

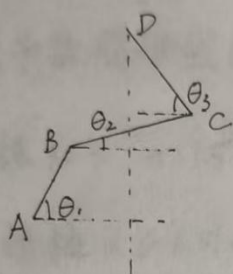
第五组计算报告

撰写人：洪汉松

同组人员：宋俊 吴君祥 李彬彬 陈自然 郭逸众

第一次由宋俊汇报

第一次小组作业中首先要求确定钢卷内外半径，在讨论中我们决定先确定内径大小为 800mm，在此基础上求得外径为 1877mm，本组钢卷重为 32t，由此求得吊装力为 470400N



并由几何关系求得 AB、BC、CD 与水平轴的夹角分别为 $\theta_1 = 86.5^\circ$ ， $\theta_2 = 26.5^\circ$ ， $\theta_3 = 40.0^\circ$

在第三问分析 A 点的夹持力时，变量超过 3 个我们决定对 B 点求矩，因为 B 点处分析内外夹钳的正交力困难，同时夹持时把 A 点处向下的摩擦力取为 $\frac{32t}{4}$ 即 8t，由此解得：

F_{NA} 为 1447 kN

在答辩时老师提出夹持力太大，故重新计算得到 $F_{NA} = 1033.6 \text{ kN}$

第二次由李彬彬汇报

第二次小组作业中

首先讨论是把重力分至 B.C 两点还是 C.D 两点
讨论后决定分至 C.D 两点

计算 $A = \frac{F}{\sigma_s \cdot n}$

得到吊装臂横截面面积 A 至少为 0.00221 m^2

并根据 $k=3$, $n=1.5$ 计算设计

C 处销轴 $d \geq 6.51 \text{ cm}$, 决定取 $d=7 \text{ cm}$

B 处销轴 $d \geq 10.998 \text{ cm}$, 决定取 $d=11 \text{ cm}$

答辩时老师询问 吊装臂的厚度

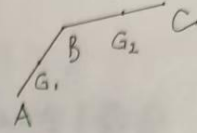
之后考虑厚度决定为 11 mm

并修正吊装臂横截面面积 0.002218 m^2

第三次由吴君祥汇报

第三次小组作业

对外钳臂弯曲内力进行分析



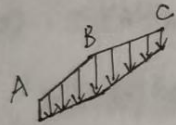
经过讨论,想出三种重力载荷的分析方法

1. 重力简化为集中力, AB段上 G_1 位于距B点410mm处, BC段上 G_2 位于距B点1310mm处

但小组觉得太简单了,分析效果不好故未采用

2. AB, BC段分别视为均布载荷, 其中AG₁为同-载荷, BG₁段为同-载荷, BG₂为同-载荷, CG₂为同-载荷

3. AB, BC段宽度线性变化, 故视为梯形 载荷 即左边这种



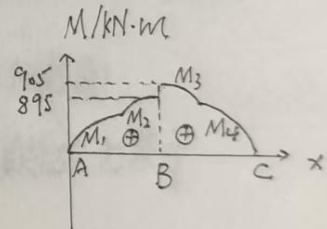
最后采用 2, 3 两种

第2种中: $M_1(x) = -2.1585x^2 + 1029.4x$

$$M_2(x) = -4.707x^2 + 1032.408x - 0.5749$$

$$M_3(x) = -2.17565x^2 + 134.1x + 905$$

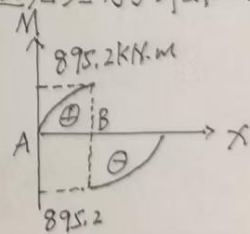
$$M_4(x) = -1.7278x^2 + 32.93x - 904.23$$



这种方法算出在B点会有突变, 但我们把这归结为了计算的误差

第3种中: $M(x) = 9.70867x^3 + 97.19275x^2 - 10289795x$

$$M_2(x) = 48.433x^3 + 1519.4x^2 - 3244.68.4x$$



这种方法计算时非常麻烦, 算了很久

认为B点最危险

老师提出第三种方法我们组画矩图BC段正负画反了, 确实如此

第二种方法不准确, 确实会出现突变

第三种方法准确但麻烦, 还可以使用集中力简化, 简单且准确

第四次由陈自然汇报

第四次小组讨论

检验外钳臂的强度

在上次的小组讨论的基础上我们认为B截面为危险截面

经计算 在AB段

$$\sigma_B = \left| \frac{F}{A_1} + \frac{M_{max}}{W_1} \right| = \left| \frac{129.41 \times 10^3}{0.032} + \frac{89.52 \times 10^3}{7.87 \times 10^{-4}} \right| = 1.175 \times 10^8 \text{ Pa}$$

在BC段

$$\sigma'_B = \left| \frac{F}{A_2} + \frac{M_{max}}{W_2} \right| = \left| \frac{129.41 \times 10^3}{0.022} + \frac{89.52 \times 10^3}{8.52 \times 10^{-4}} \right| = 1.563 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$[\sigma] = 235 \text{ MPa} \div 1.5 = 1.57 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$\therefore$ B点的组合应力在强度范围内。

于是我们认为外钳臂强度合格

在报告时老师提出危险截面可能不位于B截面

同时在思考时要考虑B截面开孔引起的应力集中

第五次由郭逸众汇报

第五次小组作业中

首先第一问分析允许达到的最大平装加速度

运用动静法

$$F_f: 0.1 \times 104 \times 4 \times 10^3 \times 9.8 = 407.68 \text{ kN}$$

$$F_f - G = ma$$

$$a: 2.94 \text{ m/s}^2$$

第二问

首先运用能量法分析静挠度

$$\Delta_{st}: 6.75 \text{ m}$$

$$\text{此时 } \sigma_{st} = \frac{M}{W} = \frac{439.6 \text{ kN}\cdot\text{m}}{1.667 \times 10^{-4}} = 2638 \text{ MPa}$$

已经超过 $[\sigma]$

$$\sigma_d: kd \cdot \sigma_{st} = (1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\Delta_{st}}}) \cdot 2638 = 5275 \text{ MPa}$$

$\therefore$ 货板不安全

课上老师提出第一问中由于运动受力分析与第一次不同,应重新分析

第二问中静载情况下 σ_{st} 已经很大,应考虑在货车中部加支撑如多加一个轮子

第六次由洪汉松汇报

第六次小组作业中 外钳臂优化分析

首先讨论决定设计 h 与 h' 的修正时尽量节省用料, 于是我们思考是否可以让每个截面面积取该值时达到许用正应力即 $W = \frac{M}{[\sigma]}$
由是我们回到第四次小组作业中

1. 首先把均布载荷方案略过其误差过大
2. 思考梯形载荷方案, 经计算觉得不可行

因为 $W = \frac{0.075h^2 - 0.003h}{3}$ 已经约去一些小量仍为二次函数
取梯形载荷则为 $M(x)$ 为三次函数
求解时难以得出 $h(x)$ 的表达式

3. 于是我们决定取用集中力简化方式

其中 $M_1(x) = 1028.9x \text{ kN}\cdot\text{m}$ $0 < x < 0.87\text{m}$ 即 AB 段

$M_2(x) = 859.143 - 328.9x \text{ kN}\cdot\text{m}$ $0 < x < 2.78\text{m}$ 即 BC 段

经计算 AB 段: $A = \int_0^{0.87} \frac{0.15x(0.03 + \sqrt{0.03^2 + 0.00511x})}{0.15} dx = 0.0419 \text{ m}^3$

BC 段: $A = \int_0^{2.78} \frac{0.1\sqrt{-0.126x + 0.342}}{0.15} dx = 0.106 \text{ m}^3$

$\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$

代入 $m_{\text{总}}: 328.92 \text{ kg} + 832.1 \text{ kg} = 1161.02 \text{ kg}$

到此完成第一问

第2问要我们分析40t. 极限工况下外钳臂的质量

与是根据线性关系 $m = \frac{40}{32} \times 1161.02 \text{ kg} = 1451.275 \text{ kg}$

总结

总结

本学期的六次翻转课堂按确定外夹钳钳口位置及夹持力大小 $\rightarrow$ 计算吊装臂截面面积的大小确保强度达标并设计销轴尺寸 $\rightarrow$ 外钳臂弯曲内力分析确定危险截面 $\rightarrow$ 外钳臂弯拉组合变形 $\rightarrow$ 动静法分析加速度及冲击分析 $\rightarrow$ 最后优化外钳臂的截面设计, 把案例分析与上课进度巧妙结合得以学以致用, 用材料力学课上的知识把一个实际问题巧妙简化并解决, 完成了夹钳各参数的设计。