

优秀论文

审核通过

未经允许

切勿外传

一级蜗轮蜗杆减速器设计说明书

第一章 绪论

1.1 本课题的背景及意义

计算机辅助设计及辅助制造（CAD/CAM）技术是当今设计以及制造领域广泛采用的先进技术。本次设计是蜗轮蜗杆减速器，通过本课题的设计，将进一步深入地对这一技术进行深入地了解和學習。

1.1.1 本设计的设计要求

机械零件的设计是整个机器设计工作中的一项重要具体内容，因此，必须从机器整体出发来考虑零件的设计。设计零件的步骤通常包括：选择零件的类型；确定零件上的载荷；零件失效分析；选择零件的材料；通过承载能力计算初步确定零件的主要尺寸；分析零部件的结构合理性；作出零件工作图和装配图。对一些由专门工厂大批生产的标准件主要是根据机器工作要求和承载能力计算，由标准中合理选择。

根据工艺性及标准化等原则对零件进行结构设计，是分析零部件结构合理性的基础。有了准确的分析和计算，而如果零件的结构不合理，则不仅不能省工省料，甚至使相互组合的零件不能装配成合乎机器工作和维修要求

的良好部件，或者根本装不起来。

1.2. (1) 国内减速机产品发展状况

国内的减速器多以齿轮传动，蜗杆传动为主，但普遍存在着功率与重量比小，或者传动比大而机械效率过低的问题。另外材料品质和工艺水平上还有许多弱点。由于在传动的理论上，工艺水平和材料品质方面没有突破，因此没能从根本上解决传递功率大，传动比大，体积小，重量轻，机械效率高等这些基本要求。

(2) 国外减速机产品发展状况

国外的减速器，以德国、丹麦和日本处于领先地位，特别在材料和制造工艺方面占据优势，减速器工作可靠性好，使用寿命长。但其传动形式仍以定轴齿轮转动为主，体积和重量问题也未能解决好。当今的减速器是向着大功率、大传动比、小体积、高机械效率以及使用寿命长的方向发展。

1.3. 本设计的要求

本设计的设计要求机械零件的设计是整个机器设计工作中的一项重要的重要内容，因此，必须从机器整体出发来考虑零件的设计计算，而如果零件的结构不合理，则不仅不能省工省料，甚至使相互组合的零件不能装配成合乎机器工作和维修要求的良好部件，或者根本装不起来。

机器的经济性是一个综合性指标，设计机器时应最大限度的考虑经济性。提高设计制造经济性的主要途径有：①尽量采用先进的现代设计理论个方法，力求参数最优化，以及应用 CAD 技术，加快设计进度，降低设计成本；②合理的组织设计和制造过程；③最大限度地采用标准化、系列

化及通用化零部件；④合理地选择材料，改善零件的结构工艺性，尽可能采用新材料、新结构、新工艺和新技术，使其用料少、质量轻、加工费用低、易于装配⑤尽力改善机器的造型设计，扩大销售量。

提高机器使用经济性的主要途径有：①提高机器的机械化、自动化水平，以提高机器的生产率和生产产品的质量；②选用高效率的传动系统和支承装置，从而降低能源消耗和生产成本；③注意采用适当的防护、润滑和密封装置，以延长机器的使用寿命，并避免环境污染。

机器在预定工作期限内必须具有一定的可靠性。提高机器可靠度的关键是提高其组成零部件的可靠度。此外，从机器设计的角度考虑，确定适当的可靠性水平，力求结构简单，减少零件数目，尽可能选用标准件及可靠零件，合理设计机器的组件和部件以及必要时选取较大的安全系数等，对提高机器可靠度也是十分有效的。

1.4. 研究内容（设计内容）

（1）蜗轮蜗杆减速器的特点

蜗轮蜗杆减速器的特点是具有反向自锁功能，可以有较大的减速化，输入轴和输出轴不在同一轴线上，也不在同一平面上。但是一般体积较大，传动效率不高，精度不高。

蜗轮蜗杆减速器是以蜗杆为主动装置，实现传动和制动的一种机械装置。当蜗杆作为传动装置时，在蜗轮蜗杆共同作用下，使机器运行起来，在此过程中蜗杆传动基本上克服了以往带传动的摩擦损耗；在蜗杆作为制动装置时，蜗轮，蜗杆的啮合，可使机器在运行时停下来，这个过程中蜗杆蜗轮的啮合静摩擦达到最大，可使运动中的机器在瞬间停止。在工业生

产中既节省了时间又增加了生产效率，而在工艺装备的机械减速装置，深受用户的美誉，是眼前当代工业装备实现大小扭矩，大速比，低噪音，高稳定机械减速传动独揽装置的最佳选择。

(2) 方案拟订

A、箱体

(1)：蜗轮蜗杆箱体内壁线的确定； (2)：轴承孔尺寸的确定；

(3)：箱体的结构设计；

a. 箱体壁厚及其结构尺寸的确定 b. 轴承旁连接螺栓凸台结构尺寸的确定

c. 确定箱盖顶部外表面轮廓 d. 外表面轮廓确定箱座高度和油面

e. 输油沟的结构确定 f. 箱盖、箱座凸缘及连接螺栓的布置

B、轴系部件

(1) 蜗轮蜗杆减速器轴的结构设计

a. 轴的径向尺寸的确定 b. 轴的轴向尺寸的确定

(2) 轴系零件强度校核

a. 轴的强度校核 b. 滚动轴承寿命的校核计算

C、减速器附件

a. 窥视孔和视孔盖 b. 通气器 c. 轴承盖 d. 定位销

e. 油面指示装置 f. 油塞 g. 起盖螺钉 $= (10 \sim 40) \times 73.96 = n \text{ min}$

符合这范围的电动机同步转速有 750、1000、1500、3000 r/min 四种，现以同步转速 1000 r/min 和 1500 r/min 两种常用转速的电动机进行分析比较。

综合考虑电动机和传动装置的尺寸、重量、价格、传动比及市场供应情况，选取比较合适的方案，现选用型号为 Y132M—4。

2.1.3 确定传动装置的传动比及其分配

减速器总传动比及其分配：

减速器总传动比 $i = 1440 / 73.96 = 19.47$

式中 i —传动装置总传动比

—工作机的转速，单位 r/min

—电动机的满载转速，单位 r/min

2.1.4 计算传动装置的运动和动力参数

(1) 各轴的输入功率

轴 I $P = P = 5.92 \times 0.99 \times 0.99 = 5.8 \text{ kW}$

轴 II $P=P=5.8\times 0.99\times 0.99\times 0.8=4.54\text{kW}$

(2) 各轴的转速

电动机： $n=1440\text{ rmin}$

轴 I： $n=1440\text{ rmin}$

轴 II： $n=1440/19.47=73.96\text{ rmin}$

(3) 各轴的输入转矩

电动机轴： $T=9550P/n=9550\times 5.92/1440=39.26\text{Nm}$

轴 I： $T=9550P/n=9550\times 5.8/1440=38.46\text{Nm}$

轴 II： $T=9550P/n=9550\times 4.54/73.96=586.22\text{Nm}$

上述计算结果汇见表 3-1

表 3-1 传动装置运动和动力参数

	输入功率 (kW)	转速 n (rmin)	输入转矩 (Nm)	传动比	效率
电动机轴	5.92	1440	39.26	19.47	0.784
轴 I	5.8	1440	38.36		
轴 II	4.54	73.96	586.22		

2.2 传动零件的设计计算

2.2.1 蜗轮蜗杆传动设计

一. 选择蜗轮蜗杆类型、材料、精度

根据 GBT 的推荐，采用渐开线蜗杆（ZI）蜗杆材料选用 45 钢，整体调质，表面淬火，齿面硬度 45~50HRC。蜗轮齿圈材料选用 ZCuSn10Pb1，金属模铸造，滚铣后加载跑合，8 级精度，标准保证侧隙 c。

二. 计算步骤

1. 按接触疲劳强度设计

设计公式 $\geq \text{mm}$

(1) 选 z_1, z_2 :

查表 7.2 取 $z_1=2$,

$$z_2 = z_1 \times i = 2 \times 19.47 = 38.94 \approx 39.$$

z_2 在 30~64 之间，故合乎要求。

初估 $\eta = 0.82$

(2) 蜗轮转矩 T_2 :

$$T_2 = T_1 \times i \times \eta = 9.55 \times 10^6 \times 5.8 \times 19.47 \times 0.821440 = 614113.55 \text{ Nmm}$$

(3) 载荷系数 K :

因载荷平稳，查表 7.8 取 $K=1.1$

(4) 材料系数 Z_E

查表 7.9, $Z_E=156$

(5) 许用接触应力 $[\sigma_H]$

查表 7.10, $[\sigma_H]=220 \text{ Mpa}$

$$N=60 \times j_{n_2} \times L_h = 60 \times 73.96 \times 1 \times 12000 = 5.325 \times 10^7$$

$$Z_N = 1$$

$$[\sigma_H] = Z_N [\sigma_H] = 1 \times 220 = 220 \text{ Mpa}$$

(6) $m d_1$:

$$m d_1 \geq 1.1 \times 614113.55 \times 10^{-3} = 2358.75 \text{ mm}$$

(7) 初选 m , d_1 的值:

查表 7.1 取 $m=6.3$, $d_1=63$

$$m d_1 = 2500.47 > 2358.75$$

(8) 导程角

$$\tan \lambda = 0.2$$

$$\lambda = \arctan 0.2 = 11.3^\circ$$

(9) 滑动速度 V_s

$$V_s = \frac{d_1 n_1}{60 \times 1000 \cos \alpha} = \frac{63 \times 1440}{60 \times 1000 \cos 11.3^\circ} = 4.84 \text{ ms}$$

(10) 啮合效率

由 $V_s = 4.84 \text{ ms}$ 查表得 $\nu = 1^\circ 16'$

$$\eta_1 = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \nu)} = \frac{\tan 11.3^\circ}{\tan 12.46^\circ} = 0.896$$

(11) 传动效率

取轴承效率 $\eta_2 = 0.99$ ，搅油效率 $\eta_3 = 0.98$

$$\eta = \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3 = 0.896 \times 0.99 \times 0.98 = 0.87$$

$$T_2 = T_1 \times i \times \eta = 9.55 \times 10^6 \times 5.8 \times 19.47 \times 0.871440 = 651559.494 \text{ Nmm}$$

(12) 检验 $m d_1$ 的值

$$m d_1 \geq 0.87 \times 651559.494 = 567556.759 < 2500.47$$

原选参数满足齿面接触疲劳强度要求

2. 确定传动的主要尺寸

$$m = 6.3 \text{ mm}, \quad d_1 = 63 \text{ mm}, \quad z_1 = 2, \quad z_2 = 39$$

(1) 中心距 a

$$a=154.35\text{mm}$$

(2) 蜗杆尺寸

$$\text{分度圆直径 } d_1 \quad d_1=63\text{mm}$$

$$\text{齿顶圆直径 } d_{a1} \quad d_{a1}=d_1+2h_{a1}=(63+2\times 6.3)=75.6\text{mm}$$

$$\text{齿根圆直径 } d_{f1} \quad d_{f1}=d_1-2h_f=63-2\times 6.3$$

$$(1+0.2)=47.88\text{mm}$$

$$\text{导程角} \quad \tan=11.^\circ \quad \text{右旋}$$

$$\text{轴向齿距} \quad P_{x1}=\pi m=3.14\times 6.3=19.78\text{mm}$$

$$\text{齿 轮 部 分 长 度 } b_1 \quad b_1 \geq m(11+0.06 \times z_2)=6.3 \times (11+0.06 \times 39)=84.04\text{mm}$$

$$\text{取 } b_1=90\text{mm}$$

(2) 蜗轮尺寸

$$\text{分度圆直径 } d_2 \quad d_2=m \times z_2=6.3 \times 39=245.7\text{mm}$$

$$\text{齿顶高} \quad =11.^\circ \quad \text{右旋}$$

$$\text{轴向齿距} \quad P_{x2}=P_{x1}=\pi m=3.14\times 6.3=19.78\text{mm}$$

$$\text{蜗轮齿宽 } b_2 \quad b_2=0.75d_{a1}=0.75\times 75.6=56.7\text{mm}$$

齿宽角 $\sin(\alpha/2) = b/d_1 = 56.763/0.9$

蜗轮咽喉母圆半径 $r_g = a - d_a/2 = 154.35 - 129.15 = 25.2\text{mm}$

(3) 热平衡计算

①估算散热面积 A

$$A=0.33 \frac{a}{100}^{1.75} = 0.33 \frac{154.35}{100}^{1.75} = 0.7053\text{m}^2$$

②验算油的工作温度 t_i

室温：通常取。

散热系数：K_s=20 W/(m²·℃)。

$$t_i = \frac{1000(1 - P_1)}{k_s A} + t_0 = \frac{1000(1 - 0.87)}{20 \times 0.7053} + 20 = 73.45^\circ\text{C} < 80^\circ\text{C}$$

油温未超过限度

(4) 润滑方式

根据 V_s=4.84ms，查表 7.14，采用浸油润滑，油的运动粘度 V_{40℃}=350 × 10⁻⁶ m²/s

(5) 蜗杆、蜗轮轴的结构设计(单位：mm)

①蜗轮轴的设计

最小直径估算

$$d_{\min} \geq c \times$$

$$c \text{ 查《机械设计》表 11.3 得 } c=120 \quad d_{\min} \geq 120 \times = 47.34$$

根据《机械设计》表 11.5, 选 $d_{\min}=48$

$$d_1 = d_{\min} + 2a = 56 \quad a \geq (0.07 \sim 0.1) d_{\min} = 4.08 \approx 4$$

$$d_2 = d_1 + (1 \sim 5) \text{ mm} = 56 + 4 = 60$$

$$d_3 = d_2 + (1 \sim 5) \text{ mm} = 60 + 5 = 65$$

$$d_4 = d_3 + 2a = 65 + 2 \times 6 = 77 \quad a \geq (0.07 \sim 0.1) d_3 = 5.525 \approx 6$$

$$\geq c \times = 120 \times = 19.09 \quad \text{取 } d_{\min} = 30$$

$$d_1 = d_{\min} + 2a = 20 + 2 \times 2.5 = 35 \quad a = (0.07 \sim 0.1) d_{\min}$$

$$d_2 = d_1 + (1 \sim 5) = 35 + 5 = 40$$

$$d_3 = d_2 + 2a = 40 + 2 \times 2 = 44 \quad a = (0.07 \sim 0.1) d_2$$

$$d_4 = d_2 = 40$$

$$\geq 120 \times = 47.34 \text{ mm}$$

根据《机械设计》表 11.5, 选 $d_{\min}=63$

(3) 轴的结构设计

① 轴上零件的定位、固定和装配

单级减速器中，可将齿轮按排在箱体中央，相对两轴承对称分布，齿轮左面由轴肩定位，右面用套筒轴向固定，周向固定靠平键和过渡配合。两轴承分别以轴肩和套筒定位，周向则采用过渡配合或过盈配合固定。联轴器以轴肩轴向定位，右面用轴端挡，圈轴向固定。

键联接作周向固定。轴做成阶梯形，左轴承 从做从左面装入，齿轮、套筒、右轴承和联轴器依次右面装到轴上。

② 确定轴各段直径和长度

I 段 $d_1=50\text{mm}$ $L_1=70\text{mm}$

II 段选 30212 型圆锥滚子轴承，其内径为 60mm，宽度为 22mm。故 II 段直径 $d_2=60\text{mm}$ 。

III 段考虑齿轮端面和箱体内壁、轴承端盖与箱体内壁应有一定距离，则取套筒长为 38mm。故 $L_3=40\text{mm}$ ， $d_3=65\text{mm}$ 。

IV 段 $d_4=77\text{mm}$, $L_4=70\text{mm}$

V 段 $d_5=d_4+2h=77+2\times 5.5=88\text{mm}$, $L_5=8\text{mm}$

VI 段 $d_6=65\text{mm}$, $L_6=22\text{mm}$

VII 段 $d_7=d_2=60\text{mm}$, $L_7=25$

(4) 按弯扭合成应力校核轴的强度

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/605204012144012000>