HW04

第04章 轴承及轴设计

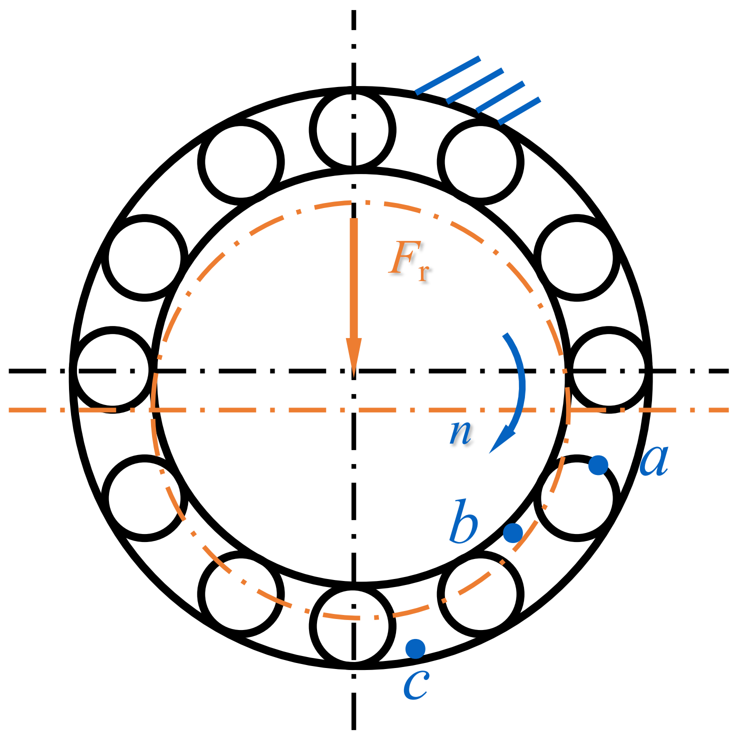
参考答案

所有作业要求手写

Autumn 2024

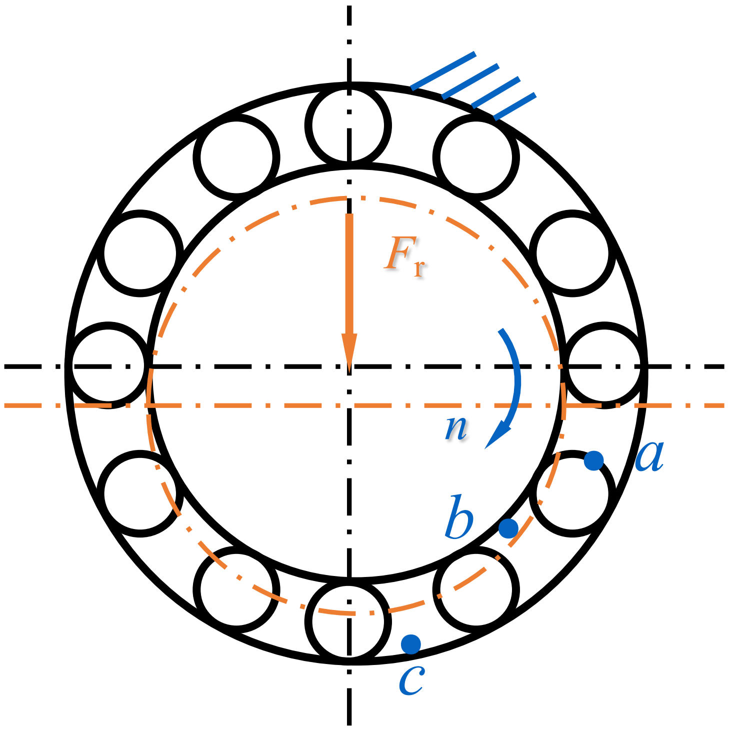
HW 04.1

- 如右图所示，当轴承仅受到纯径向力作用时，对于滚动体上一点a、内圈滚道接触点b，以及外圈滚道接触点c，请分别分析a、b、c三点的受力情况，并画出接触应力变化简图。



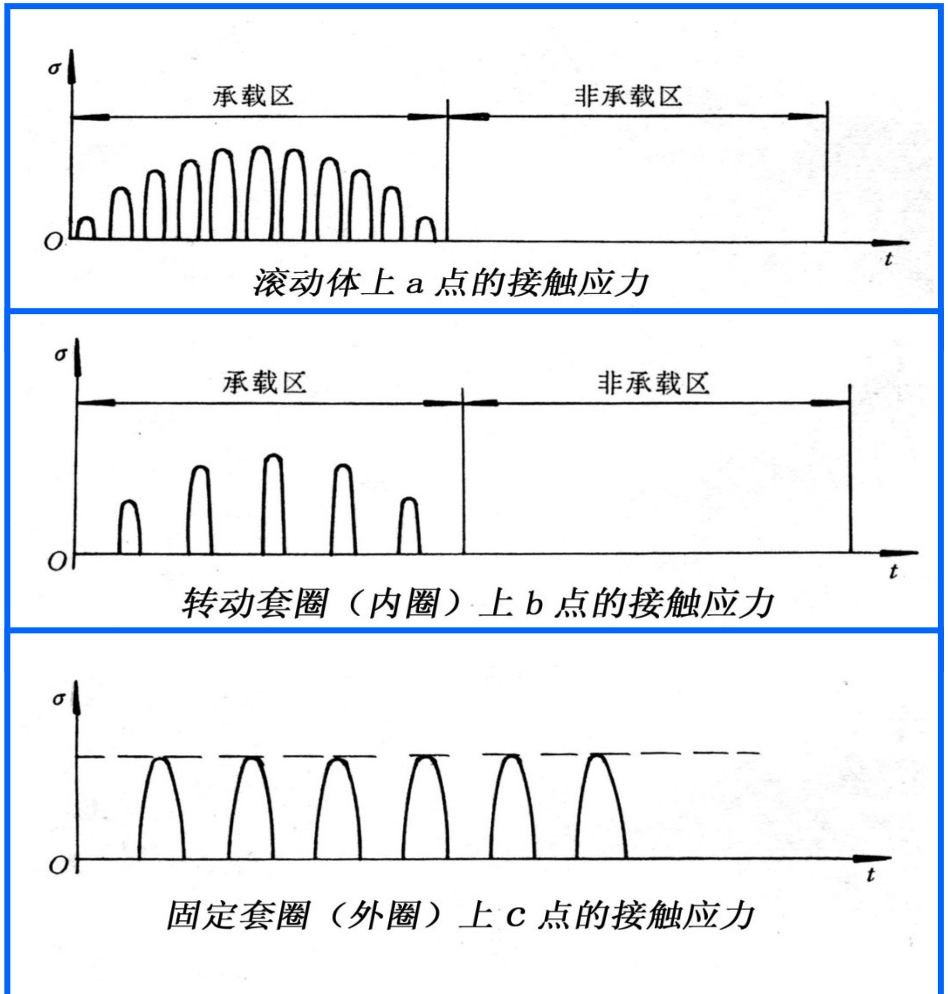
HW 04.1

- As shown in the figure on the right, when the bearing is only subjected to a pure radial force, analyze the force conditions at points *a*, *b*, and *c* on the rolling element, the inner ring raceway contact point, and the outer ring raceway contact point, respectively. Draw a simplified diagram of the contact stress variations



HW 04.1

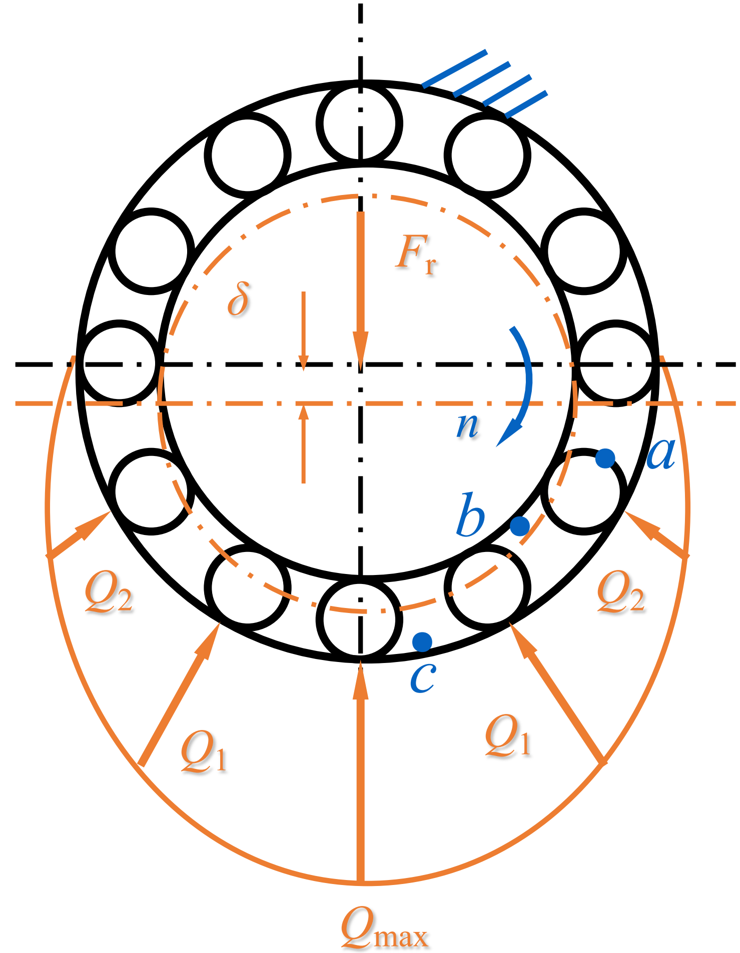
接触应力变化情况：



滚动体上 a 点的接触应力

转动套圈（内圈）上 b 点的接触应力

固定套圈（外圈）上 c 点的接触应力



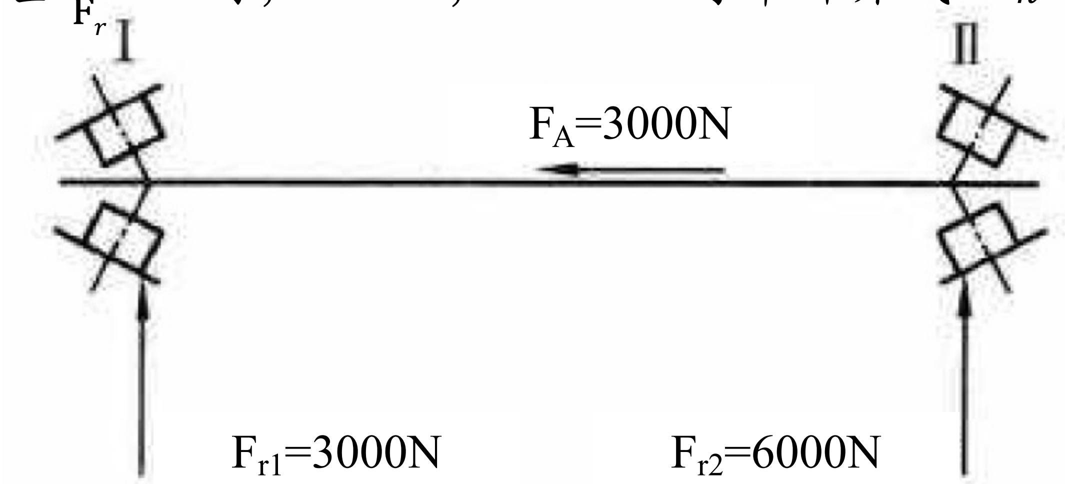
HW 04.2

- 某设备中的一转轴，两端用 30207E 型轴承（如图所示）。轴工作转速 n=1450 r/min，在常温下工作 $f_t=1$，轴所受轴向载荷 $F_A=3000N$，轴承所受的径向负荷 $F_{r1}=3000N$，$F_{r2}=3000N$，设计寿命 $L_h=1500h$，负荷系数 $f_p=1.5$。

（1）求轴承派生轴向力 S1、S2 的大小和方向

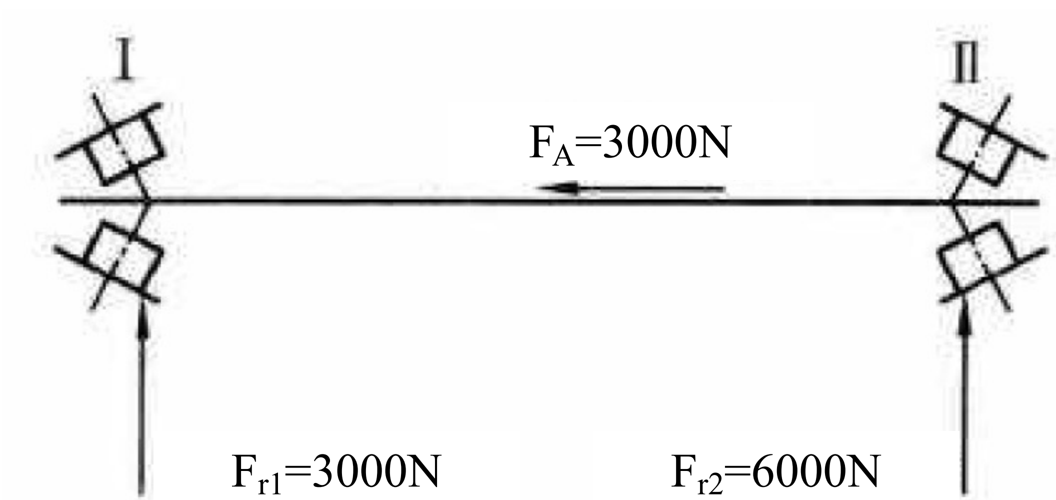
（2）试校核该轴承是否满足寿命要求?

附：30207E 型轴承有关参数如下：$C_r=51500N$，e=0.37，$S=\frac{F_r}{2Y}$，当 $\frac{F_a}{F_r}\le e$ 时，X=1，Y=0；当 $\frac{F_a}{F_r}>e$ 时，X=0.4，Y=1.6。寿命计算式：$L_h=\frac{10^6}{60n}\left(\frac{C_r}{P_r}\right)^{\varepsilon}$（$\varepsilon=10/3$）



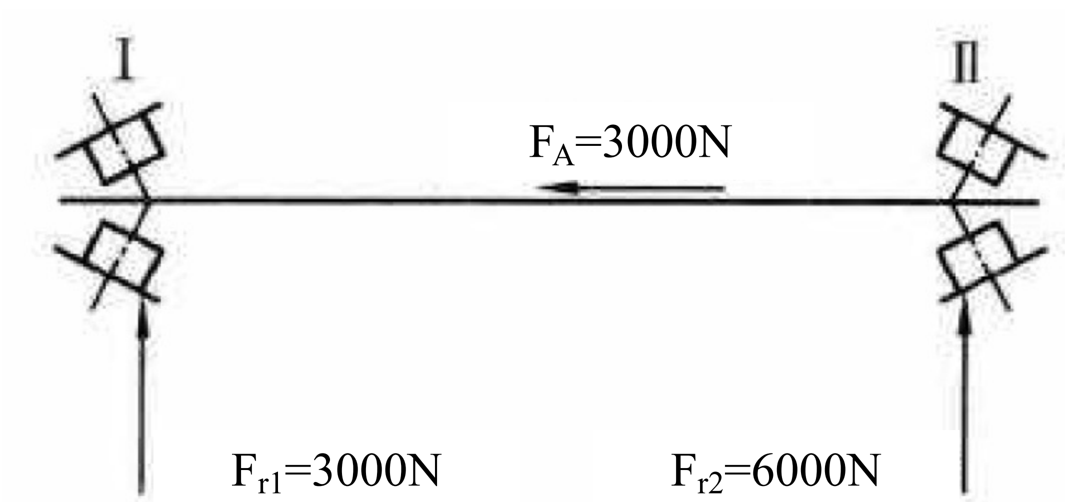
HW 04.2

- A certain shaft in a piece of equipment is supported at both ends by 30207E-type bearings (as shown in the figure). The shaft operates at a speed of n=1450 r/min, works at normal temperature with f_1=1, and is subjected to an axial load of F_A=3000N. The radial loads on the bearings are F_{r1} =3000N and F_{r2} =3000N. The designed service life is L_h=1500 hours, and the load factor is f_p=1.5.



HW 04.2

- (1) Determine the magnitude and direction of the axial forces S1 and S2 derived from the bearing.
- (2) Please check whether the bearing meets the service life requirements.
  - Appendix: The relevant parameters for the 30207E type bearing are as follows:
  - Cr=51500N, e=0.37, S=$\frac{F_r}{2Y}$. When $\frac{F_a}{F_r}\leq$e, X=1, Y=0; When $\frac{F_a}{F_r}>$e, X=0.4, Y=1.6.
  - Service life calculation formula: $L_h = \frac{10^6}{60n}(\frac{C_r}{P_r})^{\varepsilon}$ （ε=10/3）



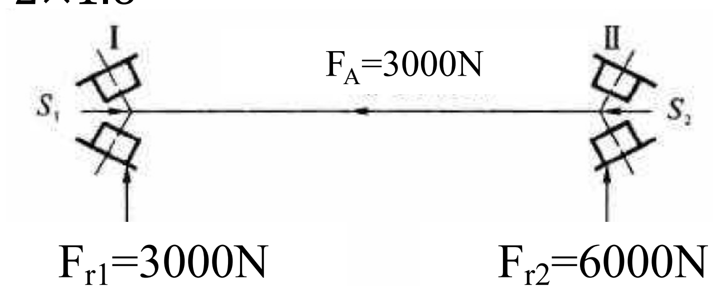
HW 04.2

（1）求派生轴向力S1、S2的大小

$$S_1=\frac{\mathrm{F}_{r1}}{2Y}=\frac{3000}{2\times1.6}N=938N$$

$$S_2=\frac{\mathrm{F}_{r2}}{2Y}=\frac{6000}{2\times1.6}N=1875N$$

S1、S2的方向如图所示：



S_2+F_A> S_1 ， 所以1轴承被“放松”，2轴承被“压紧”。

（2）求轴承所受的轴向力

$$\begin{cases}\mathrm{F}_{a1}=S_1=938N\\ \mathrm{F}_{a1}=S_2+F_A=(1875+3000)N=4875N\end{cases}\quad\therefore \mathrm{F}_{a1}=4875\mathrm{N}$$

$$\begin{cases}\mathrm{F}_{a2}=S_2=1875N\\ \mathrm{F}_{a2}=S_1-F_A=(938-3000)N=-2062N\end{cases}\quad\therefore \mathrm{F}_{a2}=1875\mathrm{N}$$

HW 04.2

（3） 求轴承的当量动载荷P_r

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}}=\frac{4875}{3000}=1.625>e=0.37$$

$$P_1=f_p(XF_{r1}+YF_{a1})=1.5(0.4\times3000+1.6\times4875)N=13500N$$

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}}=\frac{1875}{6000}=0.3125<e=0.37$$

$$P_{r2}=f_pF_{r2}=1.5\times6000N=9000N$$

（4） 求轴承实际寿命L_h

$$L_{h1}=\frac{10^6}{60n}(\frac{C_f}{P_{r1}})^{\varepsilon}=\frac{10^6}{60\times1450}\times(\frac{51500\times1}{13500})^{\frac{10}{3}}h=997h$$

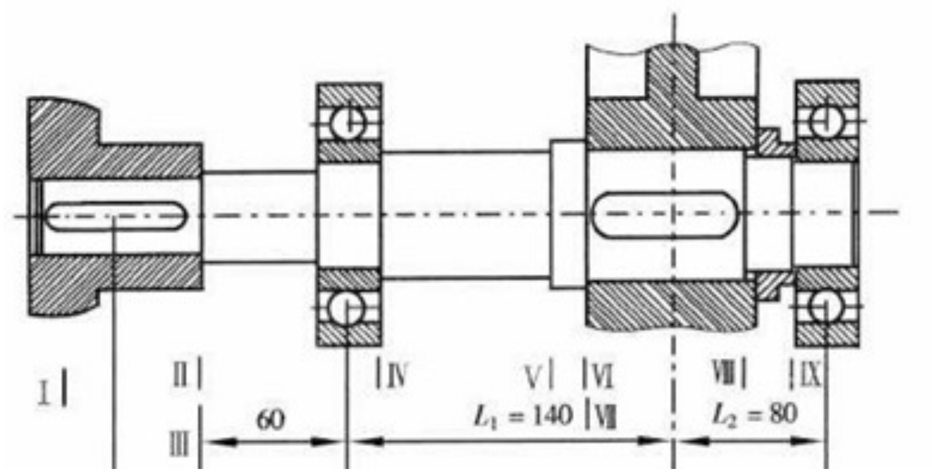
因为设计寿命要求1500h，所以不符合要求

$$L_{h2}=\frac{10^6}{60n}(\frac{C_f}{P_{r2}})^{\varepsilon}=\frac{10^6}{60\times1450}\times(\frac{51500\times1}{9000})^{\frac{10}{3}}h=3852h$$

因为设计寿命要求1500h，所以符合要求。

HW 04.3

两级标准圆柱齿轮减速器输出轴的结构如图所示。已知齿轮分度圆直径$d = 332$ mm，作用在齿轮上的圆周力$F_t = 7780$ N，径向力$F_r = 2860$ N，轴向力$F_n = 1100$ N，单向工作。支点与齿轮中点的距离$L_1 = 140$ mm, $L_2 = 80$ mm。



a) 画出轴的受力简图；

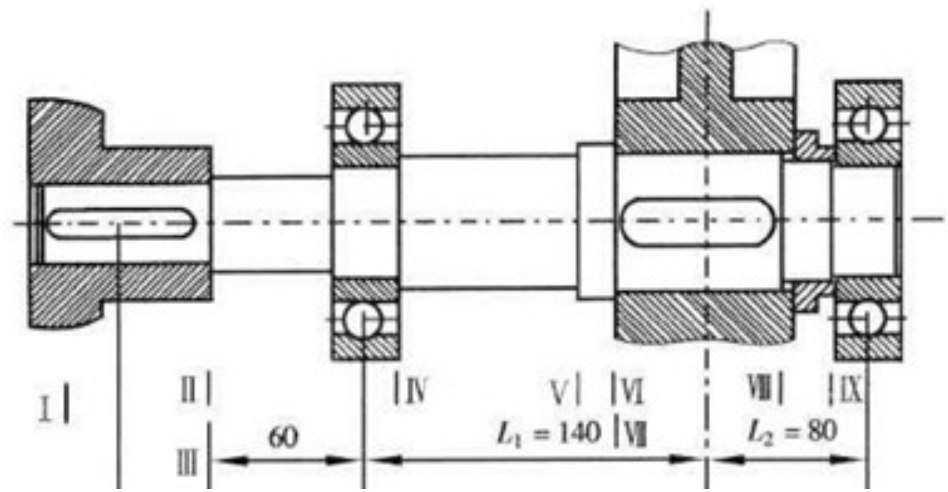
b) 计算支承反力；

c) 画出轴的弯矩图、合成弯矩图及转矩图；

d) 指出危险剖面的位置。

HW 04.3

The structure of the output shaft of a two-stage standard cylindrical gear reducer is shown in the Figure. It is known that the diameter of the gear indexing circle $d = 332$ mm, the circumferential force $F_i = 7780$ N, the radial force $F_r = 2860\ N$, and the axial force $F_n = 1100$ N, which is working in one direction. The distance between the pivot point and the midpoint of the gear $L_1 = 140$ mm,$L_2 = 80$ mm.



a) Draw a force sketch of the shaft;

b) Calculate the support reaction force;

c) Draw the bending moment diagram, synthetic bending moment diagram and torque diagram of the shaft;

d) Indicate the location of the hazardous profile.

HW 04.3

(1) 轴的受力简图如例 7-1 图(b)所示。

(2) 求支承反力。

①求垂直面支承反力。

由 $\sum M_B=0$,得

$$-R_{AY}(L_1+L_2)+F_tL_2=0$$

$$R_{AY}=\frac{F_tL_2}{L_1+L_2}=\frac{7780\times 80}{140+80}\ \mathrm{N}=2830\ \mathrm{N}$$

由 $\sum Y=0$,得

$$R_{BY}=F_t-R_{AY}=(7780-2830)\ \mathrm{N}=4950\ \mathrm{N}$$

②求水平面支承反力。

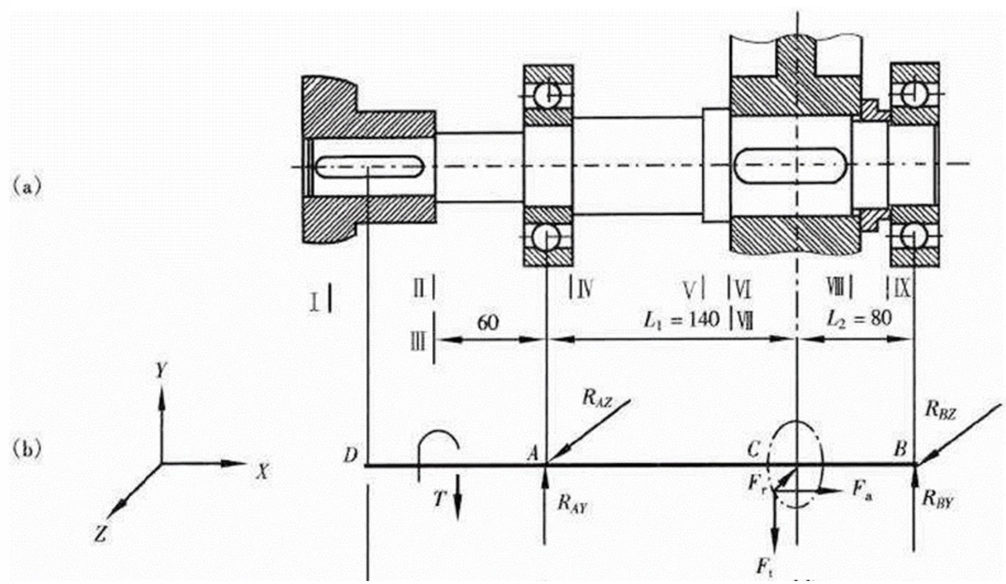
由 $\sum M_B=0$,得

$$-R_{AZ}(L_1+L_2)-F_a\frac{d}{2}+F_rL_2=0$$

$$R_{AZ}=\frac{F_rL_2-F_ad/2}{L_1+L_2}=\frac{2860\times 80-1100\times(332/2)}{140+80}\mathrm{N}=210\ \mathrm{N}$$

由 $\sum Z=0$,得

$$R_{BZ}=F_r-R_{AZ}=(2860-210)\ \mathrm{N}=2650\ \mathrm{N}$$



HW 04.3

（3）画出轴的弯矩图、合成弯矩图及转矩图。

① 垂直面弯矩 M_Y 图如例 7-1 图(c)所示。

C 点：

$$M_{CY}=R_{AY}L_1=2830\times140\ \text{N}\cdot\text{mm}=3.96\times10^5\ \text{N}\cdot\text{mm}$$

② 水平面弯矩 M_Z 图如例 7-1 图(d)所示。

C 点左边：

$$M_{CZ}=R_{AZ}L_1=210\times140\ \text{N}\cdot\text{mm}=2.94\times10^4\ \text{N}\cdot\text{mm}$$

C 点右边：

$$M'_{CZ}=R_{BZ}L_2=2650\times80\ \text{N}\cdot\text{mm}=2.12\times10^5\ \text{N}\cdot\text{mm}$$

③ 合成弯矩 M 图如例 7-1 图(e)所示。

C 点左边：

$$M_C=\sqrt{M_{CY}^2+M_{CZ}^2}=\sqrt{(3.96\times10^5)^2+(2.94\times10^4)^2}\ \text{N}\cdot\text{mm}=3.97\times10^5\ \text{N}\cdot\text{mm}$$

C 点右边：

$$M'_C=\sqrt{M_{CY}^2+M'^2_{CZ}}=\sqrt{(3.96\times10^5)^2+(2.12\times10^5)^2}\ \text{N}\cdot\text{mm}=4.5\times10^5\ \text{N}\cdot\text{mm}$$

④ 作转矩图如例 7-1 图(f)所示。

$$T=F_t\frac{d}{2}=7780\times\frac{332}{2}\ \text{N}\cdot\text{mm}=1.29\times10^6\ \text{N}\cdot\text{mm}$$

⑤ 作计算弯矩图如例 7-1 图(g)所示。

该轴单向工作，转矩产生的剪切应力按脉动循环应力考虑，取 $\alpha=0.6$。

C 点左边：

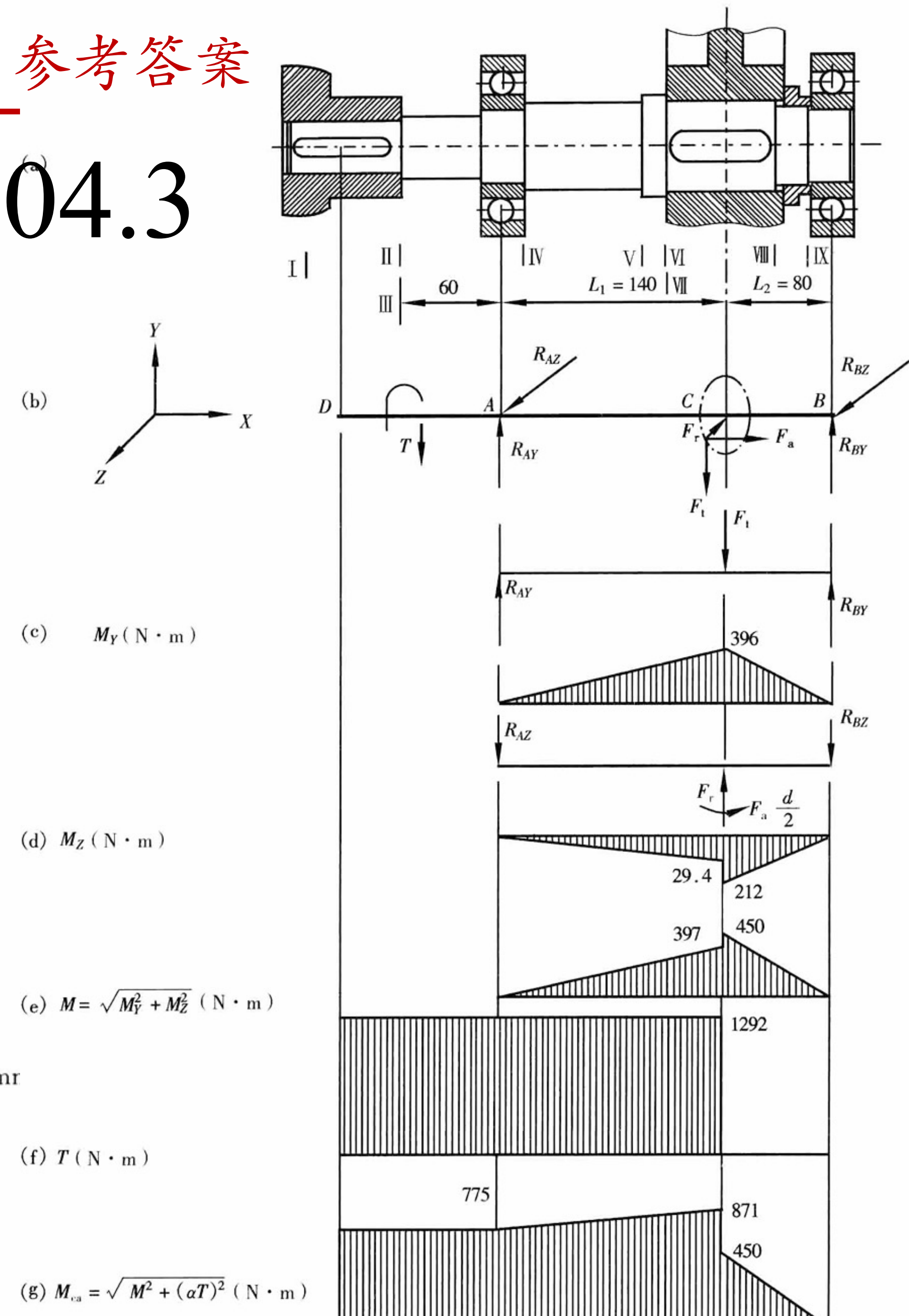
$$M_{caC}=\sqrt{M_C^2+(\alpha T_C)^2}=\sqrt{(3.97\times10^5)^2+(0.6\times1.29\times10^6)^2}\ \text{N}\cdot\text{mr}=8.71\times10^5\ \text{N}\cdot\text{mm}$$

C 点右边：

$$M'_{caC}=\sqrt{M'^2_C+(\alpha T'_C)^2}=\sqrt{(4.5\times10^5)^2+(0.6\times0)^2}\ \text{N}\cdot\text{mm}=4.5\times10^5\ \text{N}\cdot\text{mm}$$

D 点：

$$M_{caD}=\sqrt{M_D^2+(\alpha T_D)^2}=\alpha T=0.6\times1.29\times10^6\ \text{N}\cdot\text{mm}=7.75\times10^5\ \text{N}\cdot\text{mm}$$



HW 04.3

（4）指出危险剖面的位置。

例 7-1 图(a)中，Ⅰ～Ⅸ均为有应力集中的剖面，均有可能是危险剖面。其中Ⅰ～Ⅳ剖面的计算弯矩相同。Ⅱ剖面与Ⅲ剖面相比较，只是应力集中影响不同，可以取应力集中系数较大者进行验算即可。同理，Ⅵ、Ⅶ剖面承载情况也比较接近，可取应力集中系数较大者进行验算。

Thank you~

所有作业要求手写

Autumn 2024