

一. 填空题:

概论:

1. 机械设计课程主要讨论通用机械零件和部件的设计计算理论和方法。
2. 机械零件设计应遵循的基本准则：强度准则、刚度准则、耐磨性准则、震动稳定性准则。
3. 强度：零件抵抗破裂（表面疲劳、压溃、整体断裂）及塑性变形的能力。

结构组成及自由度:

1. 所谓机架是指机构中作为描述其他构件运动的参考坐标系的构件。
2. 机构是机器中的用以传递与转换运动的单元体；构件是组成机构的运动单元；零件组成机械的制造单元。
3. 两构件组成运动副必须具备的条件是两构件直接接触并保持一定的相对运动。
4. 组成转动副的两个运动副元素的基本特征是圆柱面。
5. 两构件通过面接触而形成的运动副称为低副，它引入 2 个约束，通过点线接触而构成的运动副称为高副，它引入 1 个约束。
6. 机构的自由度等于原动件数是机构具有确定运动的条件。
7. 在机构运动简图上必须反映与机构运动情况有关的尺寸要素。因此，应该正确标出运动副的中心距，移动副导路的方向，高副的轮廓形状。

连杆机构:

1. 铰链四杆机构若最短杆与最长杆长度之和小于等于其余两杆长度之和则可能存在曲柄。其中若最短杆是连架杆，则为曲柄摇杆机构；若最短杆是连杆，则为双摇杆机构；若最短杆是机架，则为双曲柄机构；若最短杆与最长杆长度之和大于其余两杆长度之和则不存在曲柄（任何情况下均为双摇杆机构）
2. 最简单的平面连杆机构是两杆机构。
3. 为保证连杆机构传力性能良好，设计时应使最小传动角 $\gamma_{\min} \geq [\gamma]$
4. 机构在死点位置时的传动角 $\gamma = 0^\circ$ 。
5. 平面连杆机构中，从动件压力角 α 与机构传动角 γ 之间的关系是 $\alpha + \gamma = 90^\circ$ 。
6. 曲柄摇杆机构中，必然出现死点位置的原动件是摇杆。
7. 曲柄滑块机构共有 6 个瞬心。
8. 当连杆机构无急回运动特性时行程速比系数 $K=1$ 。
9. 以曲柄为主动件的曲柄摇杆机构、曲柄滑块机构中，可能出现最小传动角的位置分别是曲柄与机架共线、曲柄两次垂直于滑块导路的瞬时位置，而导杆机构 λ 始终是 90°

凸轮机构:

1. 凸轮的基圆半径是指凸轮转动中心至理论廓线的最小半径。
2. 凸轮机构中，若增大基圆半径 r_b ，则压力角作如下变化：升程压力角减小，回程压力角增大。

3. 使凸轮机构的压力角减小的有效方法是增大基圆半径。
4. 凸轮机构中产生刚性冲击的原因是理论上瞬间加速度增至无穷大，引起惯性力无穷大。产生柔性冲击的原因是加速度的有限值的突变引起惯性力产生突变。
5. 从动件的等速运动规律可使凸轮机构有刚性冲击（硬冲），而等加速等减速运动规律可使凸轮机构有柔性冲击（软冲）。
6. 按滚子对心移动从动件设计制造的盘形凸轮轮廓线若将滚子直径 r_r 改小则滚子对心移动从动件盘形凸轮机构的最大升距不变（ r_r 变大 α 变大）。

齿轮机构:

1. 渐开线直齿圆柱齿轮的正确啮合条件是 $\alpha_1 = \alpha_2$ 、 $m = m_2$ ，连续传动条件是 $\epsilon > 1$ 。
2. 渐开线标准直齿圆柱齿轮必须具备的两个条件是：标准的基本参数（ m 、 α 、 h_a^* 、 c^* ）、在分度圆上 $s = e$ 。
3. 齿轮机构的基本参数中，与重合度无关的参数是压力角。
4. 一对标准直齿圆柱齿轮传动的轮齿在啮合过程中，啮合角 α' 的值始终保持不变。
5. 一对渐开线齿轮在啮合传动过程中，从动轮齿廓上的压力角 α 的值由大逐渐变到小。
6. 一对渐开线标准直齿圆柱齿轮在安装时，其中心距不等于标准中心

距，则参数啮合角 α' 和重合度 ϵ 有变化。

7. 两轴线交角为 90° 的直齿圆锥齿轮减速传动，其传动比 $i = \tan \delta_2 = \cot \delta_1$ 。
 $\delta_1 = r_2 / r_1 = Z_2 / Z_1$ 。

轮系:

1. 定轴轮系的传动比计算可表示为：

周转轮系传动比的计算可表示为：

间歇机构:

1. 为了使槽轮机构的槽轮运动系数 $K (1/2 - 1/Z)$ 大于零槽轮的槽数 Z 应大于 3（圆销数 $n < 2Z / (Z - 2)$ ）。
2. 能将连续等速转动转换为时停时动的单向间歇转动的机构是槽轮机构。
3. 能将往复摆动转换为单向间歇转动的机构是棘轮机构。

平衡与调速:

1. 静平衡：对于宽径比 $\leq 1/5$ 的构件，可近似认为其全部质量都分布在同一平面内，当 $\sum F_i = 0$ 时（质心分布在转动轴线上），称其为静平衡。
2. 动平衡：当宽径比 $> 1/5$ 时，各不平衡质量产生的离心惯性力是一空间力系，位于至少两个平面内，当 $\sum F_i = 0$ 、 $\sum M_i = 0$ ，称其为动平衡。
3. 刚性转子静平衡的力学条件是 $\sum F_i = 0$ ，动平衡的条件是：回转件各偏心质量产生的离心惯性力的合力和合力偶矩均为零（即 $\sum F_i = 0$ ， \sum

$M_i=0$), 各力所处平衡面 ≥ 2 个。

4. 机器产生速度波动的主要原因是输入功与输出功之差形成的机械动能的增减, 速度波动的类型有周期性速度波动和非周期性速度波动两种, 前者一般采用的调节方法是在回转件上装一转动惯量很大的飞轮 (速度波动减小), 后者一般采用的方法是使用调速器。

带传动:

1. 当带速 $v \leq 30\text{m/s}$ 时, 一般选用灰铸铁作为带轮的材料。
2. 带传动设计中最主要的问题是保证带与带轮间有足够的摩擦力 (影响其传动能力的主要因素有 F_0 、 f 、 α_1)。
3. 带传动在空载条件下运转时, 紧边拉力 F_1 与松边拉力 F_2 的关系是 $F_1/F_2 = 1$; 传递功率达到极限时, 紧边拉力 F_1 与松边拉力 F_2 的关系是 $F_1/F_2 =$; 正常工作时, 紧边拉力 F_1 与松边拉力 F_2 的关系随着 F_0 、 f 、 α_1 的变化而变化。
4. 带传动在正常工作时大小带轮与带之间的摩擦力相等, 原因是其有效圆周力相等; 主动轮的圆周速度与从动轮的圆周速度不等, 原因是弹性滑动不可避免 (因为紧、松边拉力不等)。
5. 在相同工作条件下, 单根 V 带传动能够产生的摩擦力为 F_f , 单根平带传动能够产生的摩擦力为 F_{f1} , 二者关系是 $F_f = 3F_{f1}$ 。
6. 整体打滑和弹性滑动在带传动正常工作时前者必须避免, 后者不可避免。

7. V 带传动设计中为保证带具有足够的使用寿命, 应限制带传动中的最大应力。限制小带轮的最小直径是为了限制弯曲应力 σ_{b1} (即增大小带轮直径, 可降低其弯曲应力。若其太大则增大了带传动的外廓尺寸); 限制 F 是为了限制 σ_1 (不能太大, 太大则过紧而很快松弛, 太小易打滑); 限制带速 v 是为了限制 σ_c (带速 v 不能过高)。

8. 带传动在工作时, 带的横截面上的应力分布值中的 $\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{b1} + \sigma_c$, 最大应力发生在紧边刚绕上小带轮时的接触点; (增速传动中, 发生在离开小带轮处增速传动, 速度变大, 大带轮主动)
9. 带在工作过程中绕转一周, 其截面中所产生的工作应力是: 由拉力产生的拉应力 σ_1 (F_1/A)、由离心力引起的附加拉应力 σ_c (qv^2/A)。
10. 带在工作过程中产生的三种应力为拉应力 σ 、弯曲应力 σ_b 、附加拉应力 σ_c 。
11. 标准 V 带型号的选择主要取决于计算功率及小带轮转速。
12. 在相同工作条件下, V 带传动比平带传动的传动能力大, 但传动效率低。
13. 若将带传动的中心距减小, 则所设计的带传动传动能力降低而寿命提高。
14. V 带传动中小带轮包角最小值应不小于 90° 。

链传动:

1. 链条的节数宜采用偶数。

2. 链传动的多边形效应主要与齿数 Z 和节距 P (链速对其起放大作用), 要降低滚子链传动不均匀性和动载荷则要减小 P 和增大 Z 。

齿轮传动:

1. 齿轮传动的主要失效形式有: 轮齿折断、齿面磨损、齿面点蚀、齿面塑性变形和齿面胶合。
2. 开式齿轮传动最可能发生的失效形式是齿面磨损。
3. 齿轮在稳定载荷下运转, 齿面也常因接触疲劳而发生点蚀, 主要是由于轮齿受到循环变化的载荷。
4. 对软齿面闭式齿轮传动, 在设计时通常先按接触强度条件进行设计, 然后按弯曲强度条件进行校核, 原因是软齿面闭式齿轮传动的主要失效形式是齿面点蚀; 对硬齿面闭式齿轮传动, 通常先按弯曲强度条件进行设计, 然后按接触强度条件进行校核(主要失效形式是轮齿折断)。
5. 一对经整体淬火的钢制闭式齿轮传动, 其最可能发生的失效形式是轮齿折断。
6. 齿轮传动的齿面点蚀发生在近节线的齿根部分。
7. 一对齿面硬度 $HBS \leq 350$ 的闭式刚制齿轮传动, 最可能发生的失效形式是齿面点蚀。
8. 一大、一小不同的两齿轮组成的圆柱齿轮传动, 其齿轮宽度分别为 b_2 和 b_1 , 通常应使 $b_2 \leq b_1$ (差约 5~10mm, 为了便于安装、补偿轴向尺寸误差、保证接触线长度和提高小齿轮弯曲强度); 对于钢制的软齿面齿

轮常用的热处理方法是调质、正火 (当采用相同材料时一般将小齿轮调质、大齿轮正火), 最可能发生的失效形式是齿面点蚀; 小齿轮的齿面硬度应比大齿轮的硬度高 (25~50HBS), 以利于大小齿轮同时完成跑合, 而且也加强了小齿轮的强度

9. 主动齿轮为 45 号钢调质而从动齿轮为 45 号钢正火的一对减速直齿圆柱齿轮传动, 两齿轮的齿面接触应力 σ_H 的关系和许用接触应力 $[\sigma_H]$ 的关系分别为 $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$ 和 $[\sigma_H]_1 \neq [\sigma_H]_2$; 在一对齿轮的强度计算中两个齿轮啮合齿上的弯曲应力 $\sigma_{F1} \neq \sigma_{F2}$, 许用弯曲应力 $[\sigma_F]_1 \neq [\sigma_F]_2$ 。
10. 一对刚制软齿面齿轮传动小齿轮与大齿轮相比较, 齿面硬度 $HB_1 > HB_2$; 若齿宽 $b_1 = b_2$, 则齿根最大弯曲应力 $\sigma_{F1} > \sigma_{F2}$; 齿面接触应力 $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$; *若按无限寿命计算, 则小齿轮齿面接触强度 $\sigma_{H1} < \sigma_{H2}$ 。
11. 轮齿弯曲应力修正系数 Y_{Sa} 与模数 m 无关。
12. 齿轮传动设计中, 齿形系数 Y_{Fa} 与模数 m 无关, 而与齿数 Z 和变位系数 x 有关。
13. 提高齿轮齿面接触强度的主要措施是增大中心距 a 、增大齿宽 b 、提高齿轮制造精度、通过选材料和热处理增大许用接触应力。
- 14*. 若齿轮传动的齿面接触强度已足而轮齿弯曲强度不够, 则应不改变中心距, 减小齿数重新设计。
15. 一对齿轮的齿宽、模数及齿数比一定时, 增大齿数可使弯曲强度和接

触强度均提高。

16. 当设计一对齿轮传轮时,若保持齿宽 b 、齿数比 $u=z_2/z_1$ 及 $Z_x=z_1+z_2$ 不变而增大模数 m ,则齿轮的弯曲强度提高,接触强度提高。
17. 影响齿轮齿面接触强度的主要几何参数是中心距 a 和齿宽 b 。
18. 在闭式软齿面齿轮传动中,若齿宽系数 Φ_d 选取较大,则设计结果必然是齿宽 b 较大中心距 a 及齿轮直径较小。
19. 齿轮作正变位后,其尺寸变化是:基圆不变、齿顶高不变、齿根圆变大、齿槽宽变大。
20. 两平行轴之间的斜齿圆柱齿轮传动中,其螺旋角 β 及其旋向应满足 $\beta_1=\beta_2$, 旋向相反。
21. 设计斜齿圆柱齿轮传动时,螺旋角 β 一般在 $8^\circ \sim 20^\circ$ 范围内选取,若 β 取值过大,会使齿轮的轴向力太大,太小则斜齿轮优点不能充分体现(运载平稳、承载力高、最小齿数小于直齿轮的 Z_{\min})。
22. 直齿圆锥齿轮模数的标准值指的是齿轮大端模数。

蜗杆蜗轮传动:

1. 阿基米德蜗杆在轴面内的齿廓是直线。
2. 两轴间交错角 $\Sigma=90^\circ$ 的蜗杆传动的正确啮合条件是 $m_{a1}=m_{a2}=m$ 、 $\alpha_{a1}=\alpha_{a2}=\alpha$ 、 $\lambda=\beta_2$ 。
3. 在蜗杆传动中用来计算传动比的公式 $i=\omega_1/\omega_2=z_2/z_1=n_1/n_2$ 。
4. 标准蜗杆传动的中心距 $a=(q+z_2)m/2$ 。

5. 蜗杆传动中,对每一标准模数规定了一定数量的蜗杆分度圆直径(引入蜗杆特性系数),其目的是减少蜗轮滚刀标准刀具规格(减少蜗轮滚刀标准刀具数目,便于蜗轮滚刀标准化)。
6. 在普通蜗杆传动中取主平面上的参数为标准值在该平面内相当于齿轮齿条啮合。
7. 蜗杆传动中,作用于蜗杆上的总作用力的三个分力中圆周力 F_{t1} 最大。
8. 蜗杆传动中较为理想的材料组合是钢和青铜。
9. 选择蜗杆蜗轮材料时,首先要减摩性好,其次才是强度。
10. 尺寸较大的青铜蜗轮,常采用的铸铁轮芯配上青铜轮缘,这主要是为了节约青铜材料。
11. 当蜗杆材料为 $\sigma_B \geq 300\text{MPa}$ 的青铜时,许用接触应力 $[\sigma_H]$ 由材料的抗胶合性能决定;当蜗杆材料为 $\sigma_B < 300\text{MPa}$ 的青铜时,许用接触应力 $[\sigma_H]$ 由材料的抗点蚀性能决定。
12. 当蜗轮材料为锡青铜时其许用接触应力 $[\sigma_H]$ 由材料的抗点蚀能力决定。
13. 蜗杆传动的失效形式和齿轮的失效形式相似,其中最易发生的失效是齿面磨损与胶合(由于相对滑动速度大、效率低、发热量大)。
14. 蜗杆传动发热计算的主要目的是:由于其传动效率低要及时散热,以防止箱体内油温生高,润滑失效。
15. 在润滑条件良好时,为了提高蜗杆传动效率,所能采取的最有效措施

是改用多头蜗杆。

16. 在蜗杆传动中,若保持蜗杆模数和蜗杆头数不变而增大蜗杆分度圆直径,将使蜗杆传动效率降低而蜗杆刚度提高。
17. 具有自锁特性的蜗杆传动,其效率为 $\eta < 0.5$ 。
18. 在生产实际中采用变位蜗杆传动的目的是凑中心距及改变传动比。
19. 蜗杆传动不宜用于传递大功率,其主要原因是传动效率低。
20. 在蜗轮蜗杆传动和齿轮传动组成的多级传动中,蜗杆蜗轮通常放在高速级,其原因是:提高系统总效率,发挥蜗杆传动平稳性好的特点,尺寸小而节省有色金属降低成本。
21. 蜗杆传动中,蜗杆轴的支撑方式中常见的组合方式是两端固定。

轴:

1. 轴的常用材料是碳钢和合金钢。
2. 用合金钢代替碳钢作为轴的材料而不改变轴的结构尺寸,对轴的强度和刚度的影响是强度提高,刚度不变。
3. 图中三个齿轮均对称布置于两轴承之间,不计效率,中间轴为心轴的是:

4. 按受载情况不同,轴可分为心轴、传动轴、转轴(在各种机器中转轴最常见)。

5. 心轴是只受弯矩不受转矩的轴。

6. 轴的刚度不足时,应采用增大轴径的办法提高刚度。

7. 轴上零件常用的轴向固定的方法有轴肩、轴环、套筒、圆螺母;常用的周向固定的方法有键联接、销联接、过盈配合,其中能传递很大转矩(零件可轴向移动)的是花键联接。

8. 不能用于轴上零件轴向定位和固定的方式是键联接。

9. 计算轴的疲劳强度安全系数时若截面处有多个应力集中源,则该截面处的有效应力集中系数 K_σ 应取为各应力集中源的有效应力集中系数中的最大值。

10. 按许用弯曲应力计算轴的强度时,当量弯矩 $M' =$ 中 α' 的含义是将转矩折合成当量弯矩的校正系数(因为扭转剪应力可能不是对称循环应力)。

11. 理想状态下与轴一起转动的一偏心质量在轴上引起的弯曲应力是静应力。

12. 若由弯矩所产生的弯曲应力是对称循环变应力,按弯扭合成强度条件进行轴的计算时,折算系数 α 的取值由扭转剪应力的循环特性决定。

滚动轴承:

1. 滚动轴承主要失效形式有疲劳点蚀、塑性变形、磨粒磨损(以前两个最

常见)。

2. 深沟球轴承和角接触球轴承，前者可承受双向的轴向力，后者只可承受单向的轴向力。
3. 滚动轴承组成的支撑结构中，两端固定式适用于工作温度变化不大的短轴，为防止轴承卡死而预留的轴向间隙是通过在轴承盖与外圈端面之间留出热补偿间隙来加以保证的。
4. 滚动轴承内外圈分别与轴和孔的配合是前者是基孔制，后者是基轴制。
5. 一轴运转速度低，有较大冲击载荷，两轴承座分别加工，支撑跨距大，轴刚度小，最适合这一工作情况的轴承类型是调心滚子轴承。
6. 滚动轴承的预紧不会产生提高轴承承载能力的结果。
7. 滚动轴承预紧的目的是为了提高轴承的旋转精度和提高轴承的支撑刚度。
8. 滚动轴承的基本额定寿命是指可靠度 R 为 90% 的轴承寿命，基本额定动负荷是指基本额定寿命 $L_{10}=1$ (1000000 转) 时轴承所承受的负荷。
9. 按额定动负荷计算的滚动轴承，在额定使用期限内其工作可靠度为 0.9。
10. 滚动轴承当量动负荷的一般计算式为 $P=(XFr+YFa)f_p f_t$ 。
11. 一内圈转动外圈固定的深沟球轴承受到大小和方向均不变的恒定载荷作用，外圈滚道上承载区内一固定点上的接触应力为脉动循环变应力。

滑动轴承：

1. 根据工作时摩擦性质的不同，轴承可分为液体摩擦滑动轴承和非液体摩擦滑动轴承两大类；根据轴承所受负荷的方向，又可分为径向滑动轴承、推力滑动轴承和径向推力混合滑动轴承。
2. 滑动轴承的三种润滑状态是流体膜润滑、边界润滑和混合润滑。
3. 液体摩擦滑动轴承的润滑状态通常为流体膜润滑。
4. 非液体摩擦滑动轴承的润滑状态通常为边界润滑或混合润滑。
5. 对轴承材料最主要要求是：1. 摩擦系数小。2. 导热性好，热膨胀系数小。3. 耐磨，耐蚀，抗胶合能力强。4. 有足够机械强度及可塑性。
6. 滑动轴承常用材料为金属材料、非金属材料、粉末冶金材料；常用金属材料主要有轴承合金、青铜、铸铁。
7. 非液体摩擦滑动轴承设计中，验算比压是为了防止轴承过度磨损，验算 p_v 值是为了防止轴承因过度发热而发生胶合。
8. 设计液体摩擦滑动轴承时应保证最小膜厚满足 $h_{\min} \geq k(R_{a1}+R_{a2})$ 。
9. 动压液体摩擦径向滑动轴承设计中，为了降低温升，应在保证承载能力的前提下适当增大间隙比，减小宽径比。
10. 设计液体摩擦滑动轴承时，若轴承宽度 B 取的较大，则承载能力大，泄油量小。
11. 能够实现转动到转动运动形式转换的常用零或机构有齿轮机构、蜗轮蜗杆传动、带传动。

12. 下图所示的油模中能产生流体动压力的是

13. 一非液体摩擦滑动轴承，直径 $d=90\text{mm}$ ，轴转速 $n=9\text{r/min}$ ，受径向力 $F=100000\text{N}$ ，已知 $[p]=14.7\text{MPa}$ ， $[pv]=9.8\text{MPa}\cdot\text{m/s}$ ，则轴承宽度 B 至少应取 76mm 。

联轴器：

1. 万向联轴器的主要缺点是瞬时速比不恒定。
2. 联轴器除应可靠的传递运动和转矩外还要求具有以下两个功能：(1). 对轴的偏移进行补偿，具有这种能力的称为可移式联轴器，否则称为固定式联轴器。(2). 吸振缓冲，具有这种能力的称为弹性联轴器否则称为刚性联轴器。
3. 固定式刚性联轴器：套筒联轴器，凸缘联轴器；可移式刚性联轴器：NZ 挠性爪联轴器、十字滑块联轴器、齿轮联轴器；弹性联轴器：弹性套柱销联轴器，弹性柱销联轴器、尼龙柱销联轴器。
4. NZ 挠性爪联轴器、齿轮联轴器不能吸收震动、缓和冲击，但能补偿轴

线偏移。

5. 在凸缘联轴器、尼龙柱销联轴器、套筒联轴器、齿轮联轴器中属于刚性可移式联轴器的是齿轮联轴器。
6. 在凸缘联轴器、尼龙柱销联轴器、套筒联轴器、齿轮联轴器中属于弹性可移式联轴器的是尼龙柱销联轴器。
7. 联轴器和离合器的主要区别是：联轴器，欲使两轴分离，必须停车拆卸；离合器，能使两轴在转动时随时分离和结合。

螺纹联接及螺旋传动：

1. 螺纹的公称直径是指大径 d
2. 螺纹副中一个零件相对于另一个零件转过一转时，则它们沿轴线方向相对移动的距离是一个螺距。
3. 螺纹联接的四种基本类型是螺栓联接、双头螺柱联接、螺钉联接、紧定螺钉联接。
4. 需经常拆卸，而被联接件之一又较厚时，宜采用双头螺柱联接。
5. 螺纹联结防松的方法有：1. 附加摩擦力防松（弹簧垫圈）。2. 专门防松元件防松（止动垫片）。
6. 采用紧配铰制孔用螺栓联接的螺栓组，在旋转力矩作用下单个螺栓主要受剪力作用。
7. 用于联接的螺纹牙形为三角形，这是因为螺纹副的摩擦阻力大，自锁性好。

8. 为了提高螺栓在变载荷作用下的疲劳强度，应该：减小螺栓的刚度；增大被连接件刚度。
9. 为提高螺栓联接的疲劳强度，在结构上可采取的措施有减小 C1；增加螺栓长度，减小螺栓横截面积；增大 C2；在允许的部位增设筋板，以加大必要的尺寸。
10. 圆柱螺纹弹簧旋绕比（弹簧系数）C 是弹簧中径和钢丝直径的比值，C 越大，弹簧刚度越小。
11. 一螺纹联接（大径 d、中径 d_2 、升角 λ 、当量摩擦角 ϕ_v 、预紧力 F' ）预紧时，螺纹副的阻力矩为 $F' = d_2 \tan(\lambda + \phi_v) / 2$
12. 某汽缸盖螺栓联接，若汽缸内气体压力在 0~2MPa 之间循环变化，则缸盖联接螺栓的应力是非对称循环变应力。

键联接：

1. 平键标记：键 B16x70GB1096-79 中，B 表示方头普通平键，16x70 表示 (bxL)。
2. 键的截面尺寸 (b 和 h) 通常是根据轴的直径按标准选取。
3. 设计键联接的主要内容按顺序是：按使用要求选择键的类型；按轴的直径选择键的剖面尺寸；按轮毂长度选择键的长度；对联接进行必要的强度校核。
4. 键的挤压应力计算公式为 $4000T/dhl$ 。
5. 普通平键连接的承载力，通常取决于键表面的挤压强度。

6. 正确的传动顺序：(1)电动机(2)V 带传动(3)蜗杆传动(4)圆锥齿轮传动(5)斜齿圆柱齿轮传动(6)直齿圆柱齿轮传动(7)链传动。

二. 简答题：

1. 既然虚约束对机构的运动实际上不起约束作用，在实际机械中为何又常常存在虚约束？
2. 什么是机构的压力角？曲柄摇杆机构在何位置上压力角最大？（分别以曲柄为原动件和以摇杆为原动件两种情况讨论）
3. 棘轮机构与槽轮机构均可用来实现从动轴的单向间歇转动，但在具体使用选择上又有什么不同？
4. 在带传动中是否可以通过增大小带轮包角 α_1 来避免带传动的弹性打滑？为什么？是否可以通过增大小带轮包角 α_1 来避免带传动打滑？为什么？
5. 在图示塔轮平带传动中， $d_1=D_2$ ， $d_2=D_1$ ，中心距 a 不变，现欲设计次带传动，使其既能实现减速传动又能实现升速传动。试问：1. 若主动轮转速 n_1 和传递的功率 P 一定，则该传动应按减速还是按升速的情况设计，为什么？2. 若主动轮转速 n_1 和工作阻力矩 T_2 一定，则应按哪种情况设计，

为什么？

6. 下图宝塔轮皮带传动，设主动轮轴上功率 P 和转速 n_1 不变。问该带传动应按减速还是按升速的情况设计，为什么？

7. 影响齿轮齿面接触应力大小的主要几何参数有哪些？在齿轮传动设计过程中，当发现齿面的接触强度不足时，可采取哪些措施提高齿面接触强度？

8. 一对材料及热处理条件相同的直齿圆柱齿轮传动，大、小齿轮齿根最大弯曲应力是否相等？轮齿许用弯曲应力是否相等？为什么？

9. 如图所示的双级双轴线圆柱齿轮减速器，两对齿轮的材料及所有参数都一样，这样做是否合理？为什么？

10. 说明齿轮传动中动载荷产生的原因和设计中可采用降低动载荷的主要措施。

11. 如果 a 不变，而使各轮齿数减少，则各轮的齿面接触强度、齿根弯曲强度有无变化？

12. 一双级双轴线直齿援助齿轮减速器如下图所示，各轮的材料及硬度均相同，齿轮宽度也相等，且 $Z_1=Z_3=50$ ， $Z_2=Z_4=150$ 。试分析：

(1) 哪一轮齿面强度最低？

(2) 哪一轮弯曲强度最低？

(3) 低速级和高速级的齿宽系数哪个应该大些？

13. 开式齿轮传动和闭式齿轮传动的主要失效形式各有哪些？他们的设计准则及承载能力计算有何不同？

14. 双级斜齿圆柱齿轮减速器如图所示。1. 低速级斜齿轮的螺旋角 β 方向应如何选择，才能使中间轴上两齿轮的轴向力方向相反？2. 低速级斜齿轮的螺旋角 β 应取多大值才能使中间轴的轴向力相互抵消？

15. 写出蜗杆传动时蜗杆传动啮合效率的计算公式，并通过分析说明影响啮合效率的主要因素有哪些？说明为什么在由齿轮传动组成的多级传动中常将蜗杆传动放在高速级？

16. 与齿轮传动比较，蜗杆传动的特点是什么？为何闭式蜗杆传动需要进行热平衡计算？当计算出的油温过大时，可采取哪些措施以保证油温在规定范围以内？

17. 蜗杆传动中摩擦副材料的选取与齿轮传动有何不同？为什么？

18. 图示为起重机卷桶部分结构。大齿轮 1 与其他齿轮啮合而使起重机卷桶 2 得到驱动力矩。试从轴的受力状况考虑，图 a 与图 b 两种结构方案那种比较好？并说明理由。

19. 简述非液体摩擦滑动轴承主要失效形式，设计计算准则及设计计算内容。

20. 简述选择滚动轴承类型时应考虑的因素。

21. 简述轴的结构设计的任务和结构设计应满足的要求。

22. 简述滚动轴承的基本额定动负荷 C 和基本额定静负荷 C_0 的含义。

23. 分析说明液体摩擦滑动轴承形成动压润滑的条件。

24. 写出一维雷诺方程的表达式分析流体动压力形成并持久维持的三个条件。

25. 螺纹联结的基本类型有哪些？他们分别应用于什么场合？

三. 计算分析题：

1. 自由度计算；

2. 作图题（连杆机构作图两种题型，凸轮机构反转法，齿轮重合度）；

3. 连杆机构的设计计算（根据曲柄存在的条件）；

4. 轮系传动比计算；

5. 带传动；

6. 齿轮传动；

7. 蜗轮蜗杆传动（5、6、7 主要考察力学、速度、功率、转矩、螺旋角等的相关内容）；

8. 螺纹预紧；

9. 滚动轴承的寿命计算及选择（在受力分析方面可和齿轮、蜗轮蜗杆以及轴的的受力分析联系）；

10. 轴的结构设计。