大、传动效率较高、单级传动 $\eta=90\%\sim 94\%$ 。运转平稳、噪声低、结构紧凑、体积小、重量轻。在相同情况下,它的体积和重量约为普通减速器的50%~80%、过载和耐冲击能力较强、故障少、寿命长。但制造工艺复杂,需用专用机床加工,宜专业化生产
三环 减速器	单级 或组 合多 级		单级 $i=11\sim 99$ 两级 $i_{max}=9801$	结构紧凑、体积小、重量轻、传动比大、效率单级为92%~96%,噪声低,过载能力强。承载能力高,传递功率不受限制,输出转矩高达400kN·m。不用输出机构,轴承直径不受限制。使用寿命长。零件种类少,齿轮精度要求不高,无特殊材料且不采用特殊加工方法就能制造,造价低、适应性广、派生系列多

(续)

类别	级数	传动简图	推荐传动比范围	特点及应用
谐波 齿轮减 速器		刚轮固定,波发生器主动,柔轮输出 	单级: 当柔轮或刚轮固定,波发生器主动时, $i=50\sim 500$ 当波发生器固定,柔轮主动时, $i=1.002\sim 1.02$	传动比大、范围宽、元件少、体积小、重量轻。在相同条件下比一般齿轮减速器体积和重量减少20%~25%。双波传动中在受载时同时啮合齿数可达总齿数的20%~40%。承载能力大、传动效率高。 $i=100$ 时, $\eta=90\%$; $i=400$ 时, $\eta=80\%$ 。但制造工艺复杂
		波发生器固定,柔轮主动,刚轮输出 		
齿 轮 减 速 电 机				它由电动机和两级或三级齿轮减速器直接组合而成。因之结构紧凑,体积小,使用方便

3 齿轮减速器的现状及发展趋势

20世纪70年代末以来,世界减速器技术有了很大发展。产品发展的总趋势是小型化、高速化、低噪声和高可靠性;技术发展中最引人注目的是硬齿面技术、功率分支技术和模块化设计技术。

到80年代,国外硬齿面技术已日趋成熟。采用优质合金钢锻件、渗碳淬火磨齿的硬齿面齿轮,精度不低于ISO1328—1975的6级,综合承载能力为中硬齿面调质齿轮的3~4倍,为软齿面齿轮的4~5倍。一个中等规格的硬齿面减速器的重量仅为中硬齿面减速器的1/3左右,且噪声低、效率高、可靠性高。

功率分支技术主要用于行星及大功率双分支以及多分支装置,如中心传动的水泥磨主减速器。其核心技术是均载。

对通用减速器而言,除普遍采用硬齿面技术外,模块化设计技术已成为其发展的一个主要方向。它旨在追求高性能的同时,尽可能减少零部件及毛坯的品种规格和数量,以便于组织生产,形成批量,降低成本,获得规模效益。同时,利用基本零件,增加产品的型式和花样,尽可能多地开发实用的变型设计或派生系列产品,如由一个通用系列派生出多个专用系列;摆脱了传统的单一有底座实心轴输出的安装方式,增添了空心轴输出的无底座悬挂式、浮动支承底座、电动机与减速器一体式连接、多方位安装面等不同型式,扩大了使用范围。

促使减速器水平提高的主要因素还有:

- 1) 理论知识更完善、更接近实际(如齿轮强度计算方法、变形计算、修形技术、优化设计方法、齿根圆滑过渡,新齿型,新结构等);
- 2) 齿轮和轴材料普遍采用各种优质合金钢锻件,材料和热处理质量控制水平提高;
- 3) 结构设计更合理;
- 4) 齿轮加工精度提高到ISO1328—1975的4~6级;
- 5) 箱体的刚度和加工精度提高;
- 6) 轴承质量和寿命提高;
- 7) 采用含添加剂的工业齿轮油,润滑油质量提高。

改革开放以来,我国陆续引进先进加工装备,通过引进、消化、吸收国外先进技术和科研攻关,开始掌握了各种高速和低速重载齿轮装置的设计制造技术。材料和热处理质量及齿轮加工精度都有较大提高,通用圆柱齿轮的制造精度可以从JB179—60的8~9级提高到GB10095—88的6级,高速齿轮的制造精度可稳定在4~5级。目前我国已可设计制造2800kW的水泥磨减速器、1700mm轧钢机各种齿轮减速器。各种棒、线材轧机用减速器已全部采用硬齿面。我国自行设计制造的高速齿轮装置的功率已达44000kW,齿轮圆周速度达168m/s。

80年代末至90年代初,我国相继制订了近100个齿轮和蜗杆减速器的标准,研制了许多新型减速器,大

体上实现了通用减速器的更新换代。许多产品达到了80年代的国际水平。部分减速器采用硬齿面后,体积和重量明显减小,承载能力、使用寿命、传动效率和可靠性有了大幅度提高,对节能和提高主机的总体水平起到明显的作用,为发展我国的机械产品作出了贡献。

进入90年代中后期,国外又陆续推出了更新换代的减速器,不但更突出了模块化设计的特点,而且在承载能力,总体水平,外观质量方面又有明显提高。面对这方面差距,我们的对策应该是:

- 1) 有条件的企业应该瞄准国际最先进的水平,尽快研究开发面向21世纪的新产品。要研究出更好的模块化设计方法,以期形成较大的批量,求得规模效益。现在国内有的企业已经先走了一步,开发出这类产品。
- 2) 研究、开发、推广成本较低而承载能力又能接

近硬齿面的中硬齿面滚齿的新齿形和新结构。国内多年来使用行之有效的双圆弧齿轮、三环减速器和已成功应用的点线啮合齿轮等技术,应不断完善,大力推广。

3) 加快渐开线行星齿轮减速器的更新换代,扩大其市场占有率。

4) 产品的发展应着重提高内在质量,严格控制材料热处理、几何加工精度和装配试验的质量和稳定性,以提高产品的可靠性和无重大故障的工作寿命。企业应制订高于国家标准和行业标准的内控标准。

5) 改进外观设计和涂漆质量、杜绝渗漏油现象。

6) 提高配套件如:润滑冷却装置、风扇、逆止器、油泵、制动器等的质量。

第2章 齿轮减速器的设计

1 减速器的设计程序

1.1 减速器设计的一般程序

(1) 设计的原始资料和数据

1) 原动机的类型、规格、转速、功率(或转矩)、启动特性、短时过载能力、转动惯量等。

2) 工作机械的类型、规格、用途、转速、功率(或转矩)。工作制度:恒定载荷或变载荷,变载荷的载荷图;启动、制动与短时过载转矩,启动频率;冲击和振动程度;旋转方向等。

3) 原动机、工作机与减速器的联接方式,轴伸是否有径向力及轴向力。

4) 安装形式(减速器与原动机、工作机的相对位置、立式、卧式)。

5) 传动比及其允许误差。

6) 对尺寸及重量的要求。

7) 对使用寿命、安全程度和可靠性的要求。

8) 环境温度、灰尘浓度、气流速度和酸碱度等环境条件;润滑与冷却条件(是否有循环水、润滑站)以及对振动、噪声的限制。

9) 对操作、控制的要求。

10) 材料、毛坯、标准件来源和库存情况。

11) 制造厂的制造能力。

12) 对批量、成本和价格的要求。

13) 交货期限。

以上前四条是必备条件。其他方面可按常规设计,例如设计寿命一般为10年。用于重要场合,可靠性应较高。

(2) 确定减速器的额定功率

减速器的额定功率是指箱体内部所有静态及转动零部件中最薄弱的零部件所决定的机械功率。它必须能满足在使用工况下的寿命和可靠性要求。

(3) 确定减速器的类型和安装形式。

(4) 选定性能水平,初定齿轮及主要机件的材料、热处理工艺、精加工方法、润滑方法及润滑油品。

(5) 按总传动比,确定传动级数和各级传动比。

(6) 初算齿轮传动中心距(或节圆直径)、模数及其他几何参数。

(7) 整体方案设计,确定减速器的结构、轴的尺寸、跨距及轴承型号等。

(8) 校核齿轮、轴、键等的强度,计算轴承寿命。

(9) 润滑冷却计算。

(10) 确定减速器的附件。

(11) 确定轮齿渗碳深度,必要时还要进行齿形及齿向修形量等工艺数据的计算。

(12) 绘制施工图样。

设计中应贯彻国家和行业的有关标准。

1.2 通用减速器的设计程序

(1) 在大量调查研究的基础上,根据技术发展趋势,市场需求预测及制造条件,确定设计对象及技术水

平和经济性目标。

(2) 系统规划:在正式开始设计之前,对所积累的数据和资料进行分析、对比、研究和判断的基础上,提出对总方案设计和每一具体环节的基本实施方法的纲要。系统规划的水平决定了产品的水平和生命力。规划完成后,即可提出设计任务书。

(3) 系列型谱设计:通过优化设计确定系列的基本参数,如中心距、传动比、齿宽系数单级齿轮参数、多级传动比的分配、系列规格型号疏密的划分及数量。同时完成功率表和实际传动比的计算。

通用减速器(主要指圆柱和圆锥齿轮减速器)的额定功率表是按齿轮的使用系数 $K_A=1$, 寿命系数 $Z_{NT}=1$, 可靠度系数 $K_R=1$ 计算出的输入轴的许用功率值。目前设计寿命暂无统一标准,我国一般笼统要求不少于 10 年。

- (4) 轴承选型和寿命计算。
- (5) 箱体结构及外形设计,外形安装尺寸的确定。
- (6) 其他零部件的系列化和标准化设计。
- (7) 润滑冷却附件设计。
- (8) 热功率表计算。
- (9) 样机试制和试验,工业考核验证。
- (10) 编写产品样本和技术条件。
- (11) 绘制全系列的施工图。

2 通用圆柱齿轮减速器的主要参数

2.1 基本参数

通用圆柱齿轮减速器的基本参数主要指:中心距 a 、公称减速传动比 i 、齿宽 b 和齿宽系数 ϕ_a 。

2.1.1 中心距 a 和传动比 i

a 和 i 为有限个有序排列的数值,其值大小和个数的确定主要考虑以下因素:

- 1) 产品的复盖率,承载能力范围。
- 2) 零件及产品规格数目多少,两相邻规格承载能力的差距。
- 3) 多级传动之间基本实现等强度。

a 和 i 排列愈密,愈利于级间等强度设计和选用;愈稀,零件的品种规格愈少,愈利于组织生产、形成批量和降低成本。为解决这一对矛盾,需寻求更好的优化设计和模块化设计的方法。

采用优先数作为 a 、 i 值是一度较广泛采用的简便方法(但不是唯一方法),其优点见第 5 章。优先数系 $R10$ 、 $R20$ 和 $R40$ 的公比依次为 1.25, 1.12 和 1.06。显然, $R10$ 过疏, $R40$ 过密, $R20$ 对大部分范围相对而言较适中。因承载能力基本与 a^3 成正比,当采用 $R20$ 作 a 值时,两相邻规格减速器承载能力差 1.4 倍。

除个别新产品外,目前我国的通用圆柱齿轮减速器的中心距 a 与传动比 i 大多参照 GB10090-88 的规定采用 $R20$ 优先数系值,见表 12.2-1~表 12.2-8。

表 12.2-1 单级减速器和两级同轴线式减速器的中心距^① (mm)

系列 1	63	—	71 (70)	—	80	—	90	—	100	—	112	—	125	—	140	—	160	—	180
系列 2	—	67	—	75	—	85	—	95	—	106	—	118	—	132	—	150	—	170	—
系列 1	—	200	—	224 (225)	—	250	—	280	—	315 (320)	—	355 (360)	—	400	—	450	—	500	—
系列 2	190	—	212	—	236	—	265	—	300	—	335	—	375	—	425	—	475	—	530
系列 1	560	—	630	—	710	—	800	—	900	—	1000	—	1120	—	1250	—	1400	—	—
系列 2	—	600	—	670	—	750	—	850	—	950	—	1060	—	1180	—	1320	—	1500	—

① 表 12.1~表 12.4 中括号内的数值为圆整值。

表 12.2-2 两级减速器中心距 (mm)

系列 1	a	171 (170)	192	215	240	272	305	340	384 (385)	430	480	539 (545)	605 (610)
	a_1	71 (70)	80	90	100	112	125	140	160	180	200	224 (225)	250
	a_2	100	112	125	140	160	180	200	224 (225)	250	280	315 (320)	355 (360)
系列 2	a	181	203	227	256	288	322	362	406	455	512	571	640
	a_1	75	85	95	106	118	132	150	170	190	212	236	265
	a_2	106	118	132	150	170	190	212	236	265	300	335	375

(续)

系列 1	a	680	765 (770)	855 (860)	960	1080	1210	1360	1530	1710	1920	2150	2400
	a_1	280	315 (320)	355 (360)	400	450	500	560	630	710	800	900	1000
	a_2	400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400
系列 2	a	725	810	905	1025	1145	1280	1450	1620	1810	2030	2270	
	a_1	300	335	375	425	475	530	600	670	750	850	950	
	a_2	425	475	530	600	670	750	850	950	1060	1180	1320	

表 12.2-3 三级减速器中心距 (mm)

系列 1	a	311 (310)	352	395	440	496 (497)	555	620	699 (705)	785 (790)	880	989 (995)
	a_1	71 (70)	80	90	100	112	125	140	160	180	200	224 (225)
	a_2	100	112	125	140	160	180	200	224 (225)	250	280	315 (320)
	a_3	140	160	180	200	224 (225)	250	280	315 (320)	355 (360)	400	450
系列 2	a	331	373	417	468	524	587	662	741	830	937	
	a_1	75	85	95	106	118	132	150	170	190	212	
	a_2	106	118	132	150	170	190	212	236	265	300	
	a_3	150	170	190	212	236	265	300	335	375	425	
系列 1	a	1105 (1110)	1240	1395 (1400)	1565 (1570)	1760	1980	2210	2480	2780	3110	
	a_1	250	280	315 (320)	355 (360)	400	450	500	560	630	710	
	a_2	355 (360)	400	450	500	560	630	710	800	900	1000	
	a_3	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	
系列 2	a	1046	1170	1325	1480	1655	1875	2095	2340	2630	2940	
	a_1	236	265	300	335	375	425	475	530	600	670	
	a_2	335	375	425	475	530	600	670	750	850	950	
	a_3	475	530	600	670	750	850	950	1060	1180	1320	

表 12.2-4 四级减速器中心距 (mm)

a	458	511 (510)	576 (577)	645	720	811 (817)	910 (915)
a_1	63	71 (70)	80	90	100	112	125
a_2	90	100	112	125	140	160	180
a_3	125	140	160	180	200	224 (225)	250
a_4	180	200	224 (225)	250	280	315 (320)	355 (360)

(续)

a	1020	1149 (1155)	1285 (1290)	1440	1619 (1625)	1815 (1820)	2040
a_1	140	160	180	200	224 (225)	250	280
a_2	200	224 (225)	250	280	315 (320)	355 (360)	400
a_3	280	315 (320)	355 (360)	400	450	500	560
a_N	400	450	500	560	630	710	800

表 12.2-5 单级减速器的公称传动比

1.25	1.4	1.6	1.8	2	2.24	2.5	2.8	3.15	3.55	4	4.5	5	5.6	6.3	7.1
------	-----	-----	-----	---	------	-----	-----	------	------	---	-----	---	-----	-----	-----

注：渗碳淬火齿轮减速器 $i \leq 5.6$ 。

表 12.2-6 两级减速器的公称传动比

7.1	8	9	10	11.2	12.5	14	16	18	20	22.4	25	28	31.5	35.5	40	45	50
-----	---	---	----	------	------	----	----	----	----	------	----	----	------	------	----	----	----

注：渗碳淬火齿轮减速器 $i \leq 25$ 。

表 12.2-7 三级减速器的公称传动比

22.4	25	28	31.5	35.5	40	45	50	56	63	71	
80	90	100	112	125	140	160	180	200	224	250	280

注：渗碳淬火齿轮减速器 $i \leq 125$ 。

表 12.2-8 四级减速器的公称传动比

100	112	125	140	160	180	200	224	250
280	315	355	400	450	500	560	630	710

注：渗碳淬火齿轮减速器 $i \leq 500$ 。

受齿轮轴、轴伸强度和轴承寿命的约束,对不同工艺的齿轮减速器传动比范围应有所不同(参见表 12.1-1)。样本中未列出实际传动比时,实际传动比与公称传动比允许的相对偏差 Δi ,对一、二、三、四级减速器分别为 3%、4%、5%和 5%。

圆锥—圆柱齿轮减速器的中心距和传动比可参照以上规定执行。

2.1.2 齿宽系数

通用圆柱齿轮减速器的齿宽系数 ϕ_d 定义为有效齿宽(对人字齿轮或双斜齿轮为一个斜齿的工作宽度)与中心距 a 的比值,即 $\phi_d = b/a$,见表 12.2-9。

表 12.2-9 减速器齿轮的齿宽系数 ϕ_d

0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5	0.6
-----	------	-----	------	-----	------	-----	-----

齿宽系数相对于中心距取值,可使系列产品的齿轮毛坯具有互换性。

一般硬齿面齿轮取 $\phi_d = 0.35$,调质齿轮取 $\phi_d = 0.40$,同轴式减速器取 $\phi_d = 0.2 \sim 0.35$ 。亦可根据工艺条件及质量控制水平适当调整。

ϕ_d 确定后,仍要检验 $\phi_d = b/d_1$ 值是否合理。一般硬齿面齿轮 $\phi_d \leq 1.2$,调质齿轮 $\phi_d \leq 1.5$ 。 ϕ_d 过大时,会

因偏载而达不到预期效果,还必须校核小齿轮轴的刚度和强度。

2.2 齿轮啮合参数

2.2.1 模数

齿轮的模数必须符合 GB1357—87《渐开线圆柱齿轮模数》的规定,优先考虑第一系列,一般按轮齿弯曲强度确定,同时保证小齿轮较合理的齿数。

2.2.2 齿数和与小齿轮齿数

当中心距一定时,齿数和 z_c 受法向模数 m_n 、分度圆螺旋角 β 的约束,其关系式(变位系数之和为 0 时)为

$$z_c = \frac{2a \cos \beta}{m_n}$$

对一种中心距固定一种齿数和的方法是陈旧落后的。

那种按接触强度设计,按弯曲强度校核,在满足弯曲强度的条件下尽可能取较小的模数、较多的齿数的方法也只适用于某些专用减速器。因硬齿面减速器与相同参数的中硬齿面减速器相比,齿轮的弯曲强度提高的幅度没有接触强度提高的幅度大,因此取较大的模数可提高综合承载能力。

齿数和与小齿轮齿数按以下规定选择可获较好的应用效果。

1) 同一中心距的齿数和不固定,随不同传动比而有所调整。

2) 在通用减速器中,当采用渗碳淬火磨齿的6级精度齿轮时,齿数和 $z_c \leq 120$;在采用调质、滚齿的7~8级精度齿轮时,可加大为 $z_c \leq 160$ 。齿轮的实际重合度在精度较高时较易达到计算值。

3) 小齿轮的最少齿数 $z_{1\min} \geq 16$ 较好,但在特殊条件下允许取15齿。小齿轮的最多齿数可按下表限额选取。

表 12.2-10 小齿轮最多齿数 $z_{1\max}$

传动比 i	齿面硬度 HB			
	250	300	400	600
	$z_{1\max}$			
1.25	50	37	30	26
1.5	45	30	25	22
2	42	27	22	20
3.15	37	24	19	18
4	34	23	18	17
5	32	22	17	17
6.3	31	21	16	16

注:齿面硬度600HB为渗碳淬火齿轮,其余为中碳合金钢调质齿轮。

2.2.3 螺旋角

斜齿轮一般取螺旋角 $\beta=7^\circ \sim 17^\circ$,以 $\beta=10^\circ \sim 13^\circ$ 较好,且常取整数,以方便记忆和加工。系列设计时螺旋角的数目不宜太多。

把高速级螺旋角取大,低速级螺旋角取小,以减小低速级的轴向力,对某些设计亦是可取方案。

如按抵消机床交换齿轮误差来确定螺旋角,可有效地减少滚齿加工齿轮的螺旋角误差。

螺旋角的确定最好能满足轴向重合度 $\varepsilon_\beta \geq 1 \sim 1.15$ 的要求,可提高传动的平稳性和降低噪声。

同一轴上两齿轮螺旋角方向应相同,以使轴向力相互抵消。

2.2.4 变位系数

在这里变位系数的选择不再是为了凑中心距,而是为了提高强度和改善传动质量。通常采用角度变位,大、小齿轮都用正变位,按等滑动比的原则选取。总变位系数一般 ≤ 1.2 ,小齿轮变位系数 $x_1=0.3 \sim 0.5$ 较佳。

2.2.5 齿形角

受刀具的限制,大多数制造厂一直沿用 $\alpha_n=20^\circ$ 的齿形角。由于 25° 齿形角可明显提高齿根弯曲强度,国外有的硬齿面通用减速器已经部分或全部采用了 25° 的齿形角,但啮合径向力将增加。

2.2.6 顶隙系数

调质齿轮的顶隙系数 $c_n^*=0.25$,刀具齿顶圆角半径 $\rho=0.38m_n$;渗碳淬火磨齿的齿轮采用齿根单圆弧带凸台磨滚刀圆滑过渡,对 $\alpha_n=20^\circ$ 时,常用 $c_n^*=0.40$, $\rho \geq 0.40m_n$, $\alpha_n=25^\circ$ 时, $c_n^*=0.35$, $\rho \geq 0.4m_n$ 。

2.3 多级减速器传动比分配

2.3.1 分配原则

多级减速器各级传动比的分配,直接影响减速器的承载能力和使用寿命,还会影响其体积、重量和润滑。传动比一般按以下原则分配:使各级传动承载能力大致相等;使减速器的尺寸与质量较小;使各级齿轮圆周速度较小;采用油浴润滑时,使各级齿轮副的大齿轮浸油深度相差较小。

低速级大齿轮直接影响减速器的尺寸和重量,减小低速级传动比,即减小了低速级大齿轮及包容它的机体的尺寸和重量。增大高速级的传动比,即增大高速级大齿轮的尺寸,减小了与低速级大齿轮的尺寸差,有利于各级齿轮同时油浴润滑;同时高速级小齿轮尺寸减小后,降低了高速级及后面各级齿轮的圆周速度,有利于降低噪声和振动,提高传动的平稳性。故在满足强度的条件下,末级传动比小较合理。

减速器的承载能力和寿命,取决于最弱一级齿轮的强度。仅满足于强度能通得过,而不追求各级大致等强度常常会造成承载能力和使用寿命的很大浪费。通用减速器为减少齿轮的数量,单级和多级中同中心距同传动比的齿轮一般取相同参数。当 a 和 i 设置较密时,较易实现各级等强度分配; a 和 i 设置较疏时,就难以全部实现等强度。按等强度设计比不按等强度设计的通用减速器约半数产品的承载能力可提高10%~20%。

和强度相比,各级大齿轮浸油深度相近是较次要分配的原则,即使高速级大齿轮浸不到油,由结构设计也可设法使其得到充分的润滑。

2.3.2 两级展开式圆柱齿轮减速器传动比分配

1) 按齿面接触强度相等的原则分配时,可按下列公式计算,或按图12.2-1选取。

$$\lambda C^3 \frac{(i_1+1)i_1^4}{(i_1+i)i^2} = 1 \quad (12.2-1)$$

式中

$$C = \frac{d_{21}}{d_{21}}$$

$$\lambda = \frac{\phi_{d1} \sigma_{H\lim 1}^2}{\phi_{d1} \sigma_{H\lim 1}^2}$$

i ——总传动比;

i_1 ——高速级传动比;

ϕ_{d1}, ϕ_{d2} —— 高速级、低速级齿宽系数

$$\left(\phi_d = \frac{b}{d_1} \right);$$

$\sigma_{Hlim1}, \sigma_{Hlim2}$ —— 高速级、低速级齿轮的接触疲劳极限 (N/mm²);

d_{21}, d_{22} —— 高速级、低速级大齿轮分度圆直径 (mm)。

一般取 $C=1.0 \sim 1.3$ 。 $C=1$ 时, 减速器外形尺寸最小, 两个大齿轮浸入油池深度相同。当 $C>1$ 时, 高速级大齿轮不接触油面, 可减少润滑油的搅动损失。

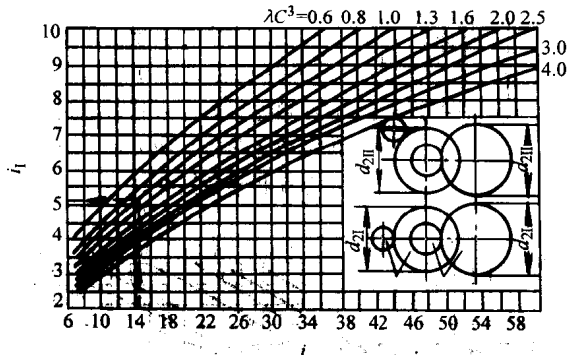


图 12.2-1 两级圆柱齿轮减速器传动比的分配

如果减速器符合表 12.2-1 和表 12.2-2 的标准中心距系列时, 按齿面接触强度相等, 可用下式分配减速器的传动比:

$$k \left(\frac{a_1}{a_2} \right)^3 \left(\frac{i_1 + 1}{i_1 + i} \right)^3 i = 1 \quad (12.2-2)$$

式中

$$k = \frac{\phi_{a1} \cdot \sigma_{Hlim1}^2}{\phi_{a2} \cdot \sigma_{Hlim2}^2}$$

ϕ_{a1}, ϕ_{a2} —— 高、低速级齿宽系数 $\left(\phi_a = \frac{b}{a} \right)$;

a_1, a_2 —— 高、低速级中心距 (mm)。

当 $\frac{a_1}{a_2} \approx 1.4, k=1$ 时, 传动比的分配可由图 12.2-2 查得。

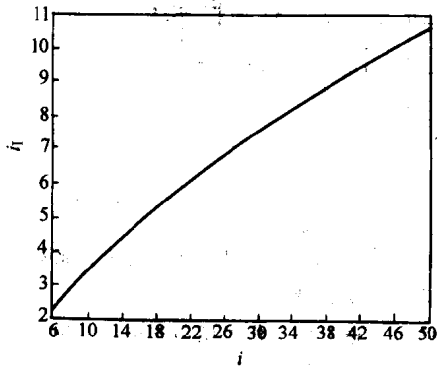


图 12.2-2 当 $\frac{a_1}{a_2} \approx 1.4$ 时, 两级减速器的传动比分配

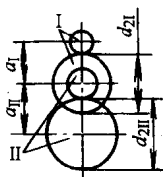
2) 按两级等强度且各齿轮宽、径尺寸和 Σbd^2 最小分配传动比时, 可按式 (12.2-3) 或图 12.2-3 分配。

$$i_1 = \left(\frac{\frac{1}{i} + i}{\frac{2}{i_1 \cdot i} + \frac{2}{i} + \frac{2}{i^2}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (12.2-3)$$

2.3.3 两级同轴式圆柱齿轮减速器传动比分配

此类减速器虽有单独的装置, 但大多设计为小型产品, 输入功率一般 $\leq 100\text{kW}$, 与电动机联成一体, 取其结构较紧凑、简单及便于安装维护等优点。由于两级

传动齿轮的中心距相等, 靠优化传动比搭配, 难以实现两级等强度。第一级的强度富裕较多, 甚至富裕一倍以上。如第一级传动比太大, 造成第一级小齿轮的直径偏小, 轴的刚度与强度不足, 且无法装入电动机的轴伸。若减小第一级齿宽, 其重合度减小, 平稳性降低; 若增加第二级齿宽, 其宽径比不合理, 齿向误差的增大会使增加齿宽的实际效果被抵消。另一方面, 由于第一级齿轮副至少有一个齿轮是装在悬臂轴伸上, 其实际啮合状况不佳, 实际寿命反而较短, 强度计算时如不考虑这一点就会和实际结果不符。



因此, 传动比搭配多考虑结构合理性, 第一级齿轮总重合度 $\epsilon_r \geq 2$, 两级传动的大齿轮浸油深度大致相等 (也允许第一级稍深), 一般可取

$$i_1 \leq \sqrt{i} \quad (12.2-4)$$

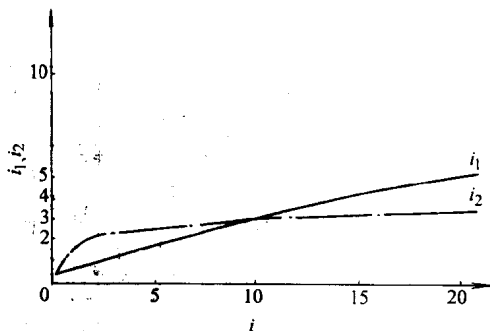


图 12.2-3 两级齿轮等强度, 且各齿轮宽、径尺寸和最小分配传动比

2.3.4 三级展开式圆柱齿轮减速器传动比分配

按等强度条件, 并获得较小的外形尺寸和重量时, 高速级和中速级传动比可由图 12.2-4 查得。

对通用减速器, 一般按等强度原则从计算机计算出各种排列组合的可行方案中优选。如果初略估算, 可按在总传动比 $i \leq 40$ 时, $i_1 \approx i_2 \approx i_3 \approx \sqrt[3]{i}$; $i > 40$ 时, $i_2 \approx \sqrt[3]{i}, i_1 \geq i_2 \geq i_3$, 且要圆整为标准值 (优先数)。若将

低速级齿轮的传动比控制到 2~3 时,主要通过改变高速级的传动比来调整总传动比,可减少系列中齿轮的品种规格,但低速级齿轮对数太少就很难实现三级等强度。

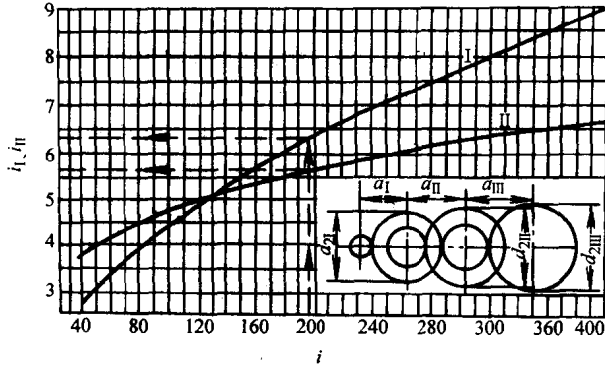


图 12.2-4 三级圆柱齿轮减速器传动比分配

2.3.5 圆锥—圆柱齿轮减速器传动比分配

两级圆锥—圆柱齿轮减速器按等强度条件,并要求获得较小的外形尺寸时,传动比分配可按下式计算,或由图 12.2-5 查得。

$$\lambda_e C^3 \frac{i_1^4}{i^2(i+i_1)} = 1 \quad (12.2-5)$$

式中

$$\lambda_e = \frac{2.25 \phi_d \sigma_{Hlim1}^2}{(1-\phi_R) \sigma_{Hlim1}^2}$$

$$C = \frac{d_{21}}{d_{21}}$$

ϕ_R ——圆锥齿轮齿宽系数, $\phi_R = \frac{b}{R}$, 其中, b 为齿宽(mm), R 为锥距(mm)。

一般取 $C = 1.0 \sim 1.4$ 。 C 取较小值,可使减速器有较小的尺寸。

三级圆锥—圆柱齿轮减速器的传动比分配,其高速级和中间级传动比可由图 12.2-6 查取。

因影响齿轮强度的因素很复杂,按简化公式计算的结果往往有些偏差。现越来越多地用计算机采用优化设计的方法进行传动比分配和参数选择。

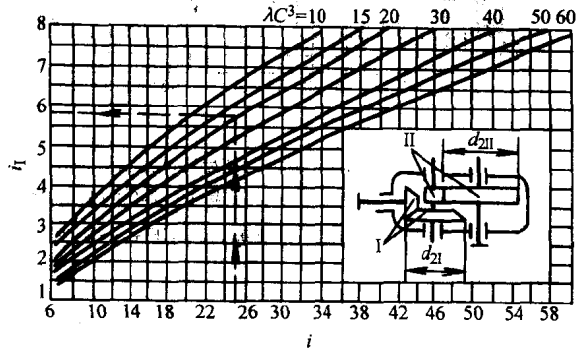
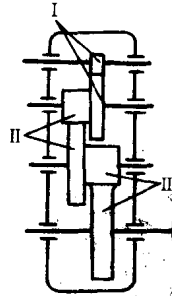


图 12.2-5 两级圆锥—圆柱齿轮减速器传动比分配

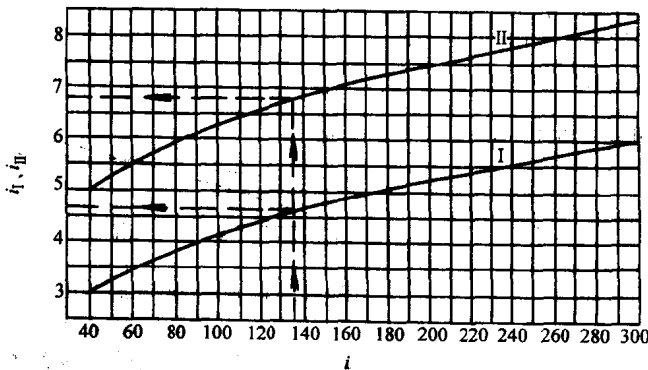


图 12.2-6 三级圆锥—圆柱齿轮减速器传动比分配

3 减速器的结构和零部件设计

3.1 减速器的整体结构

减速器的整体结构应考虑轴的位置、与原动机和

工作机的联接、支承方式、附件及润滑等。系列产品应尽可能采用模块式设计。

轴的位置通常由工作机械预先决定。绝大多数轴的位置为水平,以简化密封。立式轧钢机、冷却塔、搅拌机机械的轴为竖直方向,增加了润滑、箱体剖面和

轴封的技术难度。

除和原动机及工作机相联的输入、输出轴伸外,增加其他轴伸可用于安装风扇、油泵、逆止器、制动器及慢速机构。

输入、输出轴可按展开、同轴或分流式布置。行星传动兼具功率分流和同轴的特点。

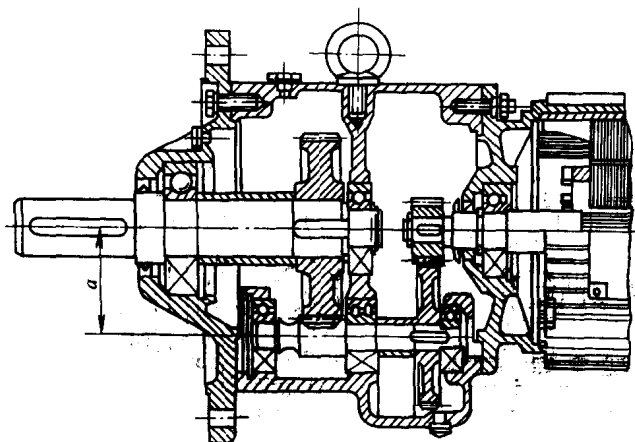


图 12.2-7 电机减速器

减速器与电动机有两种联接方式:

(1) 直联式 小功率时用法兰把电动机和减速器直接联接,主动小齿轮悬置在电动机轴上,不用联轴器,无需分别找正,减速器承受电动机支承力矩及重量,称电机减速器,图 12.2-7 为结构实例。

(2) 分装式 分装式结构是一种普遍采用的结构。二者之间用弹性或刚性联轴器相联,有时装有制动器、离合器或液力联轴器。安装时必须严格对中。由于

硬齿面减速器的轴往往比电动机轴细,对中要求更严,使用液力联轴器时应把其装在电动机轴上,把弹性联轴器装在减速器一端。

减速器与工作机械除采用最常用的输出轴为实心轴的分装式联接形式外,还可采用一种空心轴结构。减速器的输出轴作成空心轴,中间插入工作机轴,通过键或收缩盘传递转矩(图 12.2-8,图 12.2-9)。空心轴型减速器可以不带基座(图 12.2-10)或带机座(图 12.2-11),通过转矩支承使整个传动装置一起浮动。其驱动电动机也可直接同减速器的法兰联接(图 12.2-12)。采用该结构可省掉重而贵的输出联轴器,节省空间,不用或用很小的基础,特别适用于安装空间小及工作机移动工作的场合。悬挂式减速器的受力分析见图 12.2-13。

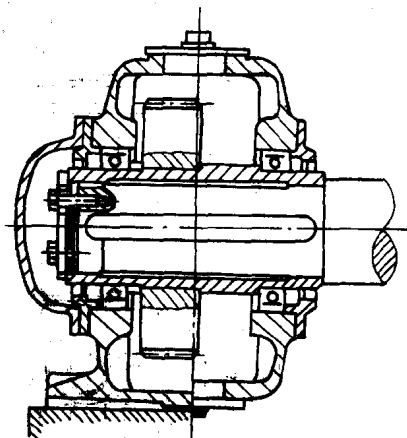
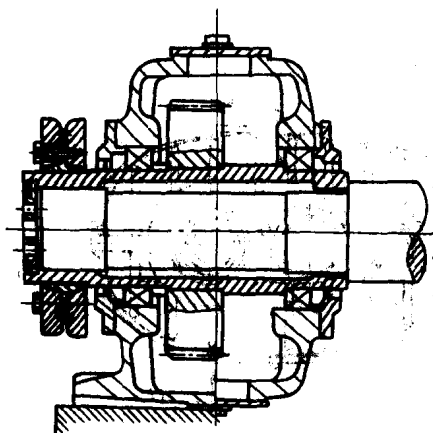
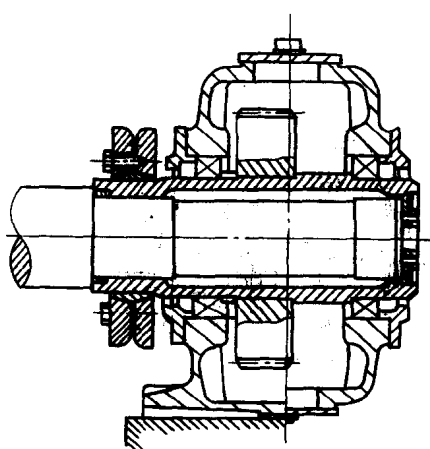


图 12.2-8 键联接型空心轴减速器



最佳布局



可用布局

图 12.2-9 收缩盘联接型空心轴减速器

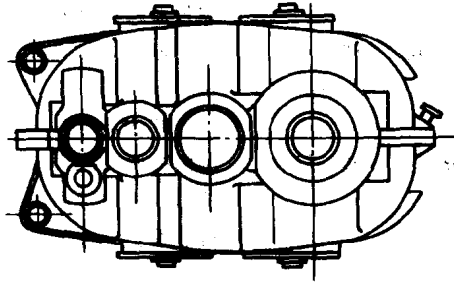


图 12.2-10 空心轴悬挂型减速器

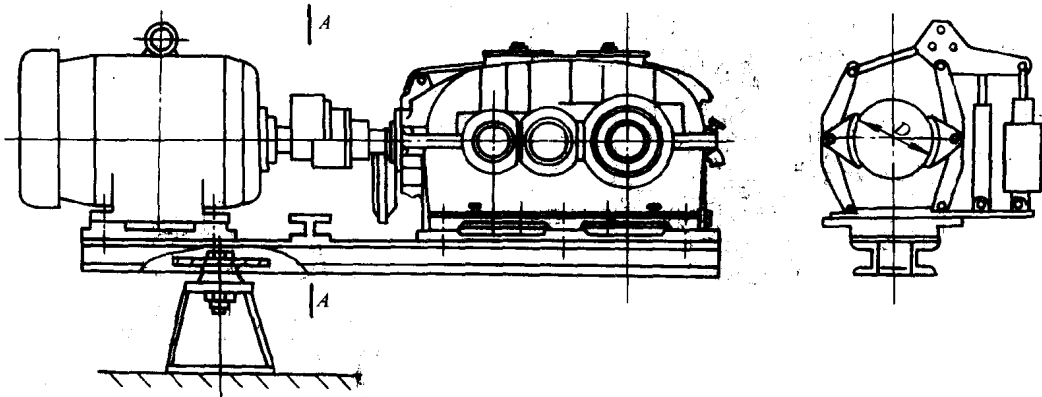


图 12.2-11 一体式浮动传动装置

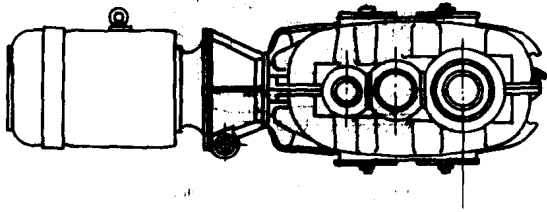


图 12.2-12 电机和减速器法兰直接联接

转矩支承应满足强度、浮动及吸振等条件,常见形式如图 12.2-14 所示。工作机轴承受力分析如图 12.2-15 所示,计算如下:

$$\text{输出转矩 } T_2 = 9549P/n_2 \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

转矩支承载荷

$$R = \frac{9.8(W_G \cdot X_G + W_M \cdot X_M) \pm T_2}{X_R} \quad (\text{N})$$

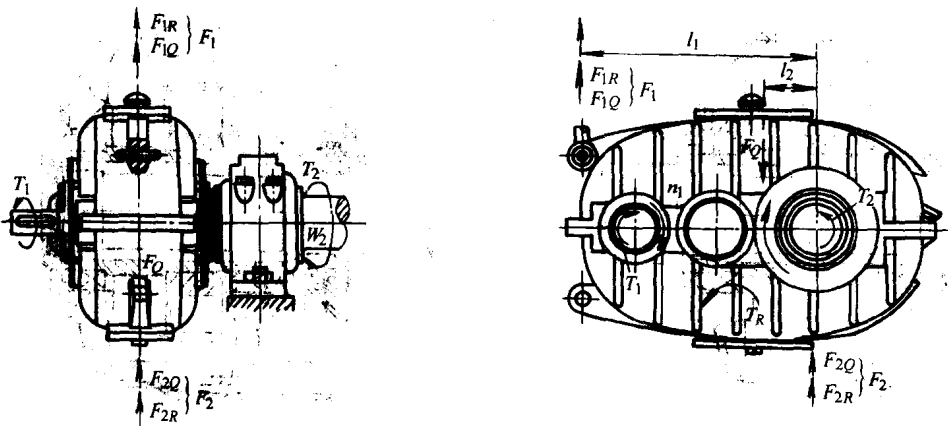


图 12.2-13 悬挂型减速器的受力

注: F_{1Q} 由重量产生的支反力, F_{1R} 由支承力矩 T_R 产生的支反力, F_Q 重力, F_{2Q} 由重量产生的横向力, F_{2R} 由支承力矩 T_R 产生的力; T_1 输入转矩, T_2 输出转矩, W_2 工作机的输入转矩