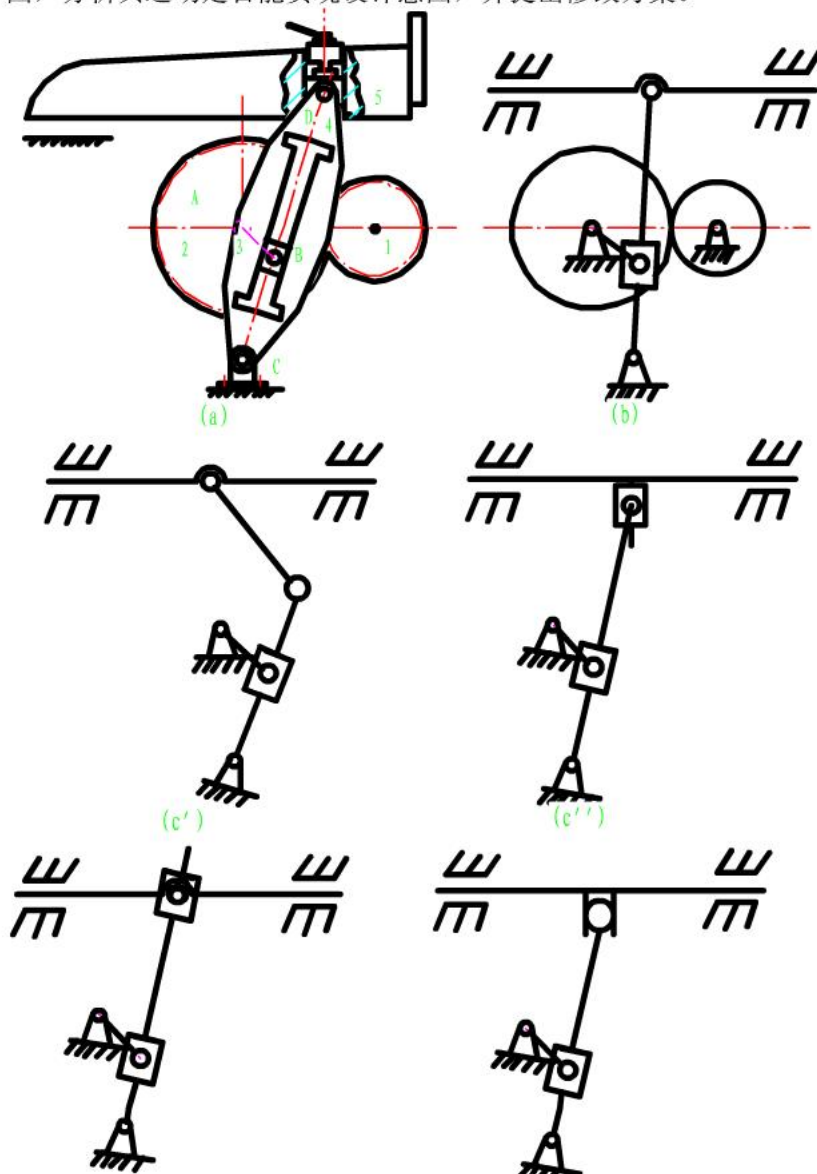


西安交大《机械设计基础》补充资料(基本概念自测题 70(选择)+30(填空))

一、典型题解析

例 1: 图示(a)一牛头刨床的初拟设计方案。设计者的设计思路是: 动力由小齿轮 1 输入, 并推动大齿轮 2 绕其轴 A 连续转动, 又通过铰接在大齿轮 2 上 B 处的滑块 3 使摆动导杆 4 往复摆动, 并带动滑枕 5 往复运动以达到刨削的目的。试绘制此刨床的机构运动简图, 分析其运动是否能实现设计意图, 并提出修改方案。



解: 选取比例尺 μ_l 作机构运动简图如图(b)所示。由此图知: $n=5$, $P_L=7$, $P_H=1$, 于是该机构的自由度 $F=3n-2P_L-P_H=3\times 5-2\times 7-1=0$, 计算结果表明此刨床机构不能运动。事实上此机构也根本不能动, 因为构件 4 与构件 5 的铰接点不能同时实现沿 EE'

方向运动又沿 \widehat{aa} 弧线运动, 故该机构不能实现设计意图。需要在 D 处增加 1 个自由度, 其改进后的三种方案如图(c)所示。

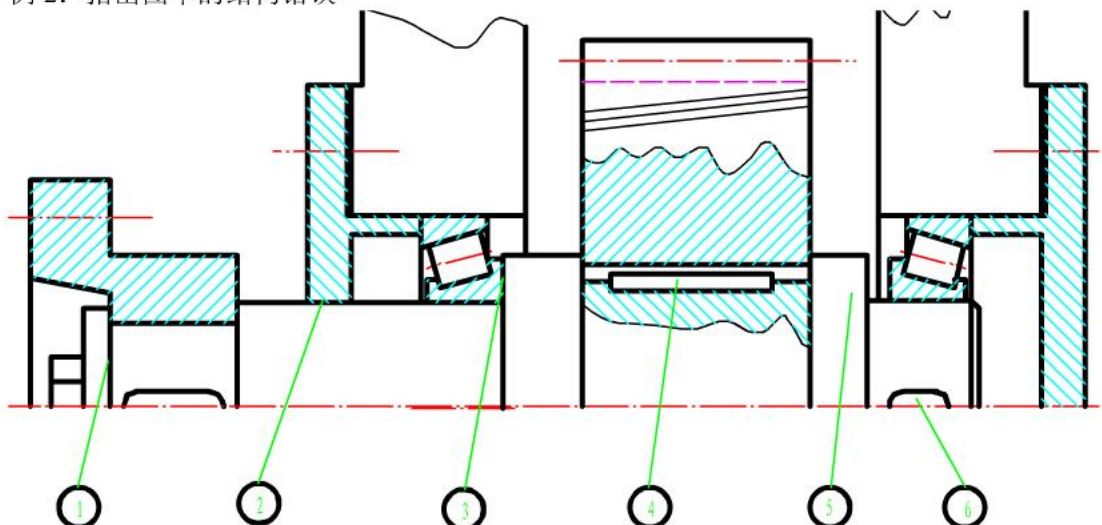
这里强调几点:

1. 在分析有机械或设计新机械时, 必须考虑所画机构运动简图应满足机构具有确定运动的条件, 否则将导致机构结构组成原理上的错误。
2. 增加机构自由度的方法是: 在机构的适当位置上添加一个构件和一个低副(如图(c))

所示)或用一个高副去替代一个低副(如图(d)所示)。

3. 从机构运动观点来看,机构结构组成改进往往有多种方案,至于实际选定哪一种方案为好,还必须考虑其他因素加以分析、比较来决定。

例 2: 指出图中的结构错误



结构错误:

1. 轴端压板与轴端之间无间隙
2. 端盖与轴之间无径向间隙和密封
3. 轴肩过高,无法拆卸轴承
4. 两个键的位置应布置在轴的同一母线上
5. 齿轮无法装拆,轴环改为套筒,且要考虑右端轴承的轴向定位
6. 轴承与轴之间不可用键联接

.....

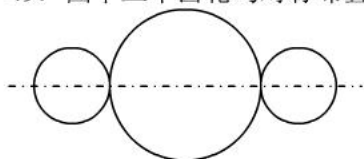
.....

二、基本概念自测题 (70 道选择题+30 道填空题)

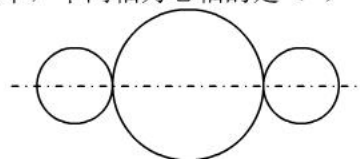
- 1 机器中运动的单元体称为 ()
A,构件 B,零件 C,运动副 D,运动链
2. 组成转动副的两个运动副元素的基本特征是 ()
A,平面 B,圆柱面 C,一般曲面 D,螺旋面
3. 机构的自由度等于原动件数是机构具有 () 的条件
A,曲柄存在 B,定传动比 C,确定运动 D,连续传动
4. 两构件组成运动副必须具备的条件是: 两构件 ()
A,相对转动或相对移动 B,都是运动副 C,相对运动恒定不变 D,直接接触且保持一定的相对运动
5. 最简单的平面连杆机构是 () 机构
A,一杆 B,二杆 C,三杆 D,四杆
6. 机构在死点位置时的 ()
A,传动角 $\gamma=90^\circ$ B,传动角 $\gamma=45^\circ$ C,传动角 $\gamma=0^\circ$ D,压力角 $\alpha=0^\circ$
7. 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 ()
A, $\alpha=\gamma$ B, $\alpha+\gamma=90^\circ$ C, $\alpha+\gamma=0^\circ$ D, $\alpha+\gamma=180^\circ$
8. 曲柄摇杆机构中,必然出现死点位置的原动件一定是 ()
A,最短杆 B,曲柄 C,连杆 D,摇杆
9. 曲柄滑块机构共有 () 瞬心
A,2 个 B,4 个 C,6 个 D,8 个
10. 当连杆机构无急回运动特征时,行程速比系数 ()
A, $K=0$ B, $K<1$ C, $K>1$ D, $K=1$
11. 凸轮机构中,若增大基圆半径 r_b , 则压力角作如下变化: ()
A,升程压力角增大、回程压力角减小 B,升程压力角减小、回程压力角增大

- C,升程压力角、回程压力角均增大 D,升程压力角、回程压力角均减小
12. 凸轮的基圆半径是指 () 半径
 A,凸轮转动中心至实际廓线的最小向径 B,凸轮转动中心至理论廓线的最小向径
 C,凸轮理论廓线的最小曲率 D,从动件静止位置凸轮廓线的最小曲率
13. 齿轮机构的基本参数中,与重合度无关的参数是 ()
 A,齿数 B,模数 C,压力角 D,齿顶高系数
14. 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 ()
 A,由小逐渐变到大 B,由大逐渐变到小 C,由大逐渐变到零再变到大 D,始终保持不变
15. 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 ()
 A,由小逐渐变到大 B,由大逐渐变到小 C,由大逐渐变到零再变到大 D,始终保持不变
16. 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 () 有变化
 A,压力角 α B,传动比 i C,基圆半径 r_b D,啮合角 α' 和重合度 ϵ
17. 两轴线交角为 90° 的直齿圆锥齿轮减速传动,其传动比 i 等于 ()
 A, $\text{ctg } \delta_1$ 或 z_2/z_1 B, $\text{ctg } \delta_2$ 或 z_2/z_1 C, $\text{ctg } \delta_1$ 或 d_1/d_2 D, $\text{tg } \delta_1$ 或 $\text{ctg } \delta_2$
18. 能将往复摆动转换为单向间歇转动的机构是 ()
 A,槽轮机构 B,棘轮机构 C,曲柄摇杆机构 D,不完全齿轮机构
19. 动平衡的条件是:回转件各偏心质量产生的离心惯性力的 ()
 A,合力为零 B,合力偶矩为零 C,合力和合力偶矩均为零 D,合力和合力偶矩均不为零
20. 机械中加装飞轮的主要目的是为了调节 ()
 A,质心位置以使其平衡 B,轴的一阶临界转速 C,周期性速度波动 D,非周期性速度波动
21. 在相同工作条件下,V带传动比平带传动的 ()
 A,传动能力大,但传动效率低 B,传动能力小,但传动效率高
 C,传动能力大,且传动效率高 D,传动能力小,且传动效率低
22. 整体打滑和弹性滑动在带传动正常工作时 ()
 A,两者都不可避免 B,前者不可避免,后者必须避免
 C,两者都可以避免 D,前者必须避免,后者不可避免
23. 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 ()
 A, $F_1 / F_2 \approx 0$ B, $F_1 / F_2 \approx e^{f\alpha_1}$ C, $1 < F_1 / F_2 < e^{f\alpha_1}$ D, $F_1 / F_2 \approx 1$
24. 带传动在工作时,带的横截面上应力分布值中的 σ_{\max} = ()
 A, $\sigma_2 + \sigma_1 + \sigma_c$ B, $\sigma_1 + \sigma_{b2} + \sigma_c$ C, $\sigma_2 + \sigma_{b1} + \sigma_c$ D, $\sigma_1 + \sigma_{b1} + \sigma_c$
25. 当带速 $v \leq 30\text{m/s}$ 时,一般选用 () 作为带轮的材料
 A,合金钢 B,灰铸铁 C,中碳钢 D,铸钢
26. 标准V带型号的选择主要取决于 ()
 A,带的线速度及效率 B,高速轴上的转矩 C,低速轴上的转矩 D,计算功率及小带轮转速
27. 一对齿面硬度 $\text{HBS} \leq 350$ 的闭式钢制齿轮传动,最可能发生的失效形式是 ()
 A,齿面磨损 B,齿面胶合 C,齿面点蚀 D,轮齿折断
28. 一对齿轮的齿宽、模数及齿数比一定时,增大齿数,可使 ()
 A,弯曲强度和接触强度均提高 B,弯曲强度和接触强度均降低
 C,弯曲强度提高而接触强度降低 D,弯曲强度降低而接触强度提高
29. 主动轮为45号钢调质而从动轮为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 ()
 A, $\sigma_{H1} < \sigma_{H2}$ 和 $[\sigma_H]_1 = [\sigma_H]_2$ B, $\sigma_{H1} > \sigma_{H2}$ 和 $[\sigma_H]_1 = [\sigma_H]_2$
 C, $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$ 和 $[\sigma_H]_1 \neq [\sigma_H]_2$ D, $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$ 和 $[\sigma_H]_1 = [\sigma_H]_2$
30. 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 ()
 A,传动平稳性降低 B,轴向力太大 C,制造困难 D,承载能力降低
31. 直齿圆锥齿轮模数的标准值指的是 ()
 A,齿轮小端模数 B,齿轮大端模数 C,齿宽中点处的法向模数 D,齿宽中点处的平均模数
32. 开式齿轮传动最可能发生的失效形式是 ()
 A,齿面磨损 B,齿面胶合 C,齿面点蚀 D,轮齿折断

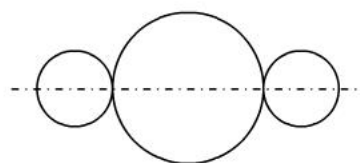
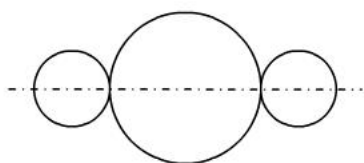
33. 齿轮在稳定载荷下运转, 齿面也常因接触疲劳而发生点蚀, 主要是由于 ()
 A, 齿轮的模数太小 B, 齿根处有应力集中源 C, 齿轮受到循环变化的扭矩 D, 轮齿受到循环变化的载荷
34. 轮齿弯曲应力修正系数 Y_{sa} 与 () 无关
 A, 模数 B, 齿数 C, 变位系数 D, 齿根圆角半径
35. 在蜗杆传动中, 若保持模数和蜗杆头数不变而增大蜗杆分度圆直径, 将使 ()
 A, 蜗杆传动效率提高而蜗杆刚度降低 B, 蜗杆传动效率降低而蜗杆刚度提高
 C, 蜗杆传动效率和蜗杆刚度均提高 D, 蜗杆传动效率和蜗杆刚度均降低
36. 在蜗杆传动中, 用来计算传动比的公式有: $i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ 、 $i = \frac{z_2}{z_1}$ 、 $i = \frac{d_2}{d_1}$ 、 $i = \frac{n_1}{n_2}$, 其中有 () 公式是正确的
 A, 1 个 B, 2 个 C, 3 个 D, 4 个
37. 蜗杆传动的失效形式与齿轮传动的失效形式相类似, 其中最易发生的失效是 ()
 A, 齿面点蚀与塑性变形 B, 轮齿折断与齿面塑性变形
 C, 齿面点蚀与磨损 D, 齿面磨损与胶合
38. 标准蜗杆传动的中心距 $a = ()$
 A, $\frac{m}{2}(d_1 + d_2)$ B, $\frac{m}{2}(q + z_2)$ C, $\frac{m}{2}(z_1 + z_2)$ D, $\frac{m}{2}(q + z_1)$
39. 阿基米德蜗杆在 () 内的齿廓是直线
 A, 法面 B, 轴面 C, 断面 D, 任一截面
40. 两轴间交错角 $\Sigma = 90^\circ$ 蜗杆传动的正确啮合条件中应该除去 ()
 A, $\lambda = -\beta_2$ B, $m_{a1} = m_{t2} = m$ C, $\alpha_{a1} = \alpha_{t2} = \alpha$ D, $\lambda = \beta_2$
41. 在生产实际中采用变位蜗杆传动的目的是 ()
 A, 增加传动的平稳性 B, 提高传动能力 C, 增加传动的自锁 D, 凑中心距及改变传动比
42. 蜗杆传动不宜用于传递大功率, 其主要原因是 ()
 A, 传动比大 B, 传动平稳 C, 有色金属成本高 D, 传动效率低
43. 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 ()
 A, 脉动循环变应力 B, 对称循环变应力 C, 随机变应力 D, 静应力
44. 不能用于轴上零件轴向定位和固定的方式是 ()
 A, 轴肩 B, 键联接 C, 过盈配合 D, 套筒
45. 轴的常用材料主要是 ()
 A, 碳钢和合金钢 B, 青铜和铸铁 C, 轴承合金 D, 合金钢
46. 键的截面尺寸 (b 和 h) 通常是根据 () 按标准选择
 A, 轴传递功率的大小 B, 轴传递转矩的大小 C, 轴的直径 D, 轴上零件的轮毂长度
47. 心轴是 () 的轴
 A, 既受弯矩又受转矩 B, 既不受弯矩又不受转矩
 C, 只受转矩不受弯矩 D, 只受弯矩不受转矩
48. 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 () 决定
 A, 弯曲应力的循环特性 B, $[\sigma_0]/[\sigma_{+1}]$ C, $[\sigma_0]/[\sigma_{-1}]$ D, 扭转剪应力的循环特性
49. 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 ()



A, 1 主动 ($T_1 = T_3$)



B, 2 主动 ($T_1 = T_3$)



C, 1 主动 ($T_1 \neq T_3$)

D, 2 主动 ($T_1 \neq T_3$)

50. 键的挤压应力计算公式为 ()

- A, $\frac{4000T}{dhl}$ B, $\frac{2000T}{dhL}$ C, $\frac{4000T}{dbl}$ D, $\frac{2000T}{dbL}$

51. 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 ()

- A, 静应力 B, 对称循环变应力 C, 脉动循环变应力 D, 随机变应力

52. 一轴运转速度低, 有较大的冲击载荷, 两轴承座分别加工, 支承跨距大, 轴刚度小, 最适合这一工作情况的轴承类型是 ()

- A, 圆锥滚子轴承 B, 调心球轴承 C, 圆柱滚子轴承 D, 调心滚子轴承

53. 滚动轴承的预紧不会产生 () 的结果

- A, 提高旋转精度 B, 提高轴向承载能力 C, 增加支承刚度 D, 消除轴承间隙

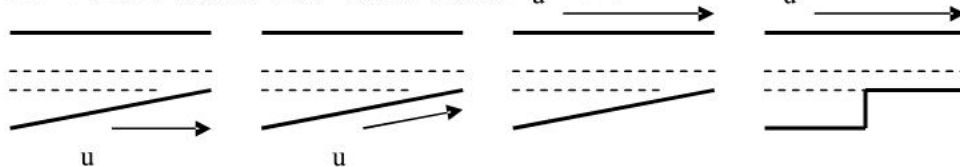
54. 滚动轴承当量动负荷的一般计算式为 ()

- A, $P_r = X F_r + Y F_a$ B, $P_r = (X F_r + Y F_a) f_p f_t$ C, $P_r = F_r f_p f_t$ D, $(P_r = X F_r + Y F_a) f_p f_t$

55. 非液体摩擦滑动轴承设计中, 限制 p_v 值的目的是为了防止轴承 ()

- A, 因过度发热而胶合 B, 过度磨损 C, 因发热而产生塑性变形 D, 因发热而卡死

56. 下图所示的油膜中能产生流体动压力 u 的 ()



A, 1 个

B, 2 个

C, 3 个

D, 4 个

57. 液体摩擦滑动轴承的润滑状态通常为 ()

- A, 边界润滑 B, 流体膜润滑 C, 边界润滑或混合润滑 D, 混合润滑

58. 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 $[p]=14.7\text{Mpa}$, $[p_v]=9.8\text{Mpa}\cdot\text{m/s}$, 则轴承宽度 B 至少取 ()

- A, 90mm B, 76mm C, 5mm D, 38mm

59. 非液体摩擦滑动轴承的润滑状态通常为 ()

- A, 边界润滑 B, 流体膜润滑 C, 边界润滑或混合润滑 D, 混合润滑

60. 设计液体摩擦滑动轴承时, 若轴承宽度 B 取得较大, 则 ()

- A, 承载能力大, 泄油量也大 B, 承载能力小, 泄油量也小
C, 承载能力大, 泄油量小 D, 承载能力小, 泄油量大

61. NZ 挠性爪形联轴器 ()

- A, 既不能吸收振动、缓和冲击、也不能补偿轴线偏斜
B, 不能吸收振动、缓和冲击, 但能补偿轴线偏斜
C, 既能吸收振动、缓和冲击, 也能补偿轴线偏斜
D, 能吸收振动、缓和冲击, 但不能补偿轴线偏斜

62. 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有 ()

- A, 1 个 B, 2 个 C, 3 个 D, 4 个

63. 齿轮联轴器 ()

- A, 既不能吸收振动、缓和冲击、也不能补偿轴线偏斜
B, 不能吸收振动、缓和冲击, 但能补偿轴线偏斜
C, 既能吸收振动、缓和冲击, 也能补偿轴线偏斜

D, 能吸收振动、缓和冲击, 但不能补偿轴线偏斜

64. 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有 ()

A, 1 个 B, 2 个 C, 3 个 D, 4 个

65. 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 ()

A, $\frac{1}{2} F' d_2 \tan(\lambda - \varphi_v)$ B, $\frac{1}{2} F' d_2 \tan(\lambda + \varphi_v)$ C, $\frac{1}{2} F' d_2 / \tan(\lambda + \varphi_v)$ D, $\frac{1}{2} F' d_2 \tan(\lambda + \varphi_v)$

66. 需经常拆卸而被联接件之一又较厚时, 宜采用 ()

A, 螺栓联接 B, 螺钉联接 C, 紧定螺钉联接 D, 双头螺柱联接

67. 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 ()

A, 拉伸力作用 B, 扭矩作用 C, 剪力作用 D, 弯矩作用

68. 为了提高螺栓在变载荷作用下的疲劳强度, 应该 ()

A, 减小螺栓的刚度 B, 增加螺栓的刚度

C, 减少被联接件的刚度 D, 减少预紧力

69. 某汽缸盖螺栓联接, 若汽缸内气体压力在 $0 \sim 2\text{Mpa}$ 之间循环变化, 则缸盖联接螺栓的应力是 ()

A, 非对称循环变应力 B, 脉动循环变应力 C, 对称循环变应力 D, 非稳定循环变应力

70. 用于联接的螺纹牙形为三角形, 这是因为 ()

A, 螺纹强度高 B, 传动效率高 C, 防振性能好 D, 螺纹副的摩擦阻力大, 自锁性好

71. 两构件通过面接触而构成的运动副称为 (), 它引入 () 个约束; 通过点、线接触而构成的运动副称为 (), 它引入 () 个约束

72. 所谓机架是指 () 的构件

73. 铰链四杆机构在任何情况下均为双摇杆机构的条件是 ()

74. 以曲柄为主运动的曲柄摇杆机构中, 可能出现最小传动角的位置是 ()

75. 使凸轮机构的压力角 α 减小的有效方法使 ()

76. 凸轮机构中产生刚性冲击的原因是 (); 产生柔性冲击的原因是 ()

77. 从动件的 () 运动规律可使凸轮机构有刚性冲击 (硬冲), 而 () 运动规律可使凸轮机构有柔性冲击 (软冲)

78. 定轴轮系传动比的计算可表示为 (), 周转轮系传动比的计算可表示为 ()

79. 刚性转子静平衡的力学条件使 (), 而动平衡的力学条件是 ()

80. 速度波动的类型有 () 和 () 两种; 前者一般采用的调节方法是 (), 后者一般采用的调节方法是 ()

81. 带传动设计中最主要的问题是保证 ()

82. 带在工作过程中产生的三种应力为 (), (), ()

83. 对软齿面闭式齿轮传动, 在设计时通常先按 () 强度条件进行设计, 然后再按 () 强度条件进行校核, 原因时 ()

84. 齿轮传动的主要失效形式有 () () () () ()

85. 齿轮传动设计中, 齿形系数 Y_{Fa} 与 () 无关, 而与 () 和 () 有关

86. 影响齿轮齿面接触强度的主要几何参数是 () 和 ()

87. 提高齿轮齿面接触强度的主要措施是 ()、()、()

88. 选择蜗杆蜗轮材料时, 首先要求 (), 其次才是 ()

89. 蜗杆传动的正确啮合条件是 ()、()、()

90. 蜗杆传动中, 对每一标准模数 m 规定了一定数量的蜗杆分度圆直径 d_1 , 其目的是 ()

91. 在蜗杆蜗轮传动和齿轮传动组成的多级传动中, 蜗杆蜗轮传动常放在 () 速级, 其原因是 ()

92. 按受载情况不同, 轴可分为 ()、()、()

93. 按许用弯曲应力计算轴的强度时, 当量弯矩 $M' = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}$ 中 α 的含义是 ()

94. 滚动轴承的基本额定寿命是指 (), 基本额定动负荷是指 ()

- 95. 滚动轴承预紧的目的是为了（ ）和（ ）
- 96. 滑动轴承的三种润滑状态是（ ）、（ ）、（ ）
- 97. 非液体摩擦滑动轴承设计中，验算比压 p 是为了（ ），验算 p_v 值是为了（ ）
- 98. 联轴器和离合器的主要区别是（ ）
- 99. 为了提高螺栓联接的疲劳强度，在结构上可采取的措施有（ ）
- 100. 螺纹联接的四种基本类型是（ ）、（ ）、（ ）、（ ）