专接本工程力学模拟试卷（一）参考答案

一、单项选择题

1B　2D　3A　4B　5A

二计算题

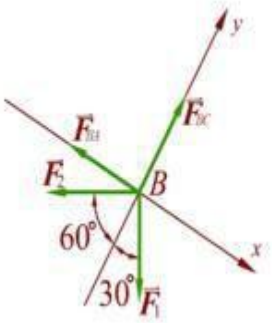
1、 解:

二、解：取滑轮（或点），画受力图。

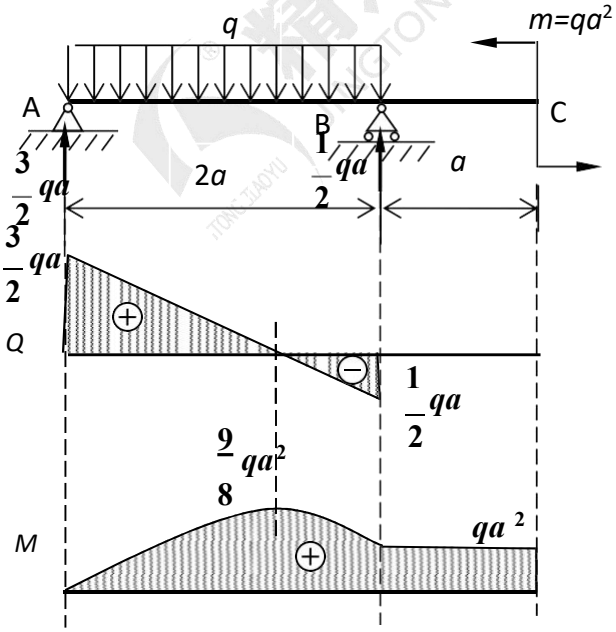
$$\sum F_x = 0 \quad F_1 \sin 30^\circ - F_2 \cos 30^\circ - F_{BA} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_2 \sin 30^\circ - F_1 \cos 30^\circ + F_{BC} = 0$$

$$F_{BA} = -7.321\text{kN} \quad F_{BC} = 27.32\text{kN}$$



2、 解:



（7 分）

（8 分）

3、 解:

:

（1）T=1*kNm*　(5 分)

（2）强度校核　　$\tau = \frac{T}{W_t} = \frac{T_{\max}}{\frac{\pi}{16}D^3} = \frac{1\times10^6}{\frac{\pi}{16}\times 55^3} = 30.62MPa < [\sigma]$

（3）刚度校核　　强度满足要求。(10

$$\varphi_{\max} = \frac{T_{\max}}{GI_p}\times\frac{180}{\pi} = \frac{1000\times180}{80\times10^9\times\frac{\pi}{32}\times0.055^4\times\pi} = 0.798^\circ/_m < [\theta]$$

刚度满足要求。(10 分)

4、 解: M_{max}=PL＝80*kNm*（5 分）

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_z} \le [\sigma]$$　（10 分）

$$\frac{M_{\max}}{\frac{bh^2}{6}} = \frac{M_{\max}}{\frac{2b^3}{3}} \le [\sigma]. \quad b \ge \sqrt[3]{\frac{3M_{\max}}{2[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{3\times80\times10^6}{2\times15}} = 200mm, h \ge 400mm$$　（10 分）

5、 解:σ_1= 32.01MPa，σ_2= 0，σ_3= -7.01 MPa，σ_{r3} =64.02 MPa。

专接本工程力学模拟试卷（二）参考答案

一、单项选择题

1. B

2. D

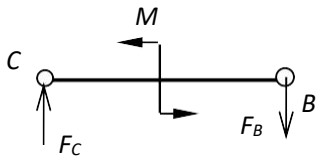
3. A

4.D

5.d

二、计算题（本大题共 5 小题，共 125 分）

1、取 CB 杆为研究对象，受力如图：

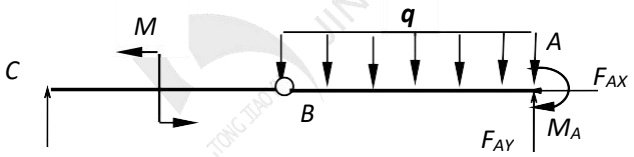


列方程，得：

$\sum M_B(F)=0$, $F_C\times 2-M=0$

$F_C=15KN$ (15 分)

选整体为研究对象，受力如图：



列方程，得：

$\sum F_X=0$, $F_{AX}=0$

$\sum F_Y=0$, $F_{AY}+F_C-q\times 2=0$

$\sum M_A(F)=0$, $M_A+F_C\times 4-2q\times 1-M=0$

解得： $F_{AX}=0$ ， $F_{Ay}=15KN$ ， $M_A=0$ (15 分)

2、（25 分）

（1） $F_N = F$ （5 分）

（3）强度分析 （15 分）

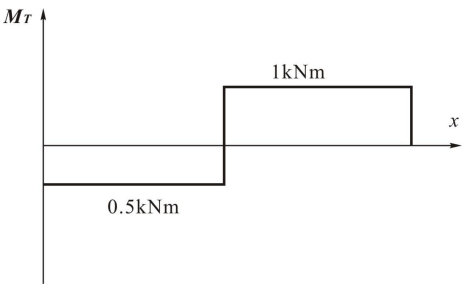
$$\sigma = \frac{F_N}{A} = \frac{F}{ab} = \frac{F}{2a^2} \le [\sigma]$$

$$a \ge \sqrt{\frac{F}{2[\sigma]}} = \sqrt{\frac{40\times10^3}{200\times10^6}} = 14.14\text{mm}$$

取 $a = 15\text{mm}, b = 30\text{mm}$ （5 分）

3、（25 分）

1. 扭矩图：最大扭矩 $M_{T,\max} = 1\text{kNm}$ （10 分）



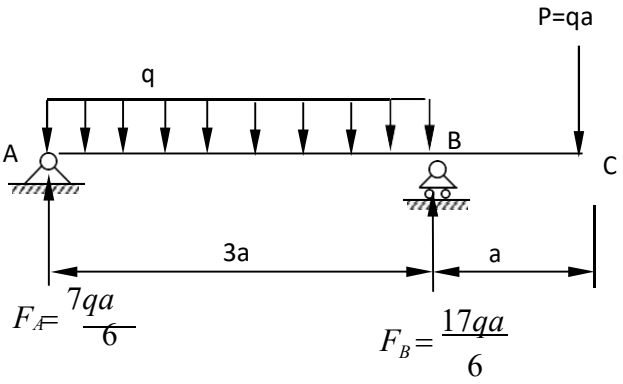
2. （15 分）

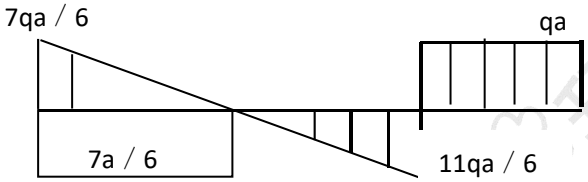
$$\tau_{\max} = \frac{M_{T,\max}}{W_p} = \frac{16M_{T,\max}}{\pi d^3} \le [\tau]$$

$$d \ge \sqrt[3]{\frac{16M_{T,\max}}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16\times1000}{\pi\times 40\times10^{-6}}} = 50.3\text{mm}$$

4

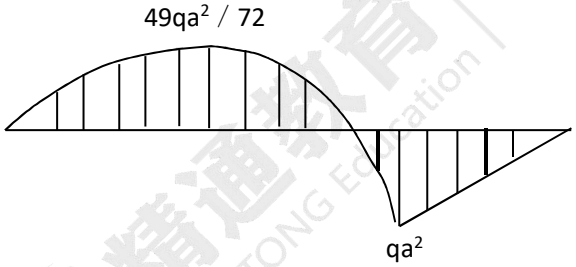
剪力图试作如图所示简支梁的剪力图和弯矩图。（20 分）





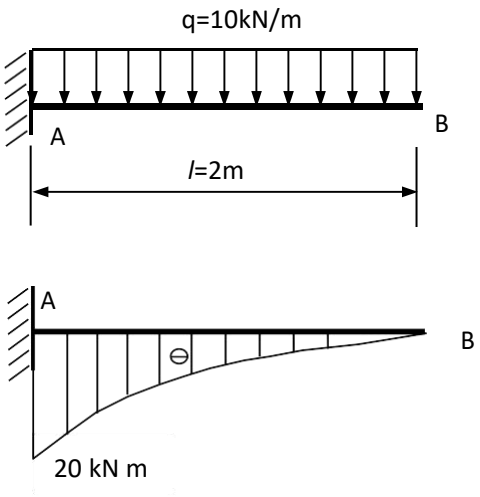
10 分

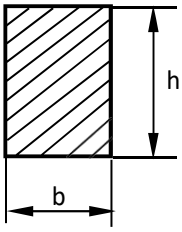
弯矩图



10 分

5、（30 分）





$|M|_{\max} = 20KNm$ ，A 截面为危险截面。 (10 分)

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_Z} \le [\sigma]$$ (15 分)

$$W_Z = \frac{bh^2}{6}, h = 2b$$

$$b \ge \sqrt[3]{\frac{6M_{\max}}{4[\sigma]}}$$ =0.057m=57mm

取 b=60mm,h=120mm (5 分)

专接本工程力学模拟试卷（三）参考答案

一、单项选择题

1A ; 2C ; 3D ; 4D; 5D

二、计算题

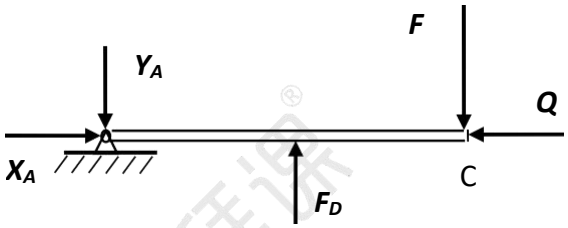
1、

解：1、（12 分）分析 AC 受力如图，DE 为二力杆

$$\sum X = 0, X_A - Q = 0, X_A = 5kN$$

$$\sum M_D = 0, -F \cdot 1.5 + Y_A \cdot 1.5 = 0$$

$$Y_A = F = 10kN$$



2. （18 分）分析整体受力如图，

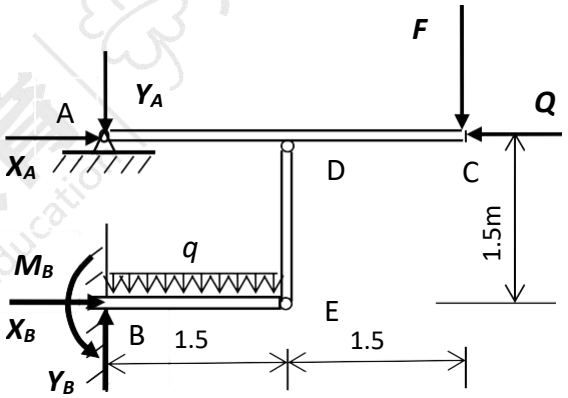
$$\sum X = 0, X_A + X_B - Q = 0, X_B = 0$$

$$\sum Y = 0, Y_B - Y_A - F - 1.5q = 0$$

$$Y_B = Y_A + F + 1.5q = 26kN$$

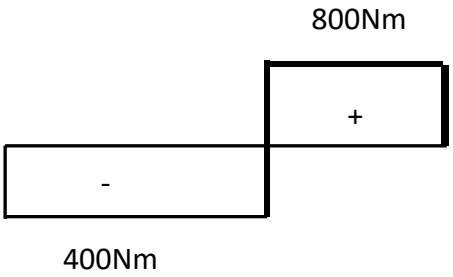
$$\sum M_B = 0, M_B - 3F - 1.5X_A + 1.5Q - 1.5 \times 0.75 \times q = 0$$

$$M_B = 34.5kN$$



2、解：

（1）扭矩　　（10 分）



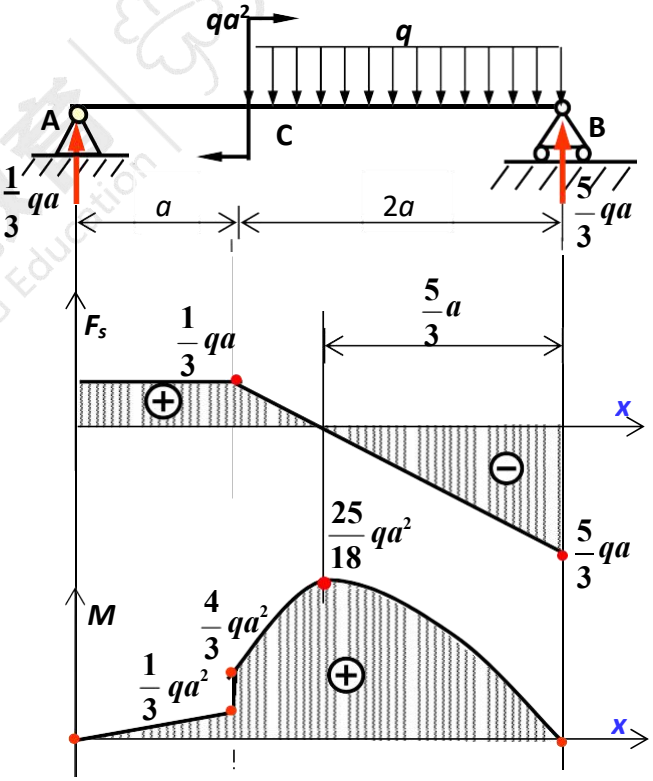
$$M_{T,\max} = 800Nm$$

（2）强度条件设计直径　　（15 分）

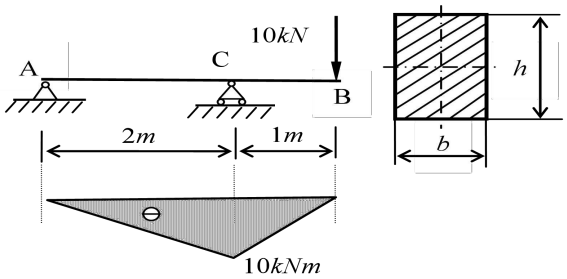
$$\tau_{\max} = \frac{M_{T,\max}}{W_p} \le [\tau]$$

即　$\dfrac{800\times10^3}{\dfrac{\pi d^3}{16}} \le 50$　　解得 $d \ge 43mm$

3、解：（F_S 图 10 分，M 图 15 分）



4、（25 分）



解：

$M_{max}=10kNm$ **5 分**

$$\sigma_{\max}=\frac{M_{\max}}{W_z}\le[\sigma] \qquad \textbf{10 分}$$

$$\frac{bh^2}{6}=\frac{4b^3}{6}\ge\frac{Pa}{[\sigma]}=\frac{10\times10^6}{10}=10\times10^5$$

$$b\ge114.5mm$$

取 $b=115\ mm$，$h=230\ mm$

5、（20）（1）、主应力大小 $\sigma_1=120MPa$，$\sigma_2=20MPa$，$\sigma_3=0$

（2）、最大切应力 $\tau_{\max}=\frac{\sigma_1-\sigma_3}{2}=60MPa$

专接本工程力学模拟试卷（四）参考答案

一、概念题（25 分,每小题 5 分）

1 D　2 C　3 B　4 D　5 D

二、计算题（本大题共 5 小题，）

1、解：以 *CB* 为研究对象，建立平衡方程

$$\sum M_B(F)=0: \quad 10\times1\times0.5-F_C\times2=0$$

$$\sum F_y=0: \quad F_B+F_C-10\times1=0$$

解得：　$F_B=7.5\text{kN}$　　$F_C=2.5\text{kN}$

以 *AC* 为研究对象，建立平衡方程

$$\sum F_y=0: \quad F_{Ay}-F_C=0$$

$$\sum M_A(F)=0: \quad M_A+10-F_C\times2=0$$

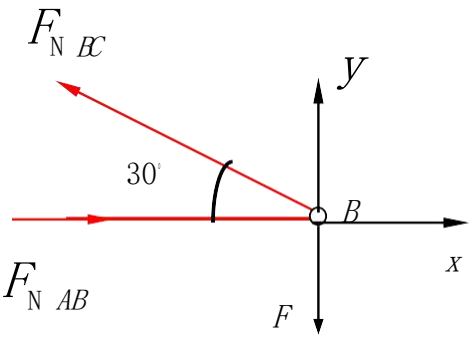
解得：　$F_{Ay}=2.5\text{kN}$　　$M_A=-5\text{kN}\cdot\text{m}$

2、解

解：(1) **求内力：如图所示。**

$\sum Y=0 \quad F_{NBC}\sin30^0-F=0 \quad F_{NBC}=2F$

$\sum X=0 \quad F_{NAB}-F_{NBC}\cos30^0=0 \quad F_{NAB}=\sqrt{3}F$ (10 分)



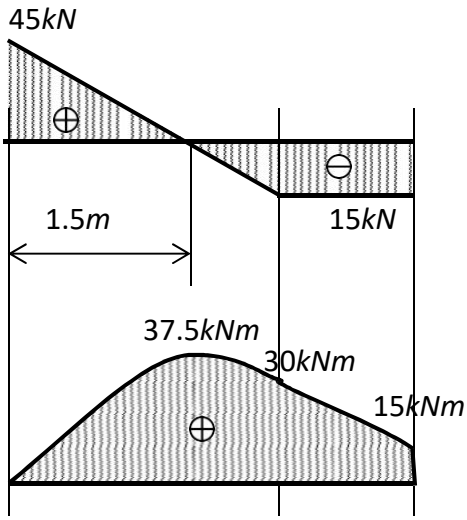
（2）由强度条件得：

$$\frac{F_{NAB}}{A_{木}}=\frac{\sqrt{3}F}{A_{木}}=\frac{\sqrt{3}\times45000}{10000}=7.794MPa<[\sigma]_{木}$$ (7 分)

$$\frac{F_{NBC}}{A_{钢}}=\frac{2F}{A_{钢}}=\frac{2\times45000}{600}=150MPa\le[\sigma]_{钢}$$ (7 分)

强度满足要求(1 分)

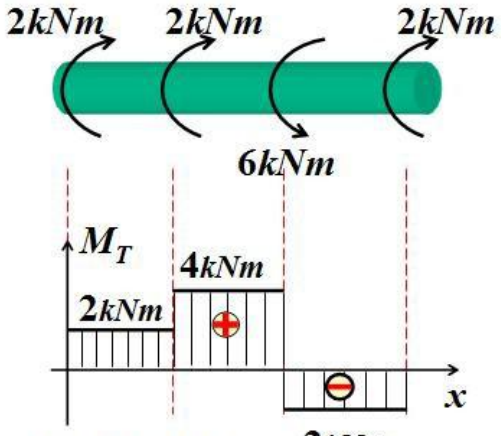
3、解



10 分

10 分

4、解



解：（1）画扭矩图

$$M_{T\max} = 4kNm$$ （6分）

（2）校核强度：

$$\tau_{max} = \frac{M_{T\max}}{W_P} = \frac{M_{T\max}}{\frac{\pi}{16}d^3}$$

$$= \frac{4\times10^6}{\frac{\pi}{16}\times80^3} = 39.8MPa < [\tau]$$

强度满足要求。（7分）

（3）刚度校核

$$\theta_{max} = \frac{M_{T\max}}{GI_p}\times\frac{180}{\pi} = \frac{4000\times180}{80\times10^9\times\frac{\pi}{32}\times0.080^4\times\pi} = 0.713\,^\circ/_m < [\theta]$$

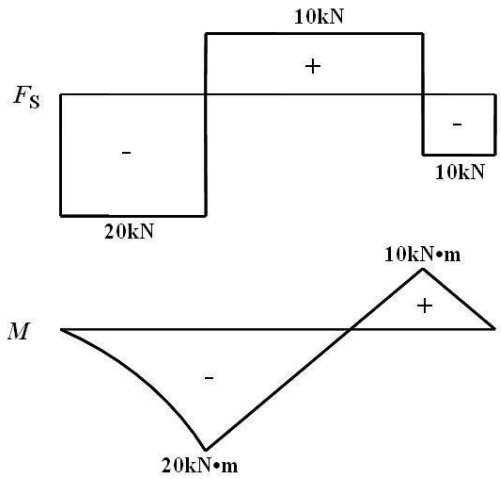
刚度满足要求。（7分）

5 解：①求支座约束力，作剪力图、弯矩图

$$\sum M_{\mathrm{B}}(F)=0:\quad 10\times2\times1-20\times3+F_{\mathrm{D}}\times4=0$$

$$\sum F_y=0:\qquad F_{\mathrm{B}}+F_{\mathrm{D}}-10\times2-20=0$$

解得：　$F_{\mathrm{B}}=30\mathrm{kN}$　　$F_{\mathrm{D}}=10\mathrm{kN}$



②梁的强度校核

$$y_1=157.5\mathrm{mm}\qquad y_2=230-157.5=72.5\mathrm{mm}$$

拉应力强度校核

B 截面

$$\sigma_{\mathrm{tmax}}=\frac{M_{\mathrm{B}}y_2}{I_z}=\frac{20\times10^3\times72.5\times10^{-3}}{60125000\times10^{-12}}=24.1\mathrm{MPa}\le[\sigma_{\mathrm{t}}]$$

C 截面

$$\sigma_{\mathrm{tmax}}=\frac{M_C y_1}{I_z}=\frac{10\times10^3\times157.5\times10^{-3}}{60125000\times10^{-12}}=26.2\mathrm{MPa}\le[\sigma_{\mathrm{t}}]$$

压应力强度校核（经分析最大压应力在 *B* 截面）

$$\sigma_{\mathrm{cmax}}=\frac{M_{\mathrm{B}}y_1}{I_z}=\frac{20\times10^3\times157.5\times10^{-3}}{60125000\times10^{-12}}=52.4\mathrm{MPa}\le[\sigma_{\mathrm{c}}]$$

所以梁的强度满足要求

专接本工程力学模拟试卷（五）参考答案

一、单项选择题

一、1 A　2 A　3 A　4 A　5 C

二、计算题

1、（25 分）

取 BC 杆研究：

$\sum M_c = 0 \quad F_{By}4 + F_{Bx}4 - M = 0$

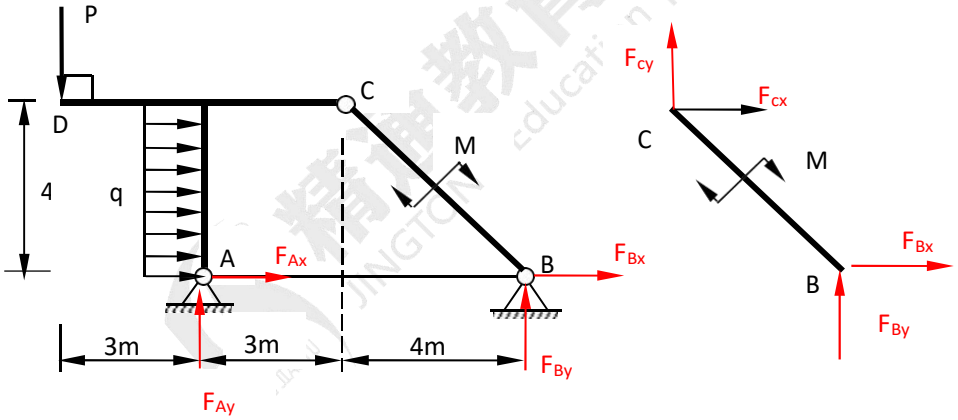
取整体研究：

$\sum F_x = 0 \quad F_{Ax} + F_{Bx} + q4 = 0$

$\sum F_y = 0 \quad F_{Ay} + F_{By} - P = 0$

$\sum M_A = 0 \quad F_{By}7 + P3 - 4q2 - M = 0$

$F_{By} = 1.57KN \quad F_{Bx} = 4.68KN \quad F_{Ax} = -12.68KN \quad F_{Ay} = 8.42KN$



2、（25 分）

（1） 内力分析

AB 段：$M_{T1} = 7\text{kNm}$

BC 段：$M_{T2} = 4\text{kNm}$

$M_{T,max} = 7\text{kNm}$

（2） τ_{max}

$$\tau_{max} = \frac{M_{T,max}}{W_p} = \frac{16 \times 7 \times 10^3}{\pi 0.1^3} = 35.65\ \text{MPa}$$

（3）φ_A

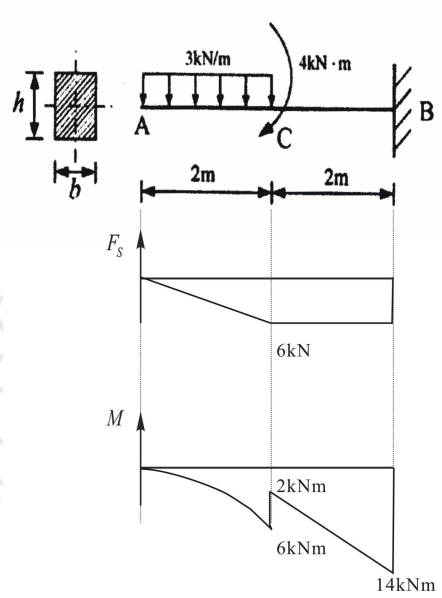
$$\varphi_{CA}=\frac{M_{T1}\times 0.5}{GI_p}+\frac{M_{T2}\times 0.5}{GI_p}=\frac{2.2}{100\pi}\times\frac{180}{\pi}=0.4^{\circ}$$

3、（25 分）

（1）作内力图

切力图（5 分）

弯矩图（5 分）



（2）校核强度

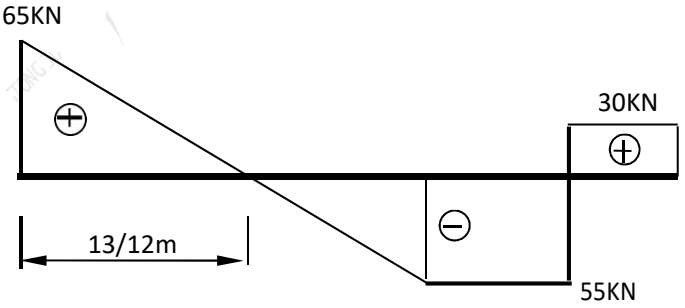
$M_{\max}=14\text{kNm}$ （5 分）

$$\tau_{\max}=\frac{M_{\max}}{W_z}=\frac{6\times14\times10^3}{0.14\times0.28^2}=7.65\text{MPa}<[\sigma]$$

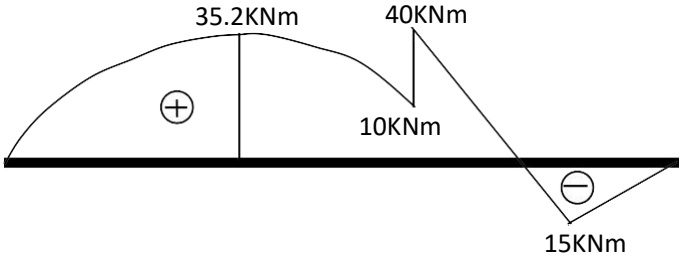
所以梁的强度足够。 （5 分）

4、(25 分）梁的剪力图和弯矩图

剪力图 10 分



弯矩图 15 分



5、 解：

$$\lambda p=\sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_P}}=\sqrt{\frac{\pi^2\times 200\times 10^9}{200\times 10^6}}=99.3$$ （2 分）

假使杆在 xy 平面内失稳，此时可看作两端铰支， （分）

$$\lambda=\frac{\mu l}{i}=\frac{1\times 2.3}{\sqrt{\frac{0.03\times 0.07^3/12}{0.03\times 0.07}}}=113.8$$

假使杆在 xz 平面内失稳，此时可看作两端固定，（分）

$$\lambda=\frac{\mu l}{i}=\frac{0.5\times 2.3}{\sqrt{\frac{0.07\times 0.03^3/12}{0.03\times 0.07}}}=132.8$$

所以弯曲只能发生在 xz 平面内，且因为$\lambda>\lambda_p$即为长细杆；(分)

$$F_{cr}=\frac{\pi^2 E}{\lambda^2}\cdot A=\frac{\pi^2\times 200\times 10^9\times 0.03\times 0.07}{132.8^2}=235KN$$

专接本工程力学模拟试卷（六）参考答案

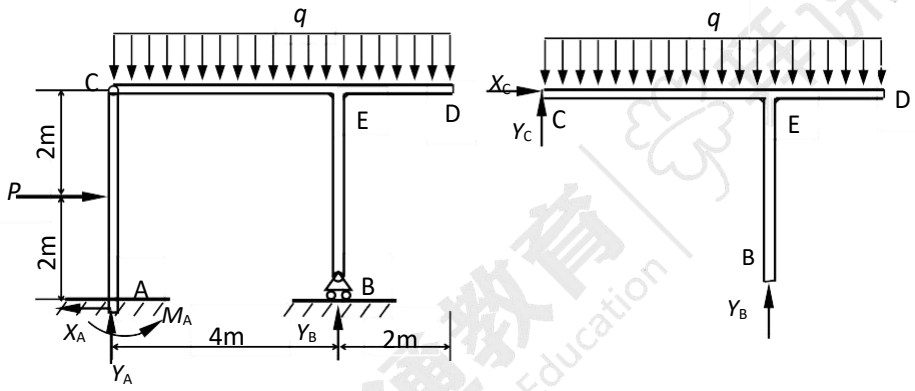
一、单项选择题

1　C
2　B
3　D

4　A
5　C

二、计算题

1、解



解：（1）研究对象：CDE　　(10 分)

$\sum X = 0$　　X_C＝0 Y_C+Y_B－6×

$\sum Y = 0$　　10＝0　　Y_C＝15*kN*

$\sum M_C(F) = 0$　　Y_B×4－10×6×3＝0　　Y_B＝45*kNm*

（2）研究对象：整体　　（15 分）

$\sum X = 0$　　$P-X_A=0$　　X_A＝4 *kN*

$\sum Y = 0$　　$Y_A+Y_B-6\times10=0$　　Y_A＝15*kN*

$\sum M_A(F) = 0$　　$Y_B\times4-10\times6\times3+M_A-4\times2=0$

M_A＝8*kNm*

2、解

1．（ ）

平衡方程

$N_1+N_2+N_3=P$

$N_1=N_3$

2. 几何方程

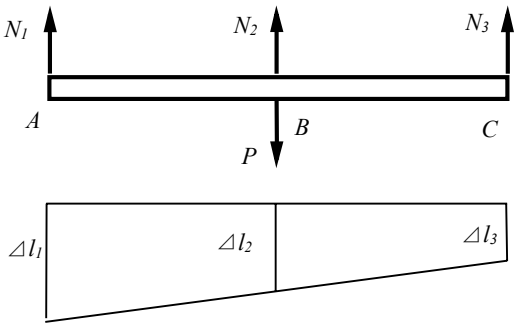
$\Delta l_2=(\Delta l_1+\Delta l_3)$

3. 物理方程

$\Delta l_1=(N_1 l_1)/(EA)$

$\Delta l_2=(N_2 l_2)/(EA)$

$\Delta l_3=(N_3 l_3)/(EA)$



得

$N_1=2P/7$(拉)，$N_2=3P/7$(拉)，$N_3=2$

3、解

解：（1）计算传动轴的扭矩（分）

$$M_T=M_e=9550\frac{N}{n}=9550\times\frac{30}{1400}=204\ \text{N·m}$$

（2） 强度校核（分）

根据式强度条件：

$$\tau_{max}=\frac{M_T}{W_P}=\frac{M_T}{\pi d^3/16}=\frac{16\times204}{\pi\times0.04^3}=16.2\times10^6\,\text{Pa}=16.2\ \text{MPa}<[\tau]$$

（3） 刚度校核（分）

根据刚度条件：$\frac{M_{Tmax}}{GI_P}\times\frac{180}{\pi}\le[\theta]$，$I_P=\frac{\pi D^4}{32}$

$$\theta=\frac{M_T}{G\pi d^4/32}=\frac{32\times204\times180}{8\times10^{10}\times0.04^4\times\pi^2}=0.58\ ^\circ/\text{m}<[\theta]$$

由此可见，此轴分别满足强度条件和刚度条件的要求。

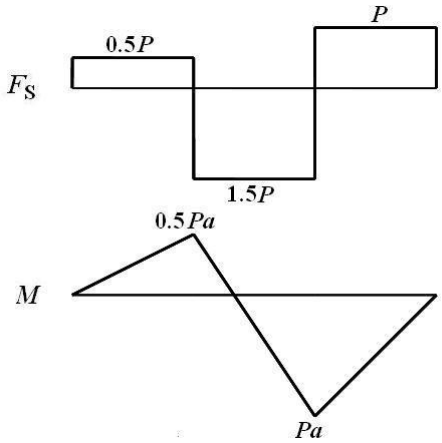
4、解：①求支座约束力，作剪力图、弯矩图

$$\sum M_A(F)=0: \quad F_{Dy}\times 2-2P\times 1-P\times 3=0$$

$$\sum F_y=0: \qquad F_{Ay}+F_{Dy}-2P-P=0$$

解得：

$$F_{Ay}=\frac{1}{2}P \qquad F_{Dy}=\frac{5}{2}P$$



②梁的强度校核

拉应力强度校核

*C*截面

$$\sigma_{tmax}=\frac{M_C y_2}{I_z}=\frac{0.5Pa\cdot y_2}{I_z}\le[\sigma]_t$$

$$\therefore P\le 24.5\text{kN}$$

*D*截面

$$\sigma_{tmax}=\frac{M_D y_1}{I_z}=\frac{Pa\cdot y_1}{I_z}\le[\sigma]_t$$

$$\therefore P\le 22.1\text{kN}$$

压应力强度校核（经分析最大压应力在 *D*截面）

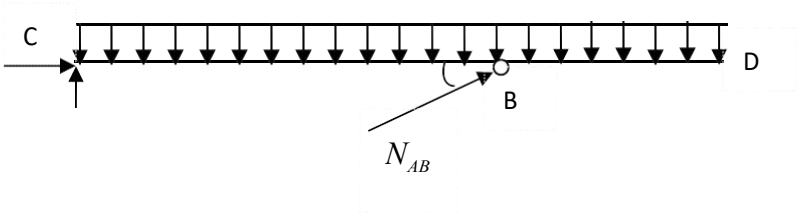
$$\sigma_{cmax}=\frac{M_D y_2}{I_z}=\frac{Pa\cdot y_2}{I_z}\le[\sigma]_c$$

$$\therefore P\le 42.0\text{kN}$$

所以梁载荷 $P\le 22.1\text{kN}$

5、解

1、求 AB 杆受力：由 $\sum M_C\left(\bar{F}\right)=0$，**得** $N_{AB}=2.25q$ **（5 分）**



2、判定压杆类型：

$$\lambda=\frac{\mu l}{i}=\frac{1\times\frac{2}{\sqrt{3}}}{\frac{0.04}{4}}=115.5 \qquad \lambda_p=\sqrt{\frac{\pi^2E}{\sigma_P}}=99.3$$

$\lambda>\lambda_p$ **属于大柔度杆** **（10 分）**

3、由稳定条件确定$[q]$

$$P_{cr}=\frac{\pi^2EI}{(\mu l)^2} \qquad \frac{P_{cr}}{N_{AB}}\geq n_w=2$$

$$\therefore \quad \frac{\frac{\pi^2EI}{l^2}}{2.25q}\geq 2$$

$$\text{得}\ q\leq\frac{\pi^2EI}{4.5l^2}=41.3\ kN/m$$ **（10 分）**

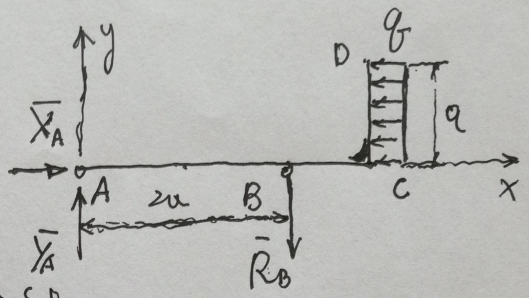
专接本工程力学模拟试题（七）答案

一、 1.C. 2.B. 3.B. 4.A. 5.D

二、计算题

1. 解：一、对象ABCD

二、画受力图



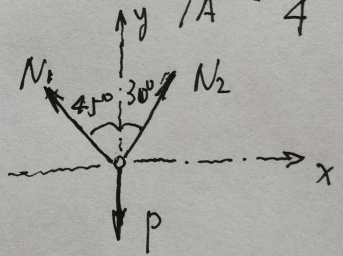
三、建坐标列方程求解

$\Sigma X=0 \quad X_A=qa$

$\Sigma M_A(\bar{F})=0 \quad qa\cdot\frac{a}{2}-R_B\cdot 2a \quad R_B=\frac{qa}{4}$

$\Sigma Y=0 \quad Y_A-R_B=0 \quad Y_A=\frac{qa}{4}$

3. 解：一、求两杆轴力



$N_1=\frac{2P}{\sqrt{2}(1+\sqrt{3})}$

$N_2=\frac{2P}{(1+\sqrt{3})}$

二、校核强度. 1.杆. $\sigma_{max}=\frac{N_1}{A_1}=\frac{2\times 50\times 10^3\times 4}{\sqrt{2}(1+\sqrt{3})\pi 15^{-2}}$

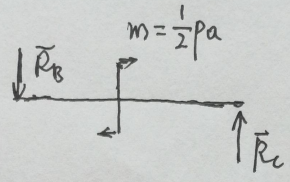
$=147MPa<[\sigma]$

2.杆. $\sigma_{max}=\frac{N_2}{A_2}=117MPa<[\sigma]$.

桁架安全.

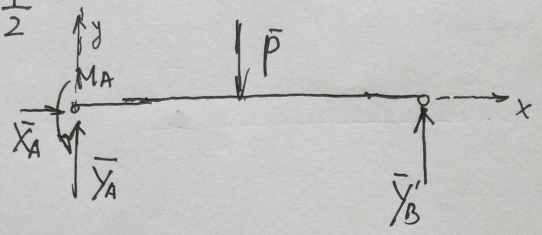
(1)

2. 解：一对象 BC



$R_C = R_B = \frac{P}{2}$

二. 对象 AB



$\Sigma X = 0 \qquad X_A = 0$

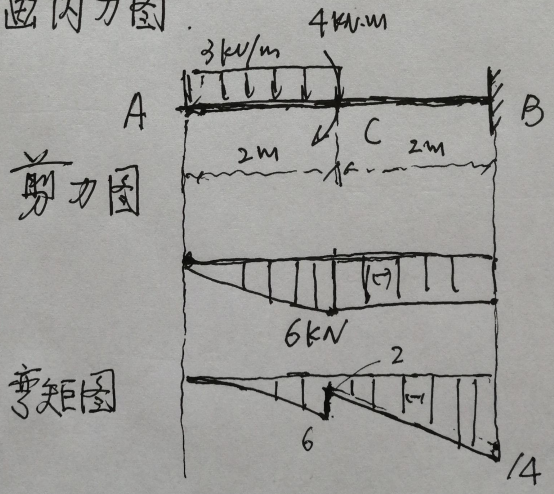
$\Sigma M_A(\bar{F}) = 0 \qquad M_A + Y_B \cdot 2a - P \cdot a = 0$

$M_A = 0$

$\Sigma Y = 0 \qquad Y_A - P + Y_B = 0$

$Y_A = \frac{P}{2}$

4. 解：一画内力图.



二. 校核正应力强度

$M_{max} = 14\ kN \cdot m$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_z} = \frac{14 \times 10^6 \times 6}{140 \times 280^2} = 7.6\ MPa < [\sigma]$$

强度足够

5. 解：一. 判断压杆类型

$$\lambda = \frac{\mu l}{i} = \frac{0.7 \times 1 \times 10^3}{\frac{22}{4}} = 127 > \lambda_p$$

大柔度杆

二. 确定[P]

$$P_{cr} = A \cdot \sigma_{cr} = A \cdot \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} = \frac{\pi \cdot 22^2}{4} \cdot \frac{\pi^2 \cdot 2 \times 10^5}{127^2} = 46.5\ kN$$

由稳定条件 $n_{st} \geq [n]$

$$\frac{P_{cr}}{P} \geq [n] \quad \therefore \frac{46.5}{P} \geq 3$$

$$P \leq \frac{46.5}{3} = 15.5\ kN$$

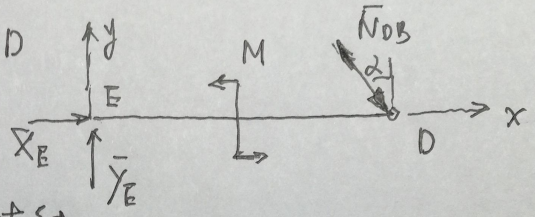
专接本工程力学模拟试题（八）答案

模拟试卷(八)答案

一、1. A. 2. B. 3. A 4. D 5 D

二、1. 解：(一). α 取 ED

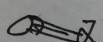
(二) 受力图



(三). 列方程求解：

$\Sigma M_E(\bar{F}) = 0 \quad M - N_{DB}\cos\alpha \cdot 3a = 0$

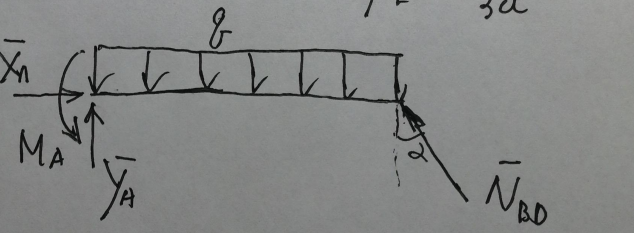
$N_{DB} = \dfrac{M}{\cos\alpha \cdot 3a} = \dfrac{2M}{3\sqrt{3}\cdot a}$



$\Sigma X = 0 \quad X_E + N_{DB}\sin\alpha \quad X_E = -\dfrac{M}{3\sqrt{3}\cdot a}$

$\Sigma Y = 0 \quad Y_E - N_{DB}\cos\alpha \quad Y_E = \dfrac{M}{3a}$

(四). α 取：AB.



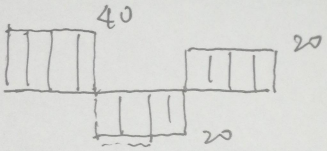
$\Sigma X = 0 \quad X_A - N_{BD}\sin\alpha = 0 \quad X_A = \dfrac{M}{3\sqrt{3}a}$

$\Sigma Y = 0 \quad Y_A - 2qa + N_{BD}\cos\alpha = 0 \quad Y_A = 2qa - \dfrac{M}{3a}$

$\Sigma M_A(\bar{F}) = 0 \quad M_A - q\cdot 2a\cdot a + N_{BD}\cos\alpha \cdot 2a = 0$

$M_A = 2qa^2 - \dfrac{2}{3}M$

2. 解：(一) 轴力图



(二) 最大正应力

$$\sigma_{max}=\frac{N_{AB}}{A}=\frac{40\times10^3}{4\times100}=100MPa$$

(三) 最大线应变

$$\varepsilon_{max}=\frac{\sigma_{max}}{E}=\frac{100}{200\times10^3}=\frac{1}{2}\times10^{-3}$$

(四) 最大切应力 $\tau_{max}=\frac{\sigma_{max}}{2}\cdot\sin90^\circ$

$=50MPa$

(五) 杆总变形.

$$\Delta l_{AD}=\Delta l_{AB}+\Delta l_{BC}+\Delta l_{CD}$$

$$=\frac{N_{AB}\cdot l}{EA}+\frac{N_{BC}\cdot l}{EA}+\frac{N_{CD}\cdot l}{EA}$$

3. 解：(一) 外力偶 $M_e=9549\frac{P_e}{n}=9549\cdot\frac{16}{200}$

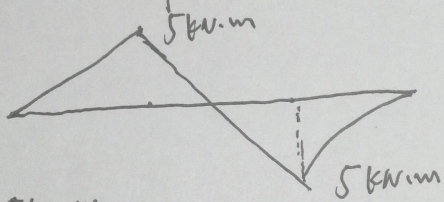
$=764\cdot N\cdot m$

(二) 校核强度. $M_{Tmax}=M_e=764\cdot N\cdot m$

$$\tau_{max}=\frac{M_{Tmax}}{W_p}=\frac{764\times16\times10^3}{\pi\cdot40^3}=60.8MPa>[\tau]$$

强度不够

4. 解：一 弯矩分析危险截面



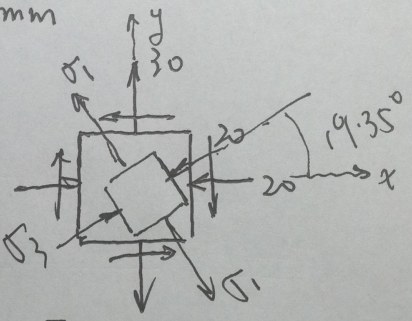
$M_{max}=5kN.m$

二. 设计尺寸

$$\sigma_{max}=\frac{M_{max}}{W_z}=\frac{5\times10^6}{\frac{b\times(2b)^2}{6}}\le160$$

解得 $b\ge36mm$

5. 解：



1. 主应力大小

$\sigma_x=-20\quad\sigma_y=30\quad\tau_x=20$

$$\left.\begin{matrix}\sigma_{max}\\ \sigma_{min}\end{matrix}\right\}=\frac{\sigma_x+\sigma_y}{2}\mp\sqrt{\left(\frac{\sigma_x-\sigma_y}{2}\right)^2+\tau_x^2}=\begin{cases}37\\-27\end{cases}$$

$\sigma_1=37\quad\sigma_2=0\quad\sigma_3=-27$

2. 主平面方位 $tg2\alpha_0=\frac{-2\tau_x}{\sigma_x-\sigma_y}=0.8\quad\alpha_0=19.35°$

3. 最大切应力 $\tau_{max}=\frac{\sigma_1-\sigma_3}{2}=32$

专接本工程力学模拟试题（九）答案

一. 1.A 2.B 3.B 4.D 5.A

二. 计算题.

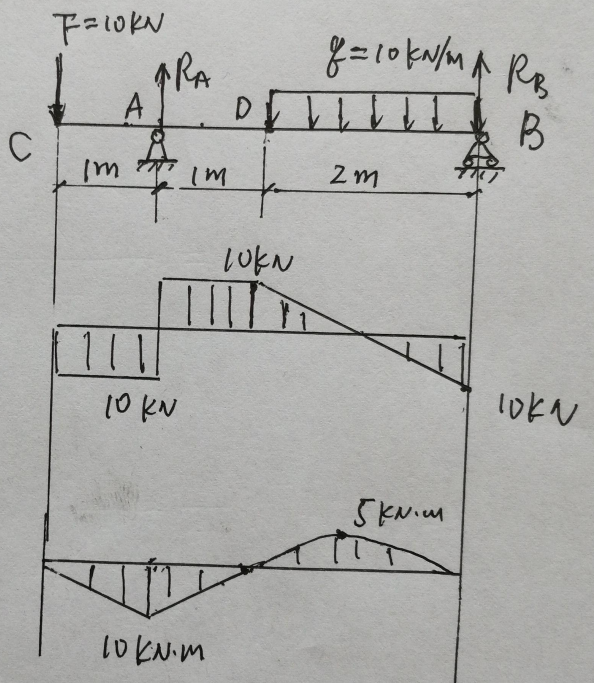
1. 解：

一. 求支反力.

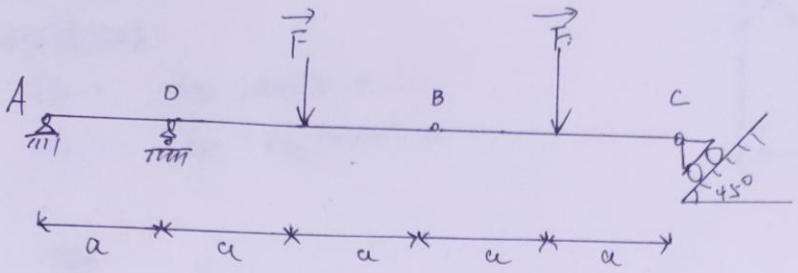
$R_A = 20\,kN$

$R_B = 10\,kN$

二. 作内力图



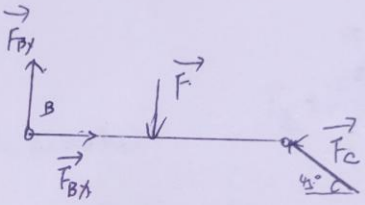
2. $F=10kN$ $a=1m$. 试求铰座A.C和D的约束力



解：先局部分析 BC杆受力

列平衡方程

$$\begin{cases}\sum F_x=0\\ \sum F_y=0\\ \sum M_B(F)=0\end{cases}\Rightarrow\begin{cases}F_{Bx}-F_C\cos45°=0\\ F_{By}+F_C\sin45°-F=0\\ -F\cdot a+F_C\sin45°\cdot 2a=0\end{cases}$$

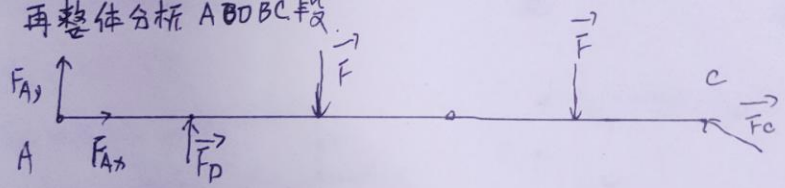


解得 $F_C=\frac{Fa}{\sin45°\cdot 2a}=5\sqrt{2}\ kN$

$F_{Bx}=5\ kN$

$F_{By}=5\ kN$

再整体分析 ABD BC杆



列平衡方程

$$\begin{cases}\sum F_x=0\\ \sum F_y=0\\ \sum M_A(F)=0\end{cases}\Rightarrow\begin{cases}F_{Ax}-F_C\cos45°=0\\ F_{Ay}+F_D-F-F+F_C\sin45°=0\\ F_D\cdot a-F\cdot 2a-F\cdot 4a+F_C\sin45°\cdot 5a=0\end{cases}$$

解得 $F_D=35\ kN$

$F_{Ax}=5\ kN$

$F_{Ay}=-20kN$

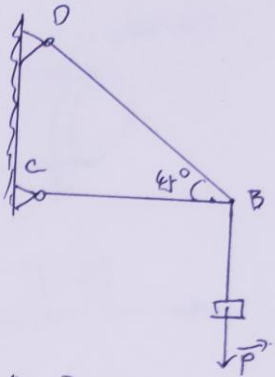
综上所述 A点约束 $F_x=5kN$ $F_{Ay}=-20kN$

D: $F_D=35kN$ C: ~~$F_C=5\sqrt{2}kN$~~ $F_C=5\sqrt{2}\ kN$

杆BC和杆BD横截面积 $A=400mm^2$ 材料 $[\sigma]=200MPa$

试确定起重支架的最大许用载荷 P

受力如图所示



列平衡方程

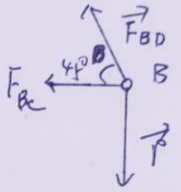
$\sum F_x=0 \quad F_{BD}\cdot\sin45°-P=0$

$\sum F_y=0 \quad F_{BC}+F_{BD}\cdot\cos45°=0$

根据 $\sigma_{max}=\frac{F_{Nmax}}{A}\le[\sigma]$

$F_N\le[\sigma]\cdot A$

$F_{BD}\le 200\times400=80kN$



解得 $P=F_{BD}\cdot\sin45°=80\times\frac{\sqrt{2}}{2}=40\sqrt{2}kN$

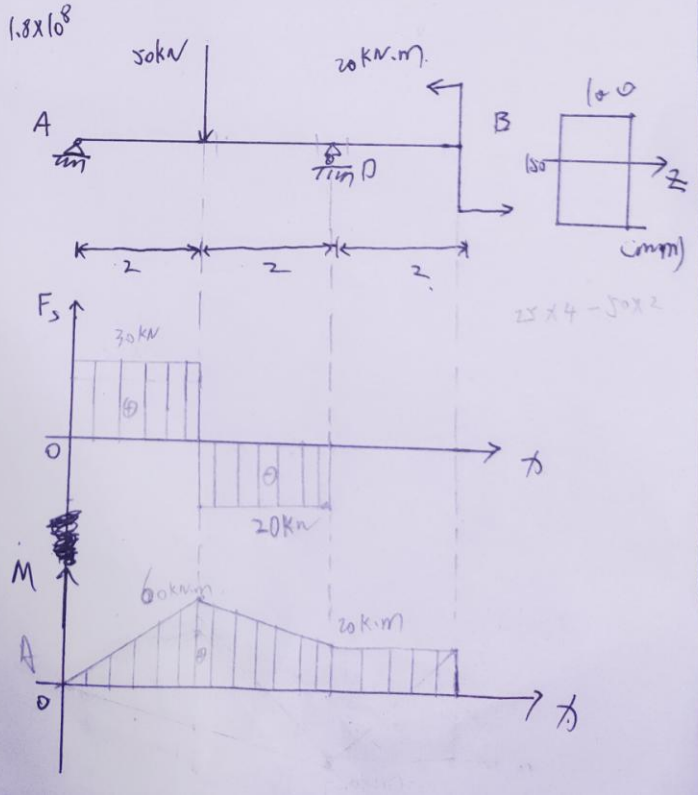
∴起重支架的最大许用载荷 $P=40\sqrt{2}kN$

4. 已知 $[\sigma]=180MPa$ $[\tau]=110MPa$

1. 作剪力和弯矩图

2. 校核梁的强度

(1) 如右图所示



(2) 由图可知 $h=150$ $b=100$

$F_{Smax}=30kN$ $M_{max}=60kN\cdot m$

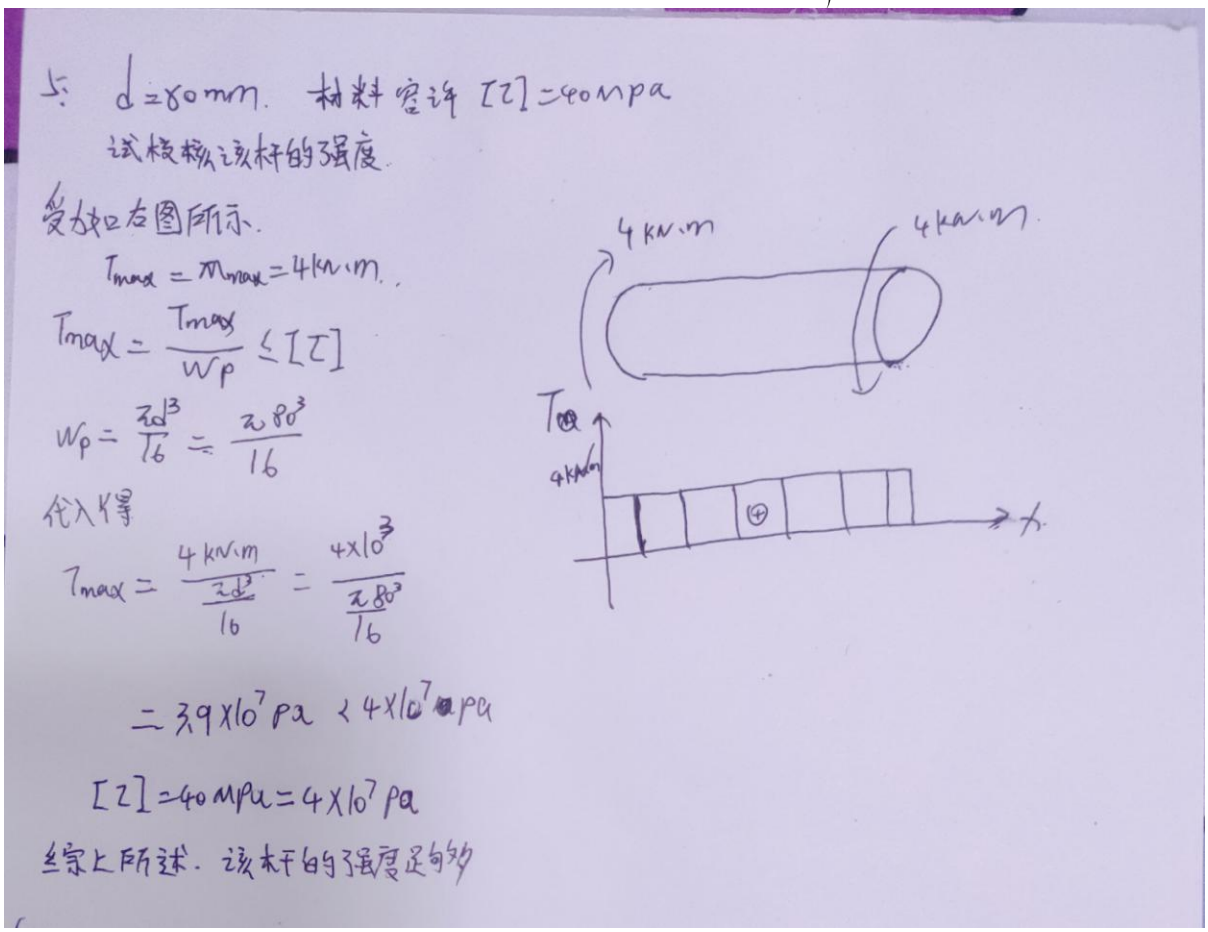
$I_z=\frac{bh^3}{12}=$ $W_z=\frac{bh^2}{6}=$

$\sigma=\frac{M}{W_z}=1.6\times10^8<[\sigma]$

$\tau=\frac{F_S}{A}=2\times10^6<[\tau]$

综上所述

梁的强度合理



解：$d=80mm$，材料容许 $[\tau]=40MPa$

试校核该杆的强度。

受力如右图所示。

$T_{max}=n_{max}=4kN\cdot m$

$$\tau_{max}=\frac{T_{max}}{W_p}\le[\tau]$$

$$W_p=\frac{\pi d^3}{16}=\frac{\pi 80^3}{16}$$

代入得

$$\tau_{max}=\frac{4kN\cdot m}{\frac{\pi d^3}{16}}=\frac{4\times10^3}{\frac{\pi 80^3}{16}}$$

$$=39\times10^7 Pa<4\times10^7 Pa$$

$$[\tau]=40MPa=4\times10^7 Pa$$

综上所述，该杆的强度足够。

专接本工程力学模拟试题（十）答案

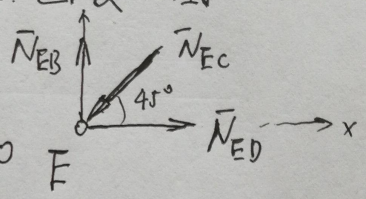
一 1A 2D 3C 4D 5D

一. 1D. 2A. 3D. 4C. 5D.

二.

1. 略

2. 解：一. 对象节点E. 画受力图

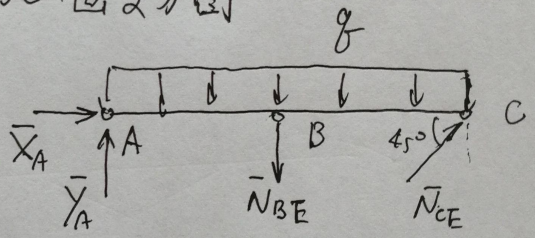


$\Sigma Y=0$

$N_{EB}-N_{EC}\sin 45°=0$

$N_{EC}=\sqrt{2}N_{EB}$

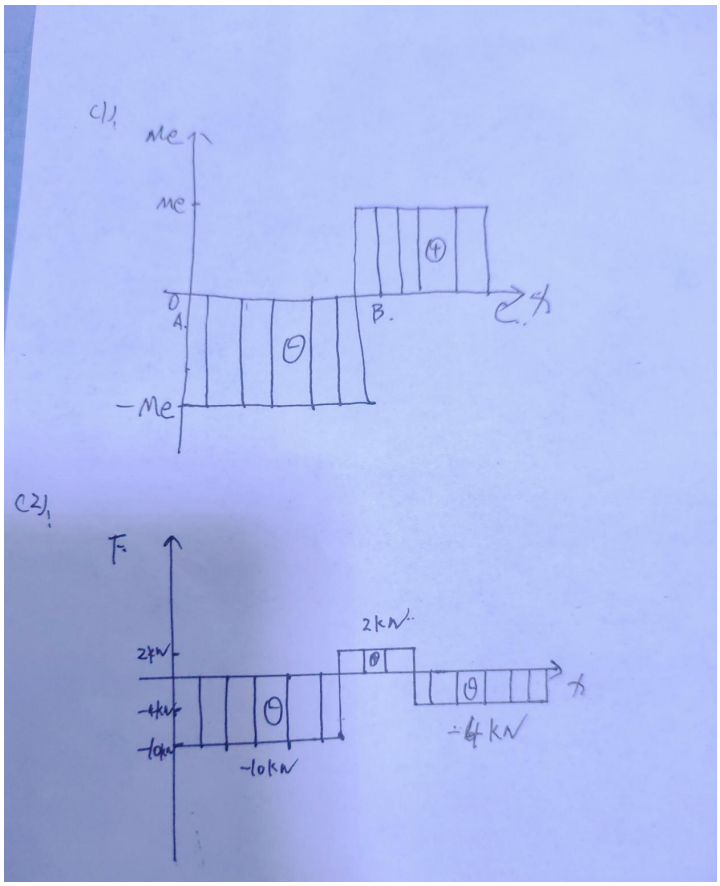
二. 对象ABC 画受力图



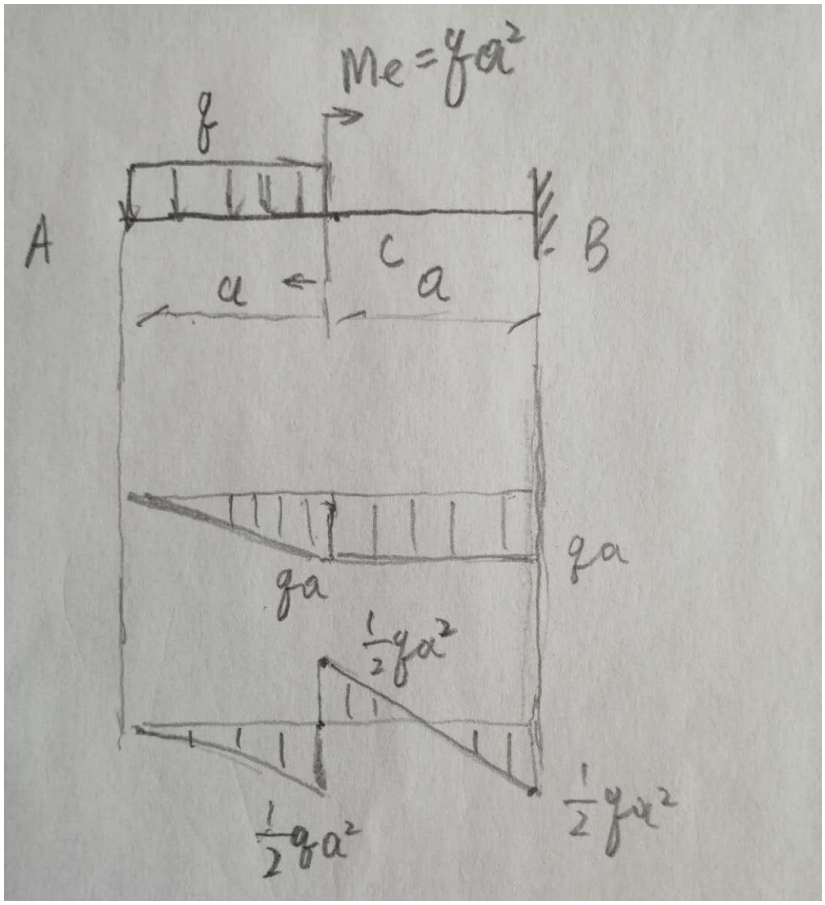
$\Sigma M_A(\bar{F})=0$ $-N_{BE}\cdot a+N_{CE}\cdot\sin 45°\cdot 2a-2qa^2=0$

$\therefore N_{EB}=2qa$

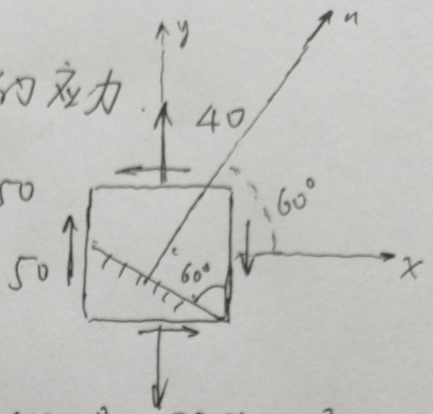
3.


(1)
Me
Me
O
A
B
x
-Me
(2)
F
2kN
2kN
-4kN
-10kN
-4kN
x

（3）


Me=qa²
q
A
C
B
a
a
qa
qa
½qa²
½qa²
½qa²

4. 解：一、斜截面上的应力



$\sigma_x = 0 \quad \sigma_y = 40 \quad \tau_x = 50$

$\alpha = 60°$

$$\sigma_{60°} = \frac{0+40}{2} + \frac{0-40}{2}\cos 120° - 50\sin 120°$$

$$= 30 - 25\sqrt{3}$$

$$\tau_{60°} = \frac{0-40}{2}\sin 120° + 50\cos 120°$$

$$= -10\sqrt{3} - 25$$

二、最大应力

$$\left.\begin{matrix}\sigma_{max}\\ \sigma_{min}\end{matrix}\right\} = \frac{0+40}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{0-40}{2}\right)^2 + 50^2} = \begin{cases}20+\sqrt{2900}\\ 20-\sqrt{2900}\end{cases}$$

$\therefore \sigma_{max} = 20 + \sqrt{2900}$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{20+\sqrt{2900} - 20 + \sqrt{2900}}{2}$$

$$= \sqrt{2900}$$

5. 略。

5.补充（下方）

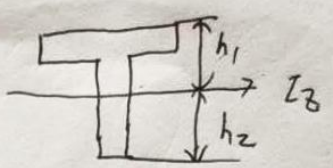
5. $I_z = 4500 \times 10^6\ mm^4$ $h_1 = 62.3mm$ $h_2 = 137.8mm$ $[\sigma_t] = 40MPa$ $[\sigma_c] = 120MPa$

由题意可知 ①M_{max}在B点

②根据平衡方程得

~~σ_{max}~~ $M_{max} = 1.2F\ N \cdot m$

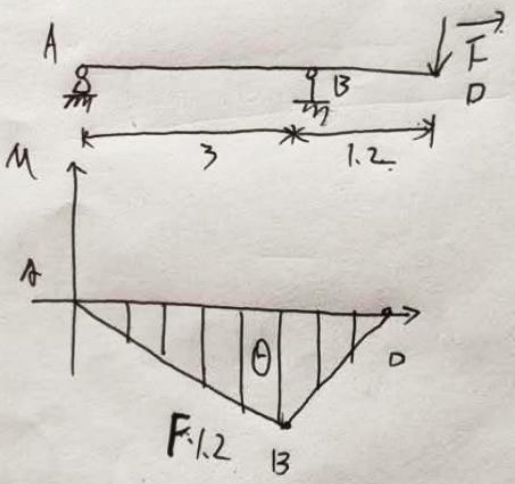
B截面所受力如图所示



$1.2F =$

$$\sigma_t = \frac{M_{max} \cdot h_1}{I_z} \leq [\sigma_t]$$

$$\sigma_c = \frac{M_{max} \cdot h_2}{I_z} \leq [\sigma_c]$$

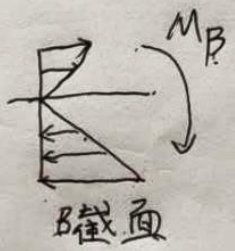


综上所述：

①：$F = 24077.047N$

②：$F = 32656.023N$

~~梁的许可载荷F=~~ ~~24077.047N~~



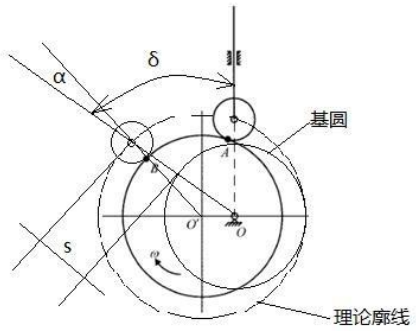
机械设计基础　模拟卷一

一、ADABA DDDCB CBDBD

二、350、点蚀、内圈、滚动体、左右两侧面、曲柄、余、基圆、小、好

三、

23. 解：



24.

解：$F_0=F''+\frac{F_\Sigma}{z}$

$$\frac{1.3F_0}{\frac{\pi d_1^2}{4}}\le[\sigma]$$

四、

25.

解：G是复合铰链，C或E之一是虚约束，B 是局部自由度

n=7，$P_L=9$，$P_H=2$

自由度：$F=3n-2P_L-P_H=1$

26.

解：

（1）$a=\frac{m（30+z_2）}{2}=600$　$\therefore z_2=90$

$i_{12}=\frac{z_2}{z_1}=3$，

（2）$d_1=mz_1=10\times30=300mm$

$d_{a1}=d_1+2h_a=300+2\times10=320mm$

$d_{f1}=d_1-2h_f=300-2\times1.25\times10=275mm$

$d_{b1}=d_1\times\cos 20=300\times0.94=282mm$

机械设计基础　模拟卷二

一、DCBAB DBADD AADDA

二、小、直动、$\eta=\frac{\tan\psi}{\tan\psi+\rho}$、小、 = 、齿数、 大端模数相等、 大端压力角相等、防止螺纹副相对转动、高速级

三、25.

解：

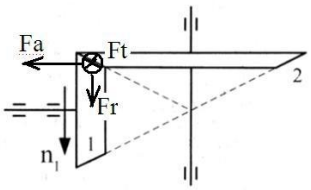
$\theta=180^0\ \frac{K-1}{K+1}=36^0$

作图如下：曲柄长=22.43

连杆长=42.18

26.

解：



27.

解：

$\frac{1.3F_0}{\frac{\pi d_1^2}{4}}\le[\sigma]$

$F_0\mu\frac{D}{2}z\ge KT$

上面两个式子整理可得：d_1=--略

四、28.

解：C是局部自由度，E或G之一是虚约束

n=4，P_L=5，P_H=1

自由度：$F=3n-2P_L-P_H=1$

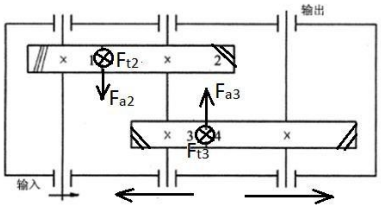
机械设计基础　模拟卷三

一、DABCD ADBBC DACAC

二、≤、增大、上下两面、 $\lambda \leq \rho v$、疲劳破坏、 ≥、脉动循环、压溃 、剪断、圆锥滚子轴承

三、25.

解：

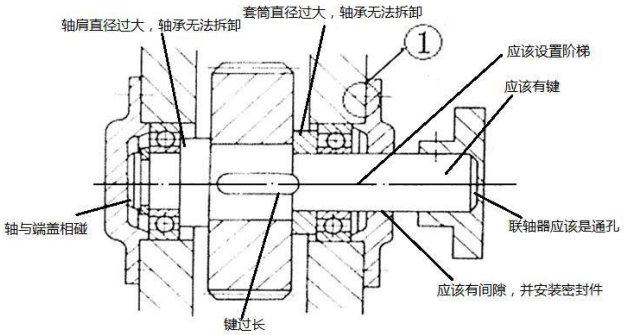


26.

解：

四、26.

解：



$F = F_{r1}$

$F_{s1} = \frac{}{2\times 2.1} = 1190.5$（N）

$F_{s2} = \frac{F_{r2}\ \ 2}{\times 1.6} = 952$（N）

$\because F_{s2} + F_A = 952 + 600 = 1552 > F_{s1}$

$\therefore$ 1压紧，2放松

$F_{a2} = F_{s2} = 952$

$F_{a1} = F_{s2} + F_A = 1552$

$\because \frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{1552}{5000} = 0.31 > e$

$\therefore X_1 = 0.4$，$Y_1 = 2.1$

$\therefore P_1 = X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1}$ =略

$\because \frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{952}{4000} = 0.23 < e$

$\therefore X_2 = 1$，$Y_1 = 0$

$P_2 = X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2}$ =略

28.

解：该轮系属于行星轮系

$i_{13}^{H}=\frac{n_1-n_H}{n_3-n_H}=\frac{z_2z_3}{z_1z_2'}=\frac{24\times 40}{20\times 30}$=---（a）

将n_1=200，n_3=-100代入

整理可得n_H---略，正号，表示转向与n_1相同，否则，相反

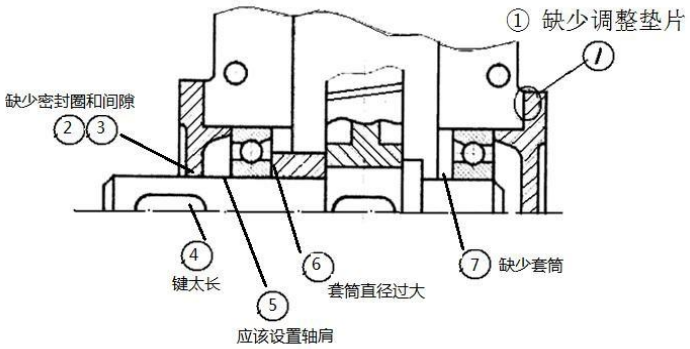
机械设计基础　模拟卷四

一、DDDDB　ABBCB　CDBAC

二、运动副、摇杆、双摇杆、间歇运动、机械、硬度、　根切、当量、低、　75

三、26.

解：



四、27.

解：

$i_{12}=\frac{z_2}{z_1}=3,\therefore z_2=75$

$a=\frac{m(z_1+z_2)}{2}=200\ \therefore m=4$

$d_1=mz_1=4\times25=100mm$

$d_{a1}=d_1+2h_a=100+2\times4=108mm$

$d_{f1}=d_1-2h_f=100-2\times1.25\times4=90mm$

$d_2=mz_2=4\times75=300mm$

$d_{a2}=d_2+2h_a=300+2\times4=308mm$

$d_{f2}=d_2-2h_f=300-2\times1.25\times4=290mm$

28.

解：

（1）该轮系属于复合轮系。

因为1、2齿轮组成定轴轮系、其他齿轮组成行星轮系。

（2）定轴轮系 $i_{12}=\frac{n_1}{n_2}=-\frac{z_2}{z_1}=-\frac{38}{20}$----(a)

行星轮系$i_{35}^{2}=\frac{n_3-n_2}{n_5-n_2}=\frac{z_4z_5}{z_3z_4'}=\frac{42\times36}{18\times24}$----(b)

由上面两个式子，并且代入，$n_A=n_1=350$，$n_B=n_3=-400$

整理可得$n_C=n_5$---略，正号，表示转向与n_1相同，否则，相反

29.

解：F是复合铰链，GD为虚约束，B 是局部自由度

n=6，P_L=8，P_H=1

自由度：F=3n-2P_L-P_H=1

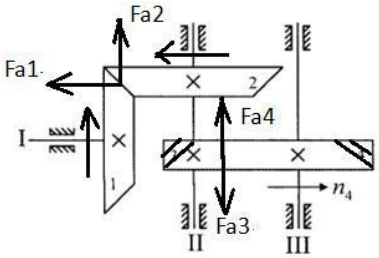
机械设计基础　模拟卷五

一、BBCAD　AACBD　BCDDC

二、 1 或 2 、 导杆、小、摩擦、弹性滑动、 $\sigma_{H1}=\sigma_{H2}$ 、 磨损、 边界膜、脉动循环、 2

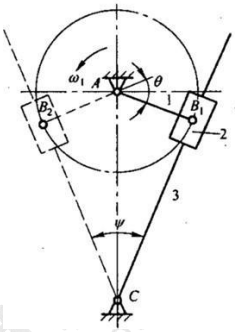
三、26.

解：



27.

解：



极位夹角 θ =60⁰，行程速比系数 K=（180+ θ ）/（180- θ ）=2

四、28.

解：

$F_{s1}=\frac{F_{r1}}{2\times1.6}$=1875（N）

$F_{s2}=\frac{F_{r2}\ \ 2}{\times1.6}$=625（N）

∵ $F_{s1}+F_A=1875+250=2125>F_{s2}$

∴ 2压紧,1放松

$F_{a1}=F_{s1}$=1875

$F_{a1}=F_{s1}+F_A$=2125

∵ $\frac{F_{a1}}{F_{r1}}=\frac{1875}{6000}$=0.31<$e$

∴ $X_1=1$， $Y_1=0$

∴ $P_1=X_1F_{r1}+Y_1F_{a1}$=略

∵ $\frac{F_{a2}}{F_{r2}}=\frac{2125}{2000}$=1>$e$

∴ $X_2=0.4$， $Y_2=1.6$

$P_2=X_2F_{r2}+Y_2F_{a2}$=略

29.

解：

$\frac{1.3F_0}{\frac{\pi d_1^2}{4}}\le[\sigma]$

$F_0fz\ge K_fR$

上面两个式子整理可得：R_{max}=--略

机械设计基础　模拟卷六

一、AABAD　BBBAB　DDADD

二、

增大、 增大、曲柄摇杆机构、双曲柄机构、双摇杆机构、等速运动、偶、法面模数相等、法面压力角相等、螺旋角大小相等，旋向相反

三、21.

解：1. 应设密封圈并留间隙；

2. 套筒不可同时接触内、外圈；
3. 轮毂应比轴段长 1-2mm；
4. 联轴器应给定位台阶；
5. 应有绩作用向定位；
6. 此处不必卡圈固定内圈；
7. 轴承内圈装入应有台阶；
8. 联轴器应为通孔，且应有轴端档圈固定；
9. 箱体端盖应有加工凸台并加垫片；
10. 轴环高不能超过内圈厚度；
11. 键太长，套筒不能起定位作用；
12. 轴承盖凸缘内应切倒角槽；
13. 应加挡油环。

四、22.

解：$T=9.55\times10^6\frac{P}{n}$=（代入数据）(Nmm)

$$\frac{T}{0.2d^3}\le[\tau]$$

解得：d=略

23.

解：$i_{18}=\frac{n_1}{n_8}=\frac{z_2z_4z_6z_8}{z_1z_3z_5z_7}$=--（代入数据）略

蜗轮顺时针转

24.

解：

$F_{s1}=\frac{F_{r1}}{2\times1.7}$=1176.5（N）

$F_{s2}=\frac{F_{r2}\quad 2}{\times1.7}$=1470.6（N）

∵ $F_{s2}+F_A=1470.6+2000=3470.6>F_{s1}$

∴1压紧，2放松

$F_{a2}=F_{s2}=1470.6$

$F_{a1}=F_{s2}+F_A=3470.6$

∵ $\frac{F_{a1}}{F_{r1}}=\frac{3470.6}{4000}=0.87>e$

∴ $X_1=0.4$，$Y_1=1.7$

∴ $P_1=X_1F_{r1}+Y_1F_{a1}$=略

∵ $\frac{F_{a2}}{F_{r2}}=\frac{1470.6}{5000}=0.29<e$

∴ $X_2=1$，$Y_1=0$

$P_2=X_2F_{r2}+Y_2F_{a2}$=略

机械设计基础　模拟卷七

一、ABBAB　AAABD　ADCBC

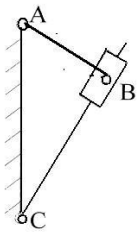
二、 刚性、 大 、 左右两个侧面、运动副、 法面、脉动 、扭转、油沟、摩擦、零件

三、26.

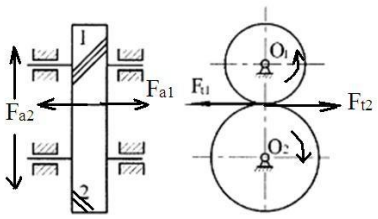
解：k=2

$\theta=180^0\times\frac{k-1}{k+1}=60^0$

所以，作图如下：角∠ACB=30^0，AB ⊥ BC,∴AB=25mm



27.



四、28.

解：

（1）该轮系属于复合轮系。

因为1、2齿轮组成定轴轮系、其他齿轮组成行星轮系。

（2）定轴轮系 $i_{12}=\frac{\omega_1}{\omega_2}=-\frac{z_2}{z_1}=-\frac{40}{20}$ -----(a)

行星轮系 $i^H_{2'4}=\frac{\omega_{2'}-\omega_H}{\omega_4-\omega_H}=-\frac{z_3z_4}{z_{2'}z_{3'}}=-\frac{30\times30}{50\times20}$ ----(b)

由上面两个式子，并且由图可知，$\omega_2=\omega_{2'}$，$\omega_4=0$

整理可得i_{1H}---略，正号，表示转向相同，否则，相反

29.

解：

$F_{s1}=0.68F_{r1}=680$

$F_{s2}=0.68F_{r2}=1400.8$

∵ $F_{s2}+F_A=1400.8+880=2280.8>F_{s1}$

∴1压紧，2放松

$F_{a2}=F_{s2}=1400.8$

$F_{a1}=F_{s2}+F_A=2280.8$

∵ $\frac{F_{a1}}{F_{r1}}=\frac{2280.8}{1000}=2.3>e$

∴ $X_1=0.41$， $Y_1=0.87$

∴ $P_1=X_1F_{r1}+Y_1F_{a1}$=略

∵ $\frac{F_{a2}}{F_{r2}}=\frac{1400.8}{2060}=0.68=e$

∴ $X_2=1$， $Y_1=0$

$P_2=X_2F_{r2}+Y_2F_{a2}$=略

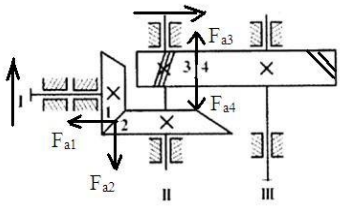
机械设计基础　模拟卷八

一、CCABB　ADCCA　DBCBC

二、运动规律、 弯曲应力、升角≤当量摩擦角、主动链轮、基 、法面模数相等、法面压力相等 、螺旋角大小相等，旋向相反、心 、大

三、24.

解：



25.

解：由$\frac{1.3F_0}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma]$---(a)

$2 \times 2 \times F_0 \times \mu \geq KF$---(b)

由上面两个式子整理，可得F=--略

四、26.

解：

（1）该轮系属于复合轮系。

因为1、2齿轮组成定轴轮系、其他齿轮组成行星轮系。

（2）定轴轮系 $i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = -\frac{z_2}{z_1} = -\frac{40}{20}$-----(a)

行星轮系$i_{35}^H = \frac{n_3 - n_H}{n_5 - n_H} = -\frac{z_4 z_5}{z_3 z_4} = -\frac{32 \times 88}{24 \times 32}$----(b)

由上面两个式子，并且由图可知，$n_1 = 1500r/\min$, $n_H = n_2$，$n_3 = n_{II}$

整理可得n_{II}---略，正号，表示转向与n_1相同，否则，相反

27.

解：

$F_{s1}=\frac{F_{r1}}{2\times1.6}$=468.75（N）

$F_{s2}=\frac{F_{r2}\quad 2}{\times1.6}$=1093.75（N）

∵ $F_{s2}+F_A=1093.75+560=1653.75>F_{s1}$

∴1压紧，2放松

$F_{a2}=F_{s2}=1093.75$

$F_{a1}=F_{s2}+F_A=1653.75$

∵ $\frac{F_{a1}}{F_{r1}}=\frac{1653.75}{1500}=1.1>e$

∴ $X_1=0.4$，$Y_1=1.6$

∴ $P_I=X_1F_{r1}+Y_1F_{a1}$=略

∵ $\frac{F_{a2}}{F_{r2}}=\frac{1093.75}{3500}=0.31<e$

∴ $X_2=1$，$Y_1=0$

$P_{II}=X_2F_{r2}+Y_2F_{a2}$=略

机械设计基础　模拟卷九

一、CBABC　CBDAA　CCBBC

二、高副、　大于　、相反、轴径、基准、开式、周转轮系、80mm、低、低

三、26.

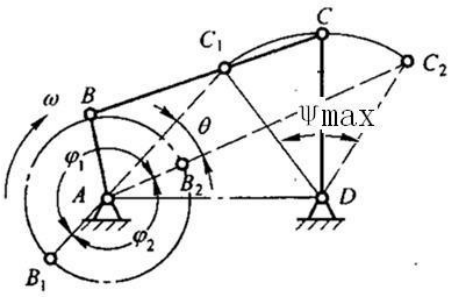
解：

∵50+110 < 80+100

又∵以50的临边为机架，所以是曲柄摇杆机构

AB为曲柄

$$K=\frac{180^0+\theta}{180^0-\theta}$$



四、27.

解：

$i_{12}=\frac{z_2}{z_1}=3$，

$a=\frac{m（z_1+z_2）}{2}=200$

$\therefore z_1=25$，$z_2=75$

$d_1=mz_1=4\times25=100mm$

$d_{a1}=d_1+2h_a=100+2\times4=108mm$

$d_2=mz_2=4\times75=300mm$

$d_{a2}=d_2+2h_a=300+2\times4=308mm$

28.

解：

（1）该轮系属于复合轮系。

因为4、5齿轮组成定轴轮系、其他齿轮组成行星轮系。

（2）定轴轮系 $i_{45}=\frac{\omega_4}{\omega_5}=-\frac{z_5}{z_4}=-\frac{32}{35}$ ----- (a)

行星轮系 $i_{13}^{H}=\frac{\omega_1-\omega_H}{\omega_3-\omega_H}=-\frac{z_2z_3}{z_1z_{2'}}=-\frac{15\times105}{60\times30}$ ------ (b)

由上面两个式子，并且由图可知，$\omega_H=\omega_4$

整理可得 i_{15} ---略，正号，表示转向相同，否则，相反

29.

解：

$F_{s1}=\frac{F_{r1}}{2\times1.6}=802.5$（N）

$F_{s2}=\frac{F_{r2}}{2\times1.6}=1235$（N）

$\because F_{s2}+F_A=802.5+980=1782.5>F_{s1}$

$\therefore$ 1压紧，2放松

$F_{a2}=F_{s2}=1235$

$F_{a1}=F_{s2}+F_A=1782.5$

$\because \frac{F_{a1}}{F_{r1}}=\frac{1782.5}{2568}=0.7>e$

$\therefore X_1=0.4$，$Y_1=1.6$

$\therefore P_1=X_1F_{r1}+Y_1F_{a1}=$略

$\because \frac{F_{a2}}{F_{r2}}=\frac{1235}{3952}=0.31<e$

$\therefore X_2=1$，$Y_1=0$

$P_2=X_2F_{r2}+Y_2F_{a2}=$略

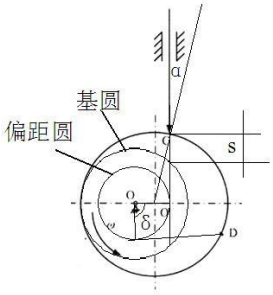
机械设计基础　模拟卷十

一、ABACB　BACCD　DABBD

二、低副、1.4 、防止棘轮逆转、相对转动、节距、螺旋角、轮齿折断、转速、完全液体润滑轴径

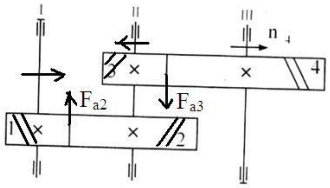
三、26.

解：



27.

解



四、28.

解：

$$\frac{1.3F_{单}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \le [\sigma] \Rightarrow F_{单}$$

由$F=F_{单}-F^{//}$

$\therefore F_{\Sigma}=zF$

29.

解：G或H有一处是虚约束，E和C 是复合铰链

n=7，$P_L=10$，$P_H=0$

自由度：$F=3n-2P_L-P_H=1$