

翻车机计算报告

阮逸

一、第一次翻转课堂：全机械式翻车机静力学问题

1.1 基本工况

干砂，松散密度为 1.6t/m^3 ，安息角 35° ，对混凝土的摩擦系数为 0.7，对钢板的摩擦系数为 0.5。

物料高度 1600mm，车身重 21t，另有 5t 配重。

设车厢内部（承载空间）最大物料宽 3000mm，最大物料高度为 2100mm，车厢内长为 9600mm。

1.2 不同翻转角度下的状态

翻车机的工作过程是一个连续的翻转过程，从初始的 0 度到最终的倾泻角度（约 150 度），夹紧臂的姿态随角度动态变化。

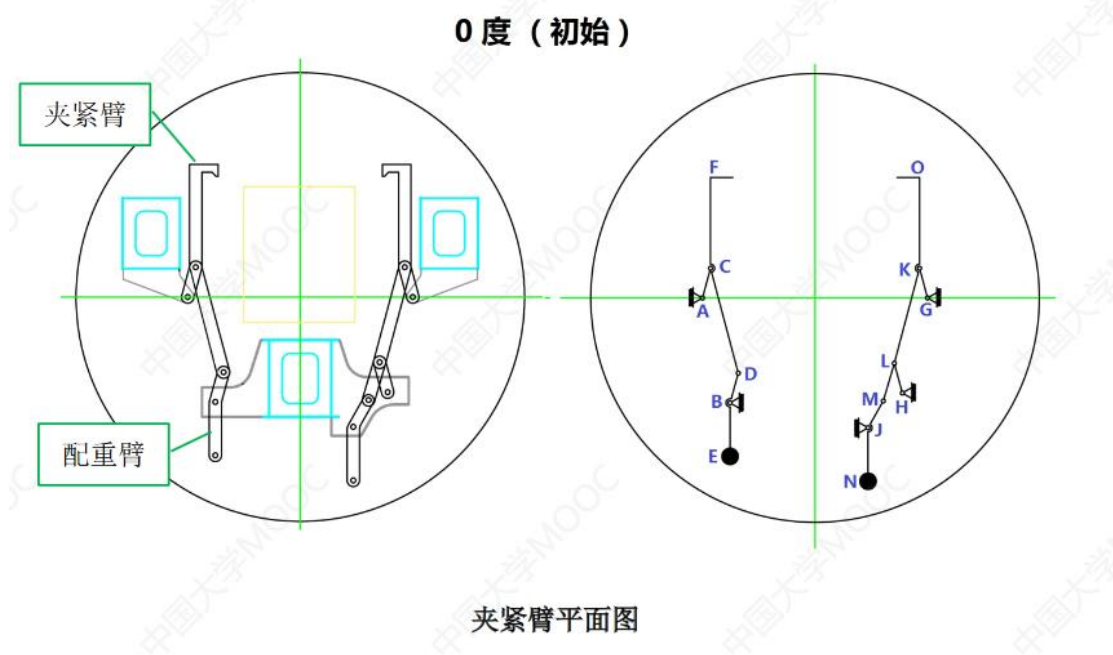


图 1-1 0°初始状态（车厢进入翻车机，夹紧臂处于张开状态）

30 度（翻转）

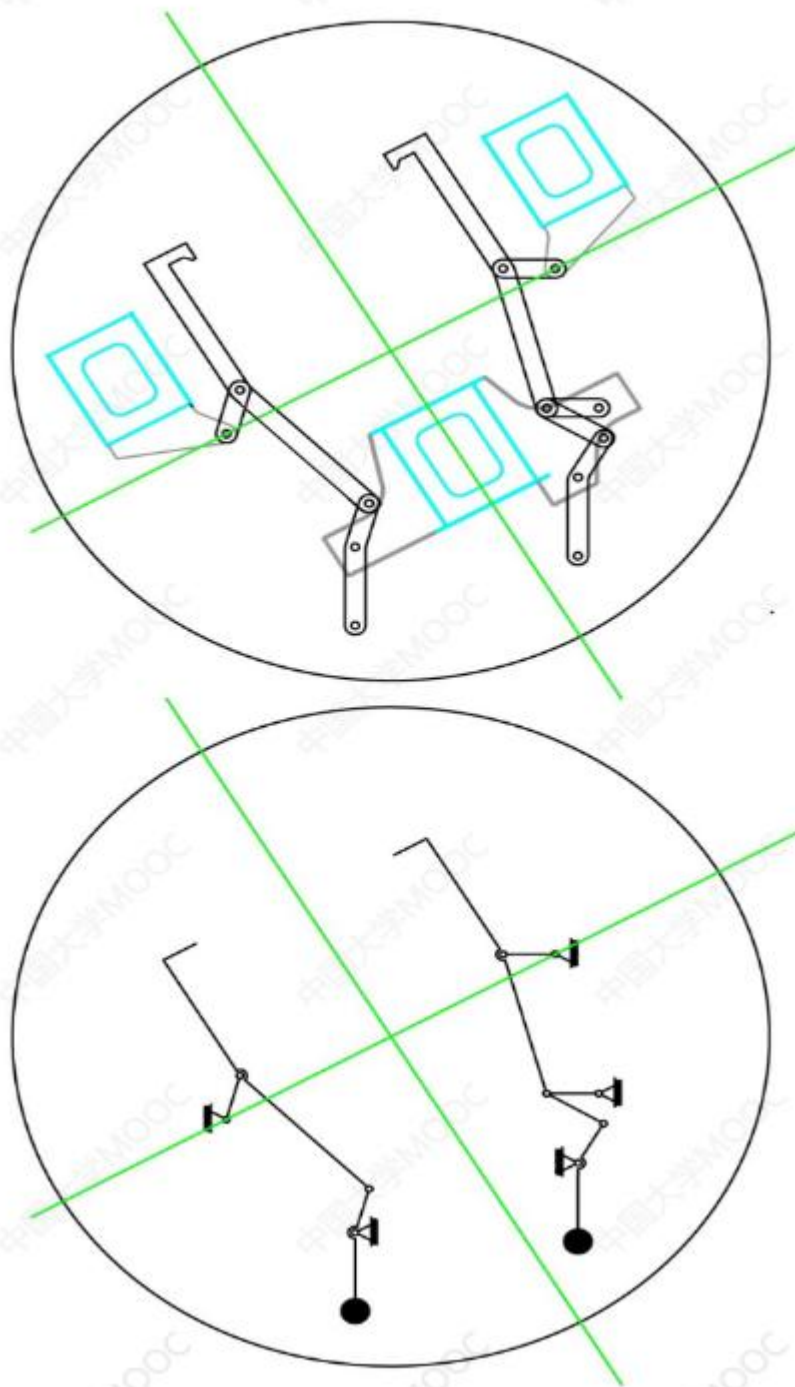


图 1-2 30°翻转过程（翻车机开始转动，夹紧臂随动保持贴合）

50 度（锁紧）

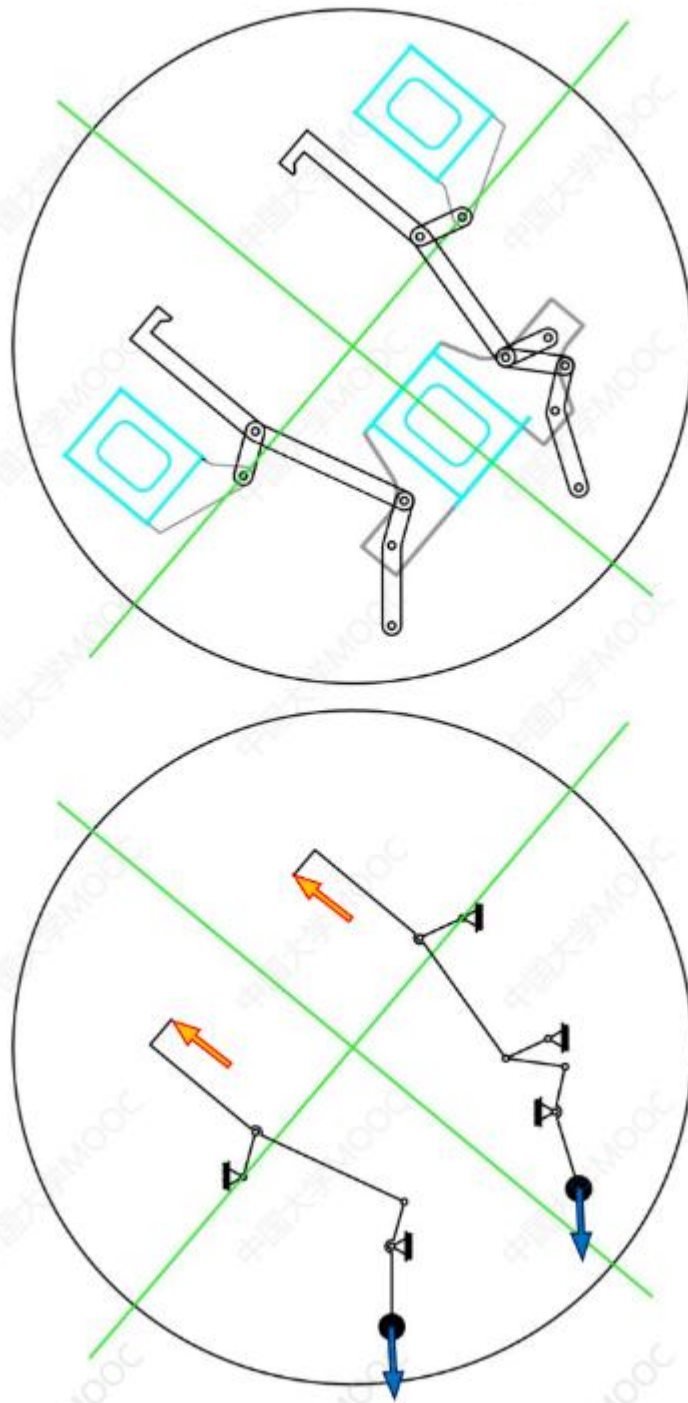


图 1-3 50°锁紧状态（完成对车厢的最终夹紧，确保翻转过程绝对安全）

150 度（倾泻）

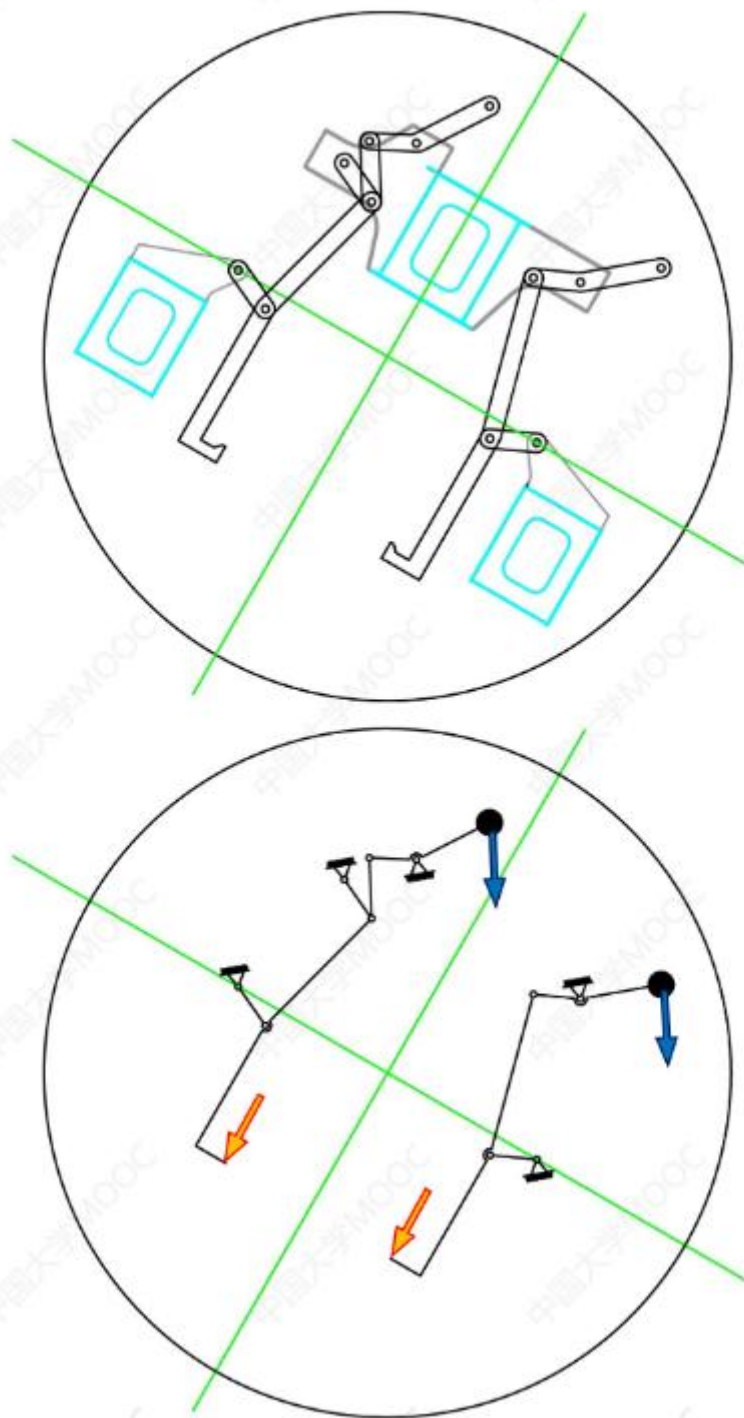


图 1-4 150°倾泻状态（达到最大翻转角度，车厢内物料完全卸出）

1.3 问题一：货物重量计算

若单个车厢的重量为 $G_k=21$ 吨，试计算小组工况下每节车厢所运输的货物重量。

核心考量：安息角（Angle of Repose）。工程场景中，货物堆放时的自然堆积角度直接决定车厢有效容积与安全承重上限。

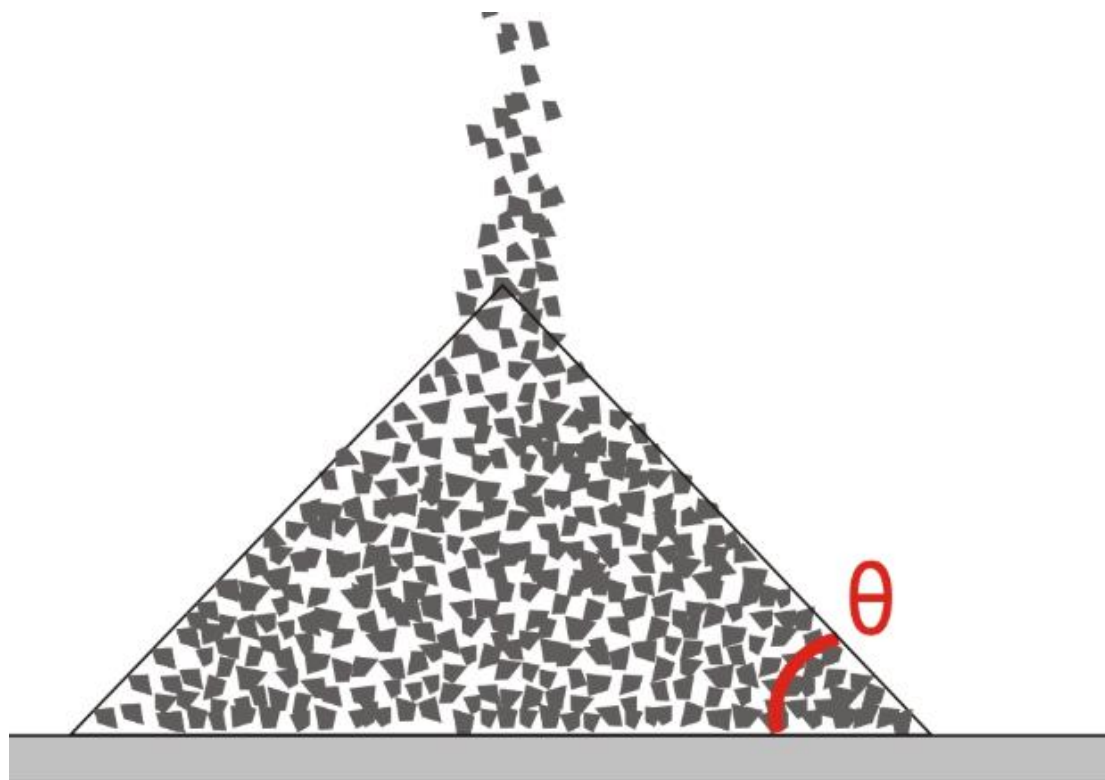


图 1-5 安息角示意图

由小组工况，题目中所给的车厢内部（承载空间），最大物料宽 $b=3000\text{mm}$ ，物料最大高度 h 为 2100mm ，车厢内长 a 为 9600mm ，此题取物料高 1600mm （老师给定）。

$$V = abh = 3 \times 9.6 \times 1.6 = 46.08 \text{ m}^3$$

$$G = \rho V = 1.6 \times 46.08 = 73.728 \text{ t}$$

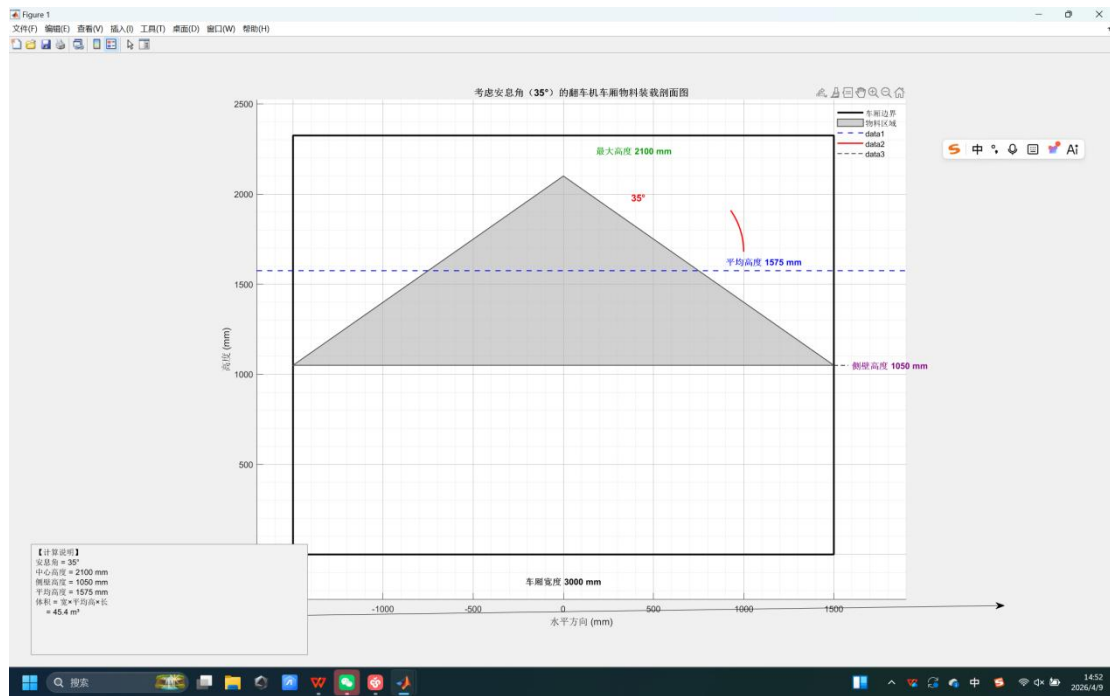


图 1-6 MATLAB 计算安息角等效高度

将安息角 (35°) 和物料最大高度 (2100mm) 数据传给 MATLAB, 分析之后计算出该物料堆体的等效高度是 1575mm, 与老师给出的 1600mm 近似。

1.4 问题二：50 度翻转时夹紧力分析

核心洞察：夹紧力需克服物料偏载力矩，确保锁紧系统绝对稳定。难点：解方程，找角度。

受力分析方法与平衡方程：先整体后隔离。

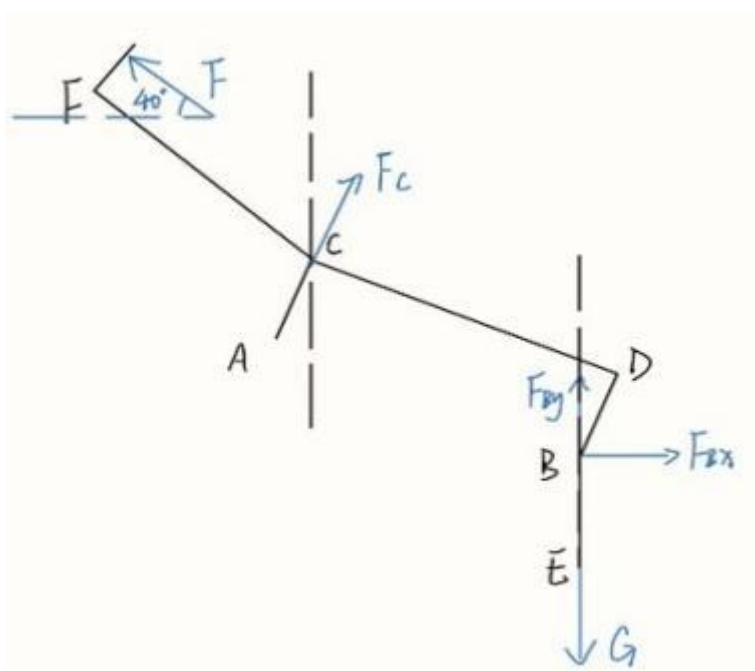


图 1-7 整体受力模型

配重的重力 $G = 5t \times 9.8 = 49000N$ 。

整体平衡方程：

$$\begin{aligned}\sum F_x = 0: & FB_x + FC \cdot \sin 15^\circ - F \cdot \cos 40^\circ = 0 \\ \sum F_y = 0: & F_{By} + FC \cdot \cos 15^\circ + F \cdot \sin 40^\circ = G \\ \sum MC = 0: & F_{By} \cdot (CD \cdot \sin 75^\circ - BD \cdot \cos 75^\circ) + FB_x \cdot (CD \cdot \cos 75^\circ + BD \cdot \sin 75^\circ) + F \cdot 300 = \\ & G \cdot (CD \cdot \sin 65^\circ - BD \cdot \cos 75^\circ) \\ \sum F_x = 0 \\ F_{Bx} + F_c \sin 15^\circ - F \cos 40^\circ = 0 \\ \sum F_y = 0 \\ F_{By} + F_c \cos 15^\circ + F \sin 40^\circ = G \\ \sum M_C = 0 \\ F_{By}(CD \sin 75^\circ - BD \cos 75^\circ) + F_{Bx}(CD \cos 75^\circ + BD \sin 75^\circ) \\ + F \cdot 300 = G(CD \sin 65^\circ - BD \cos 75^\circ)\end{aligned}$$

图 1-8 平衡方程

隔离法：对 DBE 杆分析

$$\sum MD = 0: -F_{By} \cdot BD \cdot \sin 15^\circ + FB_x \cdot BD \cdot \cos 15^\circ + G \cdot BD \cdot \sin 15^\circ = 0$$

最终目标：联立上述三组方程，消元求解得到夹紧力 F 的精确值。

1.5 问题三：150 度翻转时夹紧力分析

极限工况场景：聚焦翻车机 150°最大翻转姿态，模拟货物重心偏移下的受力环境。

计算复杂度高：机构姿态复杂，受力点多且分布不均，传统手动解析方法难以精准求解。

安全阈值验证：重点分析夹紧力的动态变化趋势，校验其是否满足设备安全运行的设计标准。

整体平衡方程（150°）：

$$\begin{aligned}\sum F_x = 0: & FB_x + FC \cdot \sin 15^\circ - F \cdot \cos 60^\circ = 0 \\ \sum F_y = 0: & F_{By} + FC \cdot \sin 15^\circ - F \cdot \cos 30^\circ - G = 0 \\ \sum MC = 0: & F_{By} \cdot (CD \cdot \cos 75^\circ + BD \cdot \cos 15^\circ) - FB_x \cdot (CD \cdot \cos 75^\circ + BD \cdot \sin 75^\circ) + F \cdot 300 - \\ & G \cdot (CD \cdot \cos 75^\circ + BD \cdot \cos 15^\circ) = 0\end{aligned}$$

最终计算结果：

水平约束力： $F_{Bx} = 27152 \text{ N}$

竖直约束力： $F_{By} = 116551 \text{ N}$

连杆受力： $F_C = -11326 \text{ N}$

车厢夹紧力： $F = 76866 \text{ N}$

1.6 问题四：最危险角度分析

核心公式：最大危险角 = 90° - 安息角

本组工况的安息角是 35° ，所以：最大危险角 = $90^\circ - 35^\circ = 55^\circ$

安息角的物理意义：干砂自然堆积时，斜面与水平面的最大夹角（ 35° ）。车厢翻转时，物料相对于车厢底板的滑移临界角 = 安息角（ 35° ）。当车厢翻转角度 = $90^\circ -$ 安息角时，物料刚好开始自动流出。

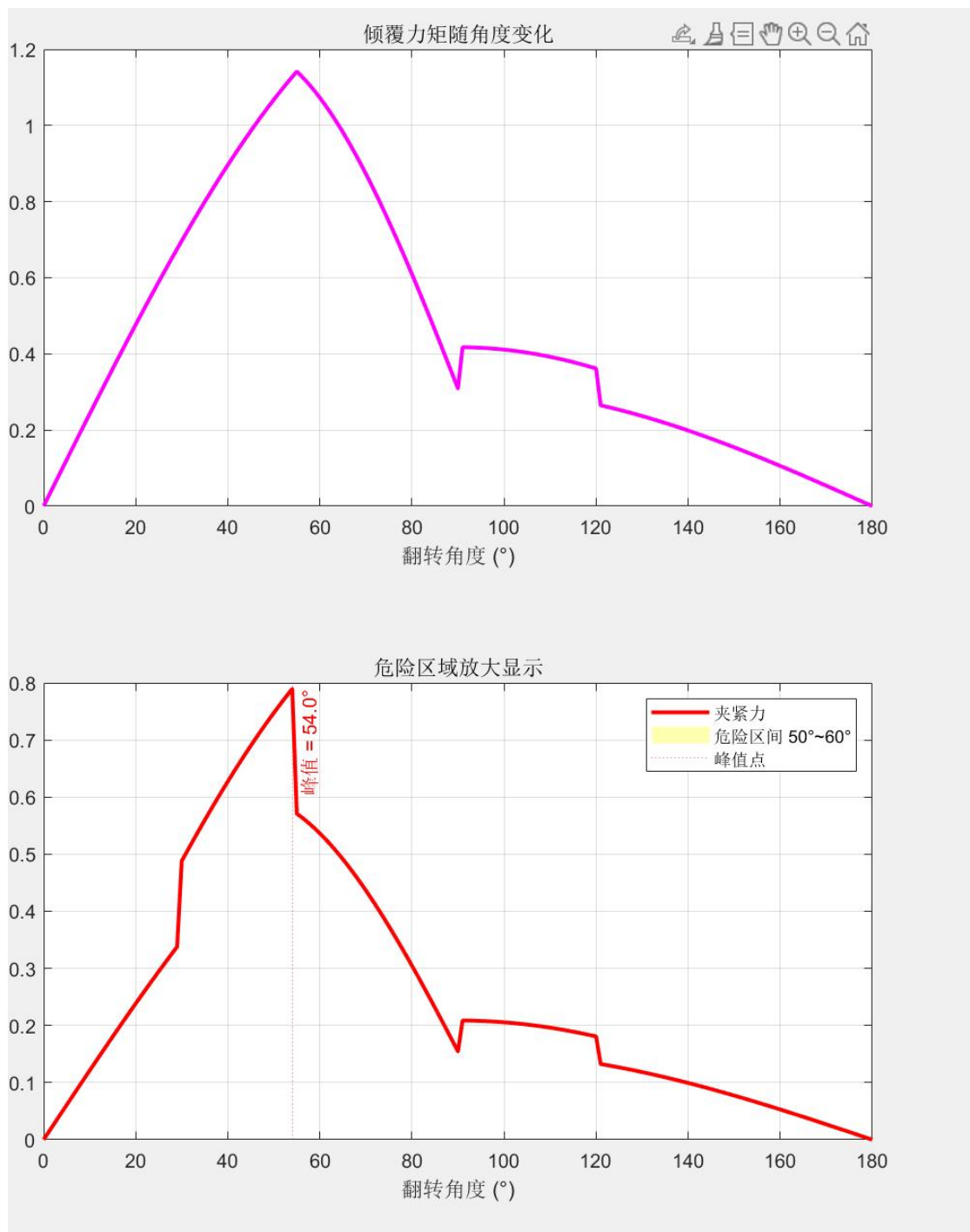


图 1-9 倾覆力矩随角度变化与危险区域

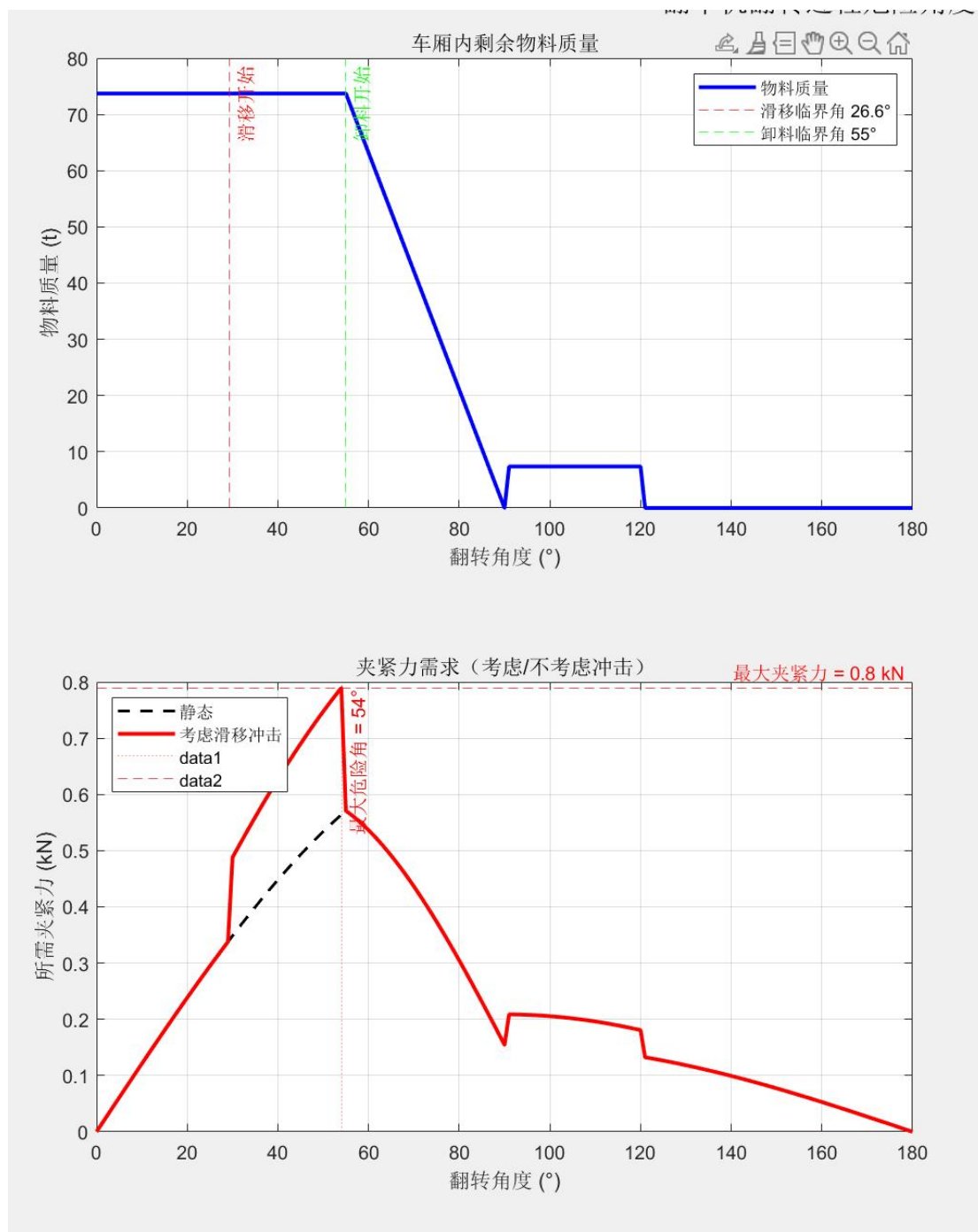


图 1-10 夹紧力需求曲线（考虑/不考虑冲击）

摩擦角分析：当翻转角刚刚达到摩擦角时，物料开始有相对车厢滑移趋势（干砂与车厢摩擦系数为 0.5）。

摩擦角计算

$$N = mg \cdot \cos\theta$$

$$f = \mu mg \cdot \cos\theta$$

$$f = mg \cdot \sin\theta$$

$$\tan\theta = \mu = 0.5$$

$$\theta = 26.6^\circ$$

危险角的范围是 $[26.6^\circ, 55^\circ]$ 。

1.7 第一次翻转课堂总结

1. 静力学平衡方程： $\sum F_x=0$ 、 $\sum F_y=0$ 、 $\sum M=0$ 是解决刚体静力学问题的基本方程，适用于整体法和隔离法分析。

2. 整体法与隔离法：对于多构件机构，先整体后隔离的分析方法可以有效减少未知量，逐步求解。

3. 安息角与摩擦角：安息角是散体物料自然堆积的稳定角度，摩擦角是物体开始滑动的临界角度，二者概念不同但都与摩擦系数相关。

4. 机构运动分析：翻车机是一个多连杆机构，不同翻转角度下各构件的姿态和受力都在动态变化。

5. 物料高度的选取需要考虑安息角的影响，不能直接取车厢最大高度，应取等效平均高度。

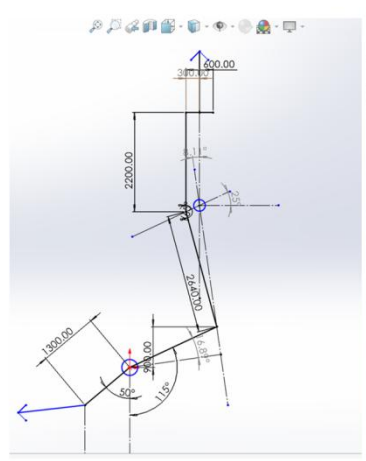
6. 夹紧力在翻转过程中不是恒定值，存在一个最大值（危险角度），设计时应以最大夹紧力为依据。

7. 50° 锁紧状态和 150° 倾泻状态是两个关键工况，都需要进行强度校核。

8.

第一次翻转课堂数据改进


大连海事大学
DALIAN MARITIME UNIVERSITY



$\theta = \text{旋转角度 } \sim 50^\circ$

$Gx_1 = F_D \cdot x_2$

$x_1 = BE \cdot \sin\theta$

$x_2 = BD \cdot \cos 16.89^\circ$

可求出 $F_D = 75478 \sin\theta$

三力汇交

$\sum F_x = 0:$

$F_D' \sin 8.11^\circ = F_C \cos 25^\circ$

$\therefore F_C = 11748.8 \sin\theta$

$\sum F_y = 0:$

$F = F_C \sin 25^\circ + F_D' \cos 8.11^\circ$

F 是一个关于 θ 的关系式

$F = 79688.4 \sin\theta$

$\theta \in [0, 130^\circ]$ $\theta = 90^\circ$ 时, F_C 最大

此时 旋转角度为 140°

$F_{C\max} = 11748.8 \text{ N}$

第一次翻转课堂的数据计算方法有问题，进行了改进，运用了相对运动的思想，与机械原理所学知识对比，得出了较为合理的数据，由该方法算出的连杆受力 F_C 也在第二次翻转课堂时运用。

四、第二次翻转课堂：应变测试与夹紧臂连杆设计

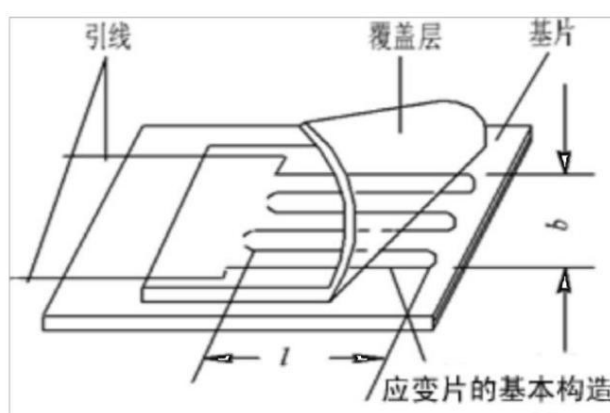
2.1 应变测量原理

问题：应力和应变哪个量可以通过实验测量？

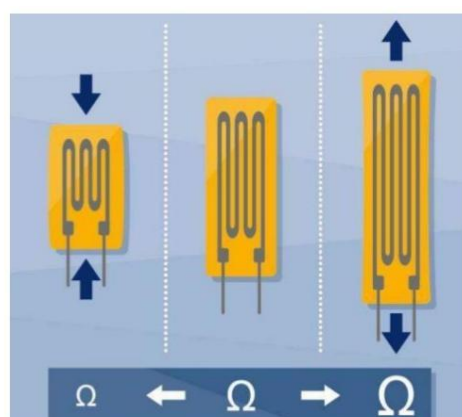
答案是应变。变形体的微小改变可以利用光测法和电测法来测量。

光测法：既可以利用光线衍射、激光测距等方式来衡量微小的变形，现在也可利用高清摄像技术的图片对比也可获取构件的变形量。

电测法：是当前工程测量应用很广的一种测量方法，现场的可操作性强。电测法的基本原理要从电阻应变片说起。



(a) 电阻应变片结构



(b) 电阻应变片工作原理

图 4-1 电阻应变片结构与工作原理

电阻应变片的尺寸很小，利用 502 胶等粘结剂固定在打磨光滑的构件表面后通过导线与电阻应变仪相连接。导线中通有直流电，因此当构件表面产生变形时，粘附其上的应变片会一起产生变形，进而引起电阻的改变并改变电信号。最后通过电子应变仪采集到的电信号改变量反算出电阻应变片的长度改变量 Δl ，根据应变片内的电阻丝初始长度可以计算出指定方向的线应变。

$$\varepsilon = \Delta l / (n \cdot l)$$

其中 $n=6$ 是放大了 6 倍的变形量，以提高精度。

电阻应变片贴片要注意方向性，沿要测量的线应变的方向贴片。

2.2 翻车机靠板梁的应变测量

测量步骤：

1. 根据软件数值模拟确定测点位置；
2. 贴应变片和布线；

3. 测试和处理结果。

测点布置：在端环附近、梁中、前后梁等关键位置布置应变片，通过数值模拟确定应力较大的区域作为测点。

2.3 夹紧臂连杆设计

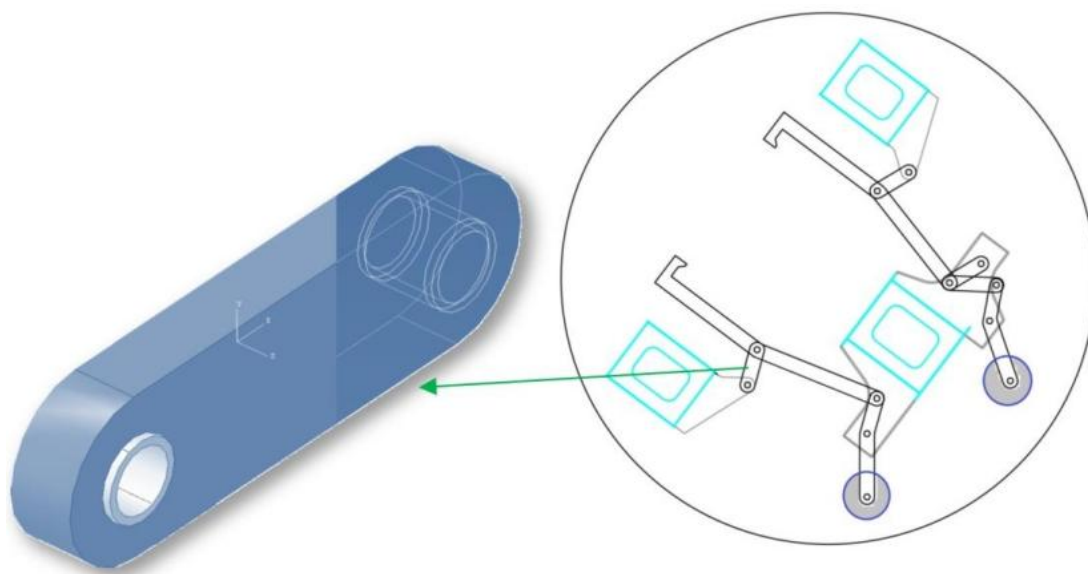


图 4-2 连杆在翻车机中的位置

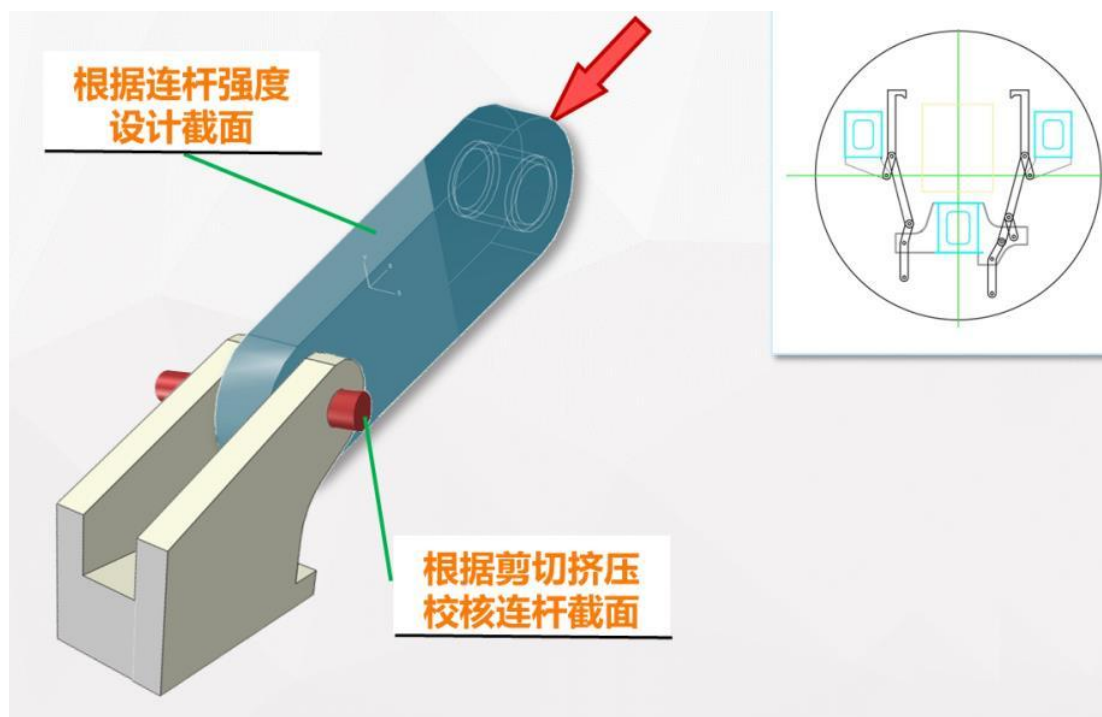


图 4-3 连杆设计示意图

已知条件：

连杆的孔距为 900mm，材料为 Q235 钢 ($\sigma_s = 235 \text{ MPa}$)。

现有厚度为 20mm、30mm、40mm、50mm、60mm 的钢板可用于连杆的切割制作。

设连杆的安全系数 $n = 1.5$ 。

铰接孔处的最大应力按 $\sigma = 2 \times F / A_k$ 计算，其中应力集中因数取 2，平均应力由轴向力 F 除以真实横断面面积 A_k （开孔处）计算得出。

销轴采用 Q345 钢制造（ $\sigma_s = 345 \text{ MPa}$ ），销轴的极限切应力为刚进入屈服阶段时的切应力（滑移线阶段） $\tau = \sigma_s / 2$ 。

考虑到翻卸过程存在冲击效应（动力冲击载荷并非静力载荷），安全系数取为 $n = 2.5$ 。

2.4 设计要求

试设计连杆和销轴的尺寸，并完成强度分析与计算：

1. 保证开孔处的拉伸强度和杆件的强度应该如何设计连杆？
2. 保证销轴的剪切强度和挤压强度，如何选择销轴？
3. 应选择何种厚度的钢板可以满足当前的强度需求？

2.5 分析过程

销轴设计



先分析销轴

正应力： $\sigma_0 = F_c / A_1 < \sigma_s / 2.5$ ①

切应力： $\tau_0 = (F_c/2) / A_2 < \tau / 2.5$ ②

$\tau = \sigma_s / 2$

$\sigma_s = 345 \text{ MPa}$

设连杆厚为 x ，孔半径为 r

$A_1 = 2rx$, $A_2 = \pi r^2$

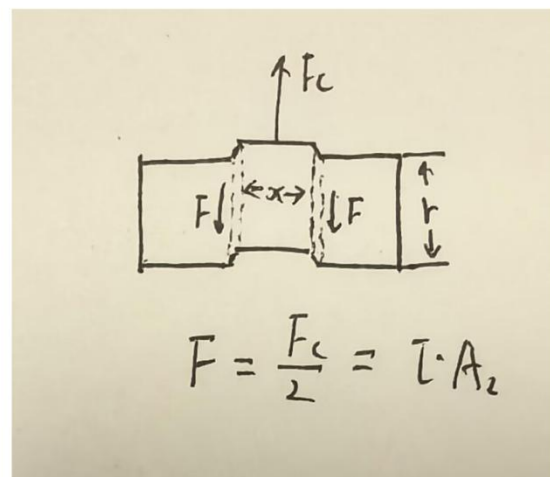
由第一次翻转课堂的数据，

$F_c = 11749 \text{ N}$

解②式得： $r > 5.21 \text{ mm}$

把 $r = 6$ 代入①式中

解①式得： $x > 7.09 \text{ mm}$



分析连杆开口强度

拉应力: $\sigma_1 = K \cdot F_c / A_3 < \sigma_s / 1.5$ ③

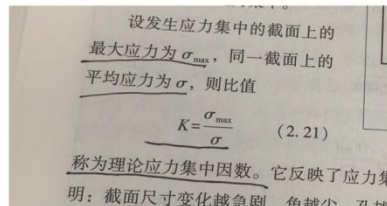
$A_3 = (l - 2r) \cdot x$, $\sigma_s = 235 \text{ MPa}$

l 为连杆宽度, 应力集中因数 $K=2$

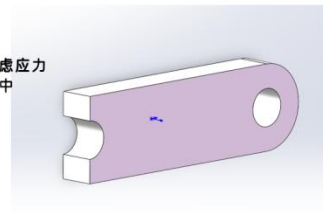
$x = 8 \text{ mm}$, $r = 6 \text{ mm}$ 时,

解③式得: $l > 30.75 \text{ mm}$

$\therefore l$ 取 31 mm , x 取 20 mm (用 20 mm 厚的板), r 取 6 mm



考虑应力集中



2.6 第二次翻转课堂总结

1. 应变电测法: 电阻应变片是测量应变的常用工具, 利用电阻随变形变化的原理, 通过惠斯通电桥测量微小的电阻变化, 进而得到应变值。
2. 应力集中: 开孔处会产生应力集中, 应力集中因数通常大于 1, 设计时需要考虑应力集中对强度的影响。
3. 轴向拉压强度: 拉杆的强度条件为 $\sigma = F/A \leq [\sigma]$, 开孔处需要用净截面面积计算。
4. 剪切与挤压强度: 销轴需要同时校核剪切强度和挤压强度, 剪切面和挤压面的计算是关键。
5. 动力放大系数: 冲击载荷下的应力会比静载荷大, 需要乘以动力放大系数 K_d 来考虑冲击效应。
6. 连杆设计需要同时考虑杆件本体的拉伸强度和开孔处的应力集中, 开孔处往往是危险截面。
7. 销轴的剪切面数量需要根据结构确定, 单剪切面和双剪切面的计算方法不同。
8. 钢板厚度的选择需要综合考虑强度要求和经济性, 不是越厚越好。
9. 应变测试是验证理论计算的重要手段, 数值模拟与实验测试相结合可以提高设计的可靠性。
10. 进行了修改, 之前正应力、切应力公式运用有误, 经修改, 以上结果是正确的。

二、第三次翻转课堂：翻车机靠板梁内力图绘制

3.1 车辆受力分析

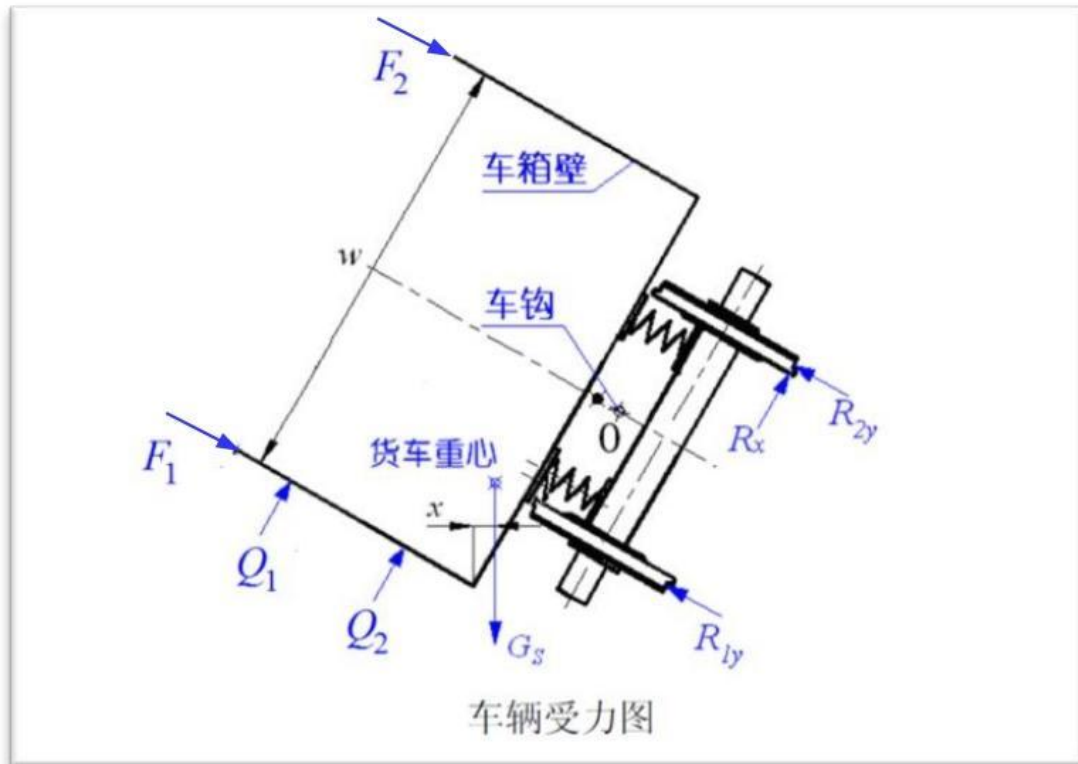


图 2-1 车辆受力图

Gs 需要根据剩余物料和车辆自重进行计算，压车力 F1 和 F2 来源于夹紧臂计算，铁轨支撑力 R 来源于平台梁轨道。Q1 和 Q2 则是靠板梁给予车辆的支撑力，车辆轮轴和车厢间弹簧的压缩力可由弹簧受载曲线计算出来。

3.2 约束反力随角度变化曲线

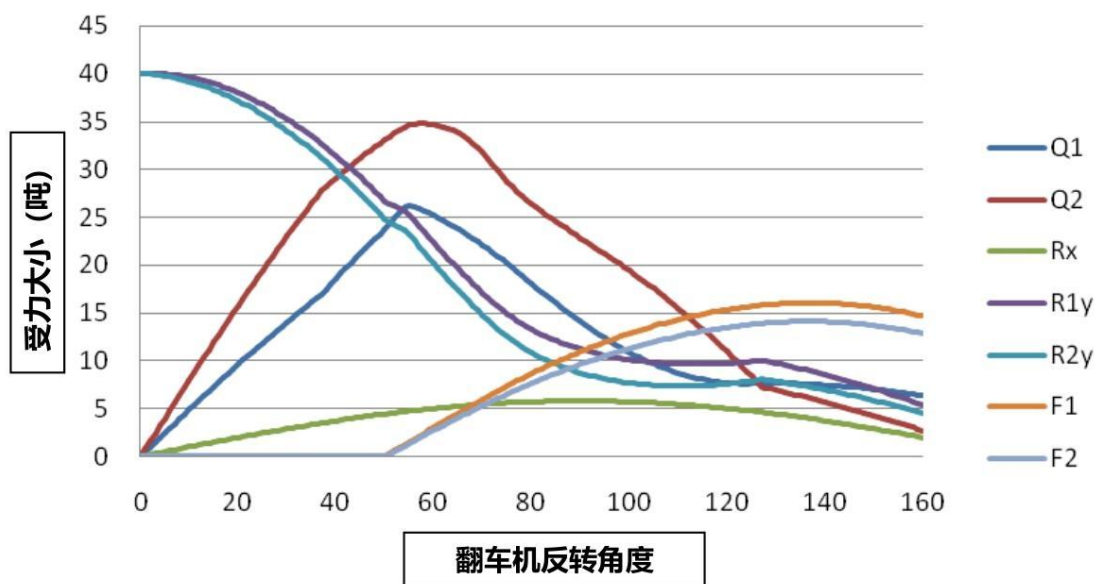


图 2-2 各约束反力随翻转角度变化曲线

初始状态下铁轨的支撑点为 2 组，支撑力为 $2(40+40)=160t=129t+21t$ ，其中 $129t$ 为物料重，而 $21t$ 为车重。相应的夹紧力 $F1$ 和 $F2$ 也是两组，在 140 度达到最大，但靠板的总支撑力始终为 $Q1$ 和 $Q2$ 之和。

近似假设：

1. 不同物料重量下的这些约束反力是成比例线性改变的；
2. 靠板梁受的力为 $Q1$ 和 $Q2$ 之和，且作用于靠板梁侧面中点。

3.3 靠板梁受力模型

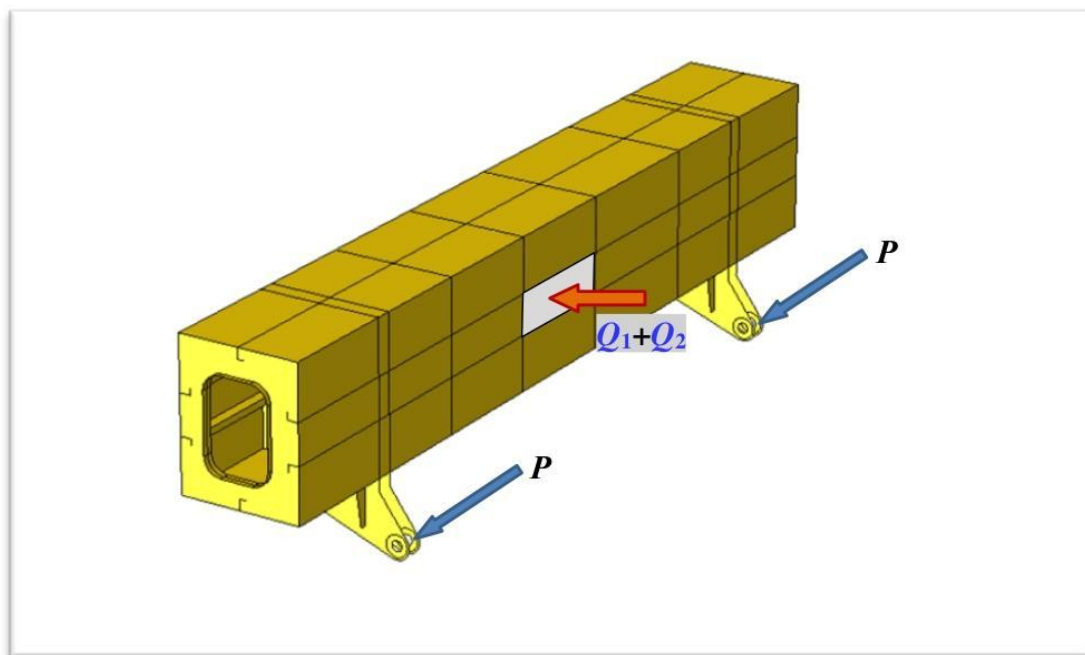


图 2-3 靠板梁受力示意图

靠板梁两端固定于端环上，可看作固定端约束，箱型梁的尺寸如下：

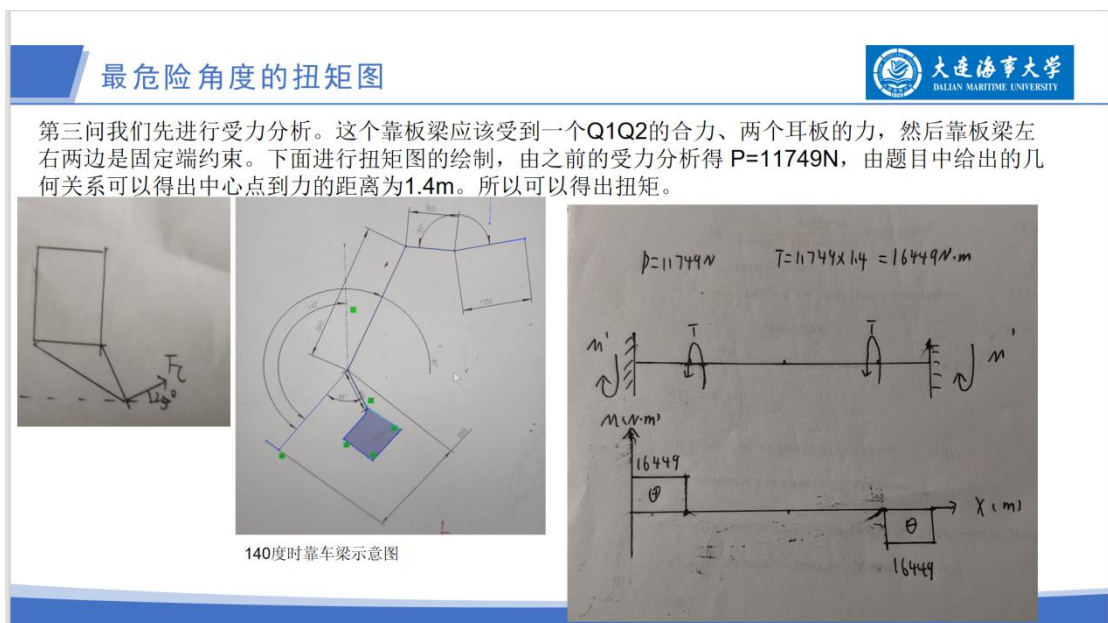
截面尺寸：高 1700mm，宽 1200mm

梁总长：18000mm

支撑点间距：3200mm（从端部到支撑点）

3.4 内力图

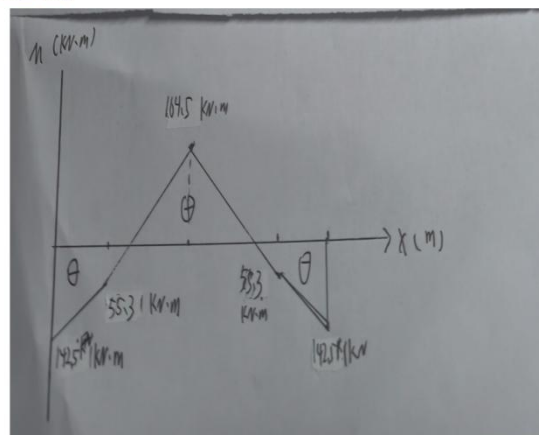
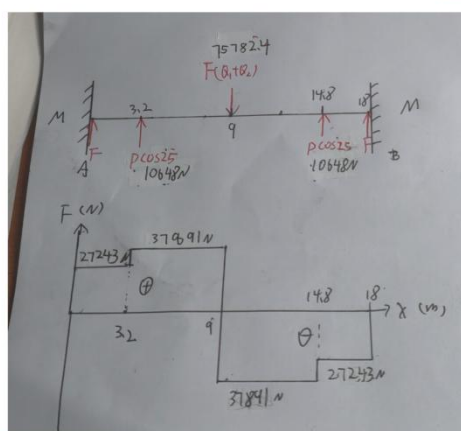
在第一次翻转课堂时，我们对左半边的各杆进行了局部和整体的受力分析，知道了 F_c 和夹紧力 F 是正比关系，所以问题就成了求 F 最大时的角度。从老师给出的式子，夹紧力只和下面的配重有关，我们很容易就知道当 $\alpha=140^\circ$ 时， F 最大， F_c 最大，连杆产生的压力最大。



水平方向剪力图, 弯矩图



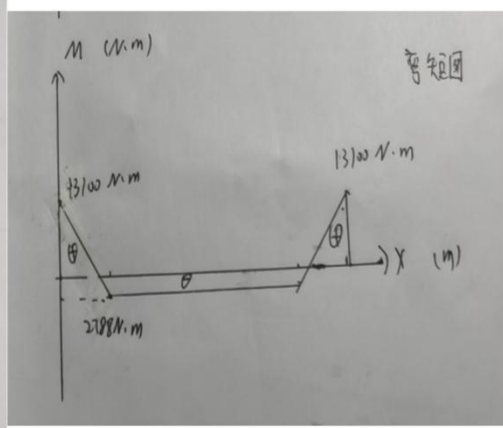
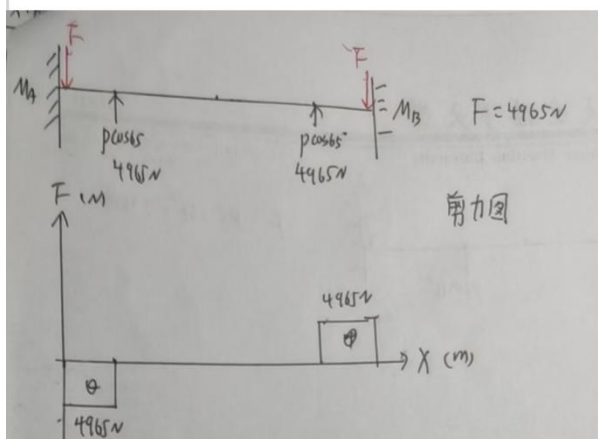
进行剪力图和弯矩图的绘制。由于耳板上所受的力和 $Q1+Q2$ 不在一个平面内，故将其分解到水平和竖直平面进行分析。在水平方向，受 $Q1+Q2$ 的力，和两个耳板的力的水平分量。（固定端力矩求法）



竖直方向剪力图, 弯矩图



在竖直方向，受到两个耳板的竖直分量。（固定端力矩求法）



3.5 第三次翻转课堂总结

1. 静不定梁的内力分析：靠板梁是两端固定的静不定梁，需要通过变形协调条件求解多余约束力。
2. 分布载荷与集中载荷：靠板梁承受的是分布载荷（物料和车重），可以简化为集中载荷作用于中点。
3. 内力图绘制：剪力图和弯矩图是梁强度分析的基础，需要准确绘制危险截面的内力值。
4. 载荷随角度变化：翻车机翻转过程中，靠板梁的受力是动态变化的，需要找到最危险的角度。

5. 靠板梁的支撑反力 Q_1+Q_2 在翻转过程中先增大后减小，存在一个最大值。
6. 内力图的准确绘制是后续强度分析的基础，必须确保计算正确。

三、第四次翻转课堂：翻车机靠板梁强度分析

4.1 已知条件

靠板梁的材料为 Q345B 低碳钢 ($\sigma_s = 345 \text{ MPa}$)，工作安全系数为 1.5。

靠板梁为箱型梁，截面尺寸如下图所示（单位 mm）：

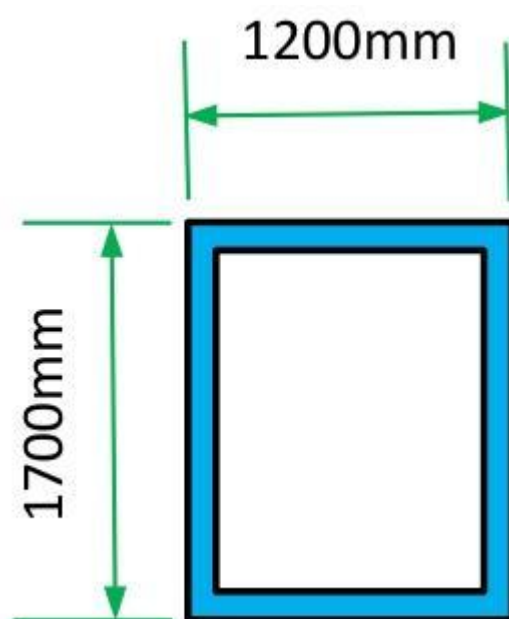


图 3-1 箱型梁截面尺寸

$h = 1700 \text{ mm}$ ， $b = 1200 \text{ mm}$ ，箱型梁的钢板厚度为 $\delta = 20 \text{ mm}$ 。

4.2 组合变形形式分析

靠板梁承受的是组合变形，包括：

1. 平面弯曲：由竖直方向的载荷引起，在梁的竖直平面内产生弯曲正应力。
2. 扭转：由偏心载荷引起，箱型梁发生扭转变形，产生扭转切应力。
3. 横向剪切：由剪力引起，产生剪切切应力。

4.3 闭口薄壁构件的扭转

当闭口薄壁构件发生扭转时，横截面上任意一点处的壁厚 δ 与切应力 τ 的乘积不

变。因为箱型梁目前采用等厚钢板制成，故横截面上的切应力可用下式计算：

$$\tau = T / (2\omega\delta)$$

上式中 ω 是截面中线所围面积（ $\omega = (h-\delta) \cdot (b-\delta)$ ）。

公式的推导可参考教材第 102-103 页（材料力学第 7 版，刘鸿文）。

4.4 强度计算方法

对于组合变形的强度计算，采用叠加原理：

1. 分别计算每种变形引起的应力；
2. 将同一点的正应力和切应力进行叠加；
3. 采用第三强度理论（相当应力）进行强度校核。

$$\sigma_{r3} = \sqrt{(\sigma^2 + 4\tau^2)} \leq [\sigma]$$

其中： $[\sigma] = \sigma_s / n = 345 / 1.5 = 230 \text{ MPa}$

4.5 危险角度分析

反转过程中的危险角度需要综合考虑：

1. 弯矩最大的角度；
2. 扭矩最大的角度；
3. 相当应力最大的角度。

由于靠板梁的受力随翻转角度动态变化，需要计算多个角度下的应力值，找到相当应力最大的角度作为危险角度。

4.6 第四次翻转课堂总结

1. 组合变形：当构件同时承受多种基本变形时，采用叠加原理分别计算每种变形的应力，然后进行强度校核。

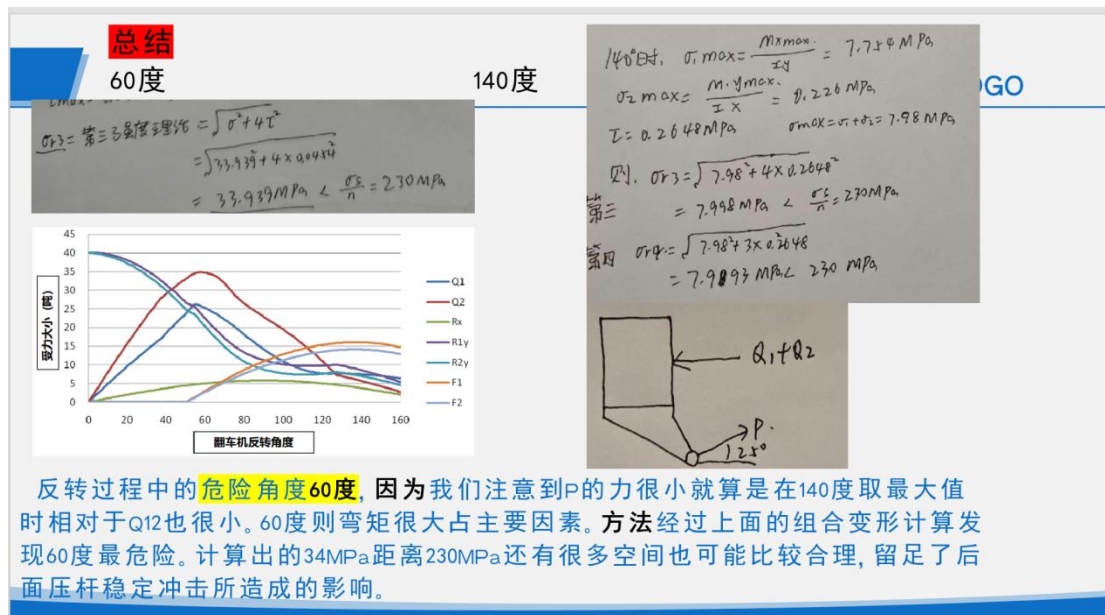
2. 闭口薄壁扭转：闭口薄壁构件扭转时，切应力沿壁厚均匀分布，大小与壁厚成反比，公式 $\tau = T / (2\omega\delta)$ 。

3. 第三强度理论：对于塑性材料，通常采用第三强度理论（最大切应力理论）进行强度校核，相当应力 $\sigma_{r3} = \sqrt{(\sigma^2 + 4\tau^2)}$ 。

4. 箱型截面：箱型截面是工程中常用的薄壁截面，具有较好的抗弯和抗扭性能，适合作为大型构件的截面形式。

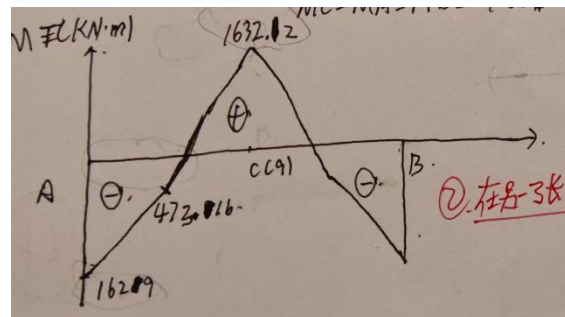
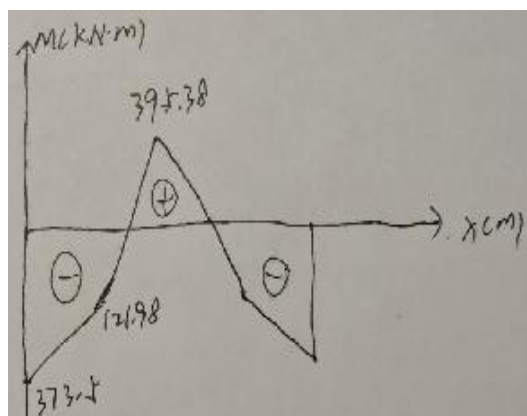
5. 靠板梁的危险截面位于固定端处，该截面的弯矩和扭矩都最大。

6. 危险角度不是单一的，需要综合考虑弯曲和扭转的组合效应。
7. 箱型梁的壁厚对强度影响很大，20mm 的壁厚是否满足要求需要详细计算验证。
8. 闭口薄壁扭转公式的适用条件是壁厚远小于截面尺寸，本题中 $\delta=20\text{mm}$ ， $h=1700\text{mm}$ ，满足薄壁假设。
- 9.



总结，对于危险截面的确定，一开始就找到了两端，虽然找对了，但是没校核中间弯矩极值的情况（60° 和 140° 时，x 轴弯矩有极值），导致结论不够严谨，还应加上对梁中

间那个截面的校核，让结论更严谨。



五、第五次翻转课堂：翻车机稳定性及冲击问题

5.1 问题选择说明

各小组请从 5.1 和 5.2 中选择 1 个设计问题即可：

5.1 翻车机连杆稳定性分析

5.2 翻车机动荷系数分析

5.2 连杆稳定性分析

为了便于维修更换，翻车机的连杆 AC、KG 和 LH 具有相同的材料和尺寸。我们曾经分析了 AC/KG 的连杆截面设计问题，而且发现在翻转过程中两杆均处于受拉状态。但 LH 杆在翻转过程中会出现受压的情况，请根据小组负责受力分析成员的分析方法与结果，以及最初截面设计同学的设计，以及组合变形分析时对危险角度的讨论结果来分析 LH 杆的稳定性。

已知条件：

孔距为 900mm，材料为 Q235 钢。

现有厚度为 10mm、15mm、20mm、30mm、40mm 的钢板可用于连杆的切割制作。

设稳定性安全系数为 $n_{st} = 5$ 。

分析问题：

1. 工程中应如何利用稳定性设计压杆尺寸？
2. 连杆的失稳方向如何判断，不同方向上的柔度如何计算？
3. 确认真实的动力放大系数 K_d 会不会大于 2.5？

压杆稳定的核心公式（欧拉公式）：

$$F_{cr} = \pi^2 EI / (\mu l)^2$$

$$\sigma_{cr} = \pi^2 E / \lambda^2$$

其中 λ 是柔度（长细比）， $\lambda = \mu l / i$ ， i 是截面的惯性半径。

对于矩形截面连杆，需要分别计算两个方向的柔度：

- 绕强轴（厚度方向）的柔度 λ_1
- 绕弱轴（宽度方向）的柔度 λ_2

失稳将发生在柔度较大的方向。

5.3 动荷系数分析

初始设计方案下，翻车机的配重臂 EBD 是矩形截面（与实体模型一致）。

基本参数：

配重臂的材料为 Q345 钢制造， $E = 210 \text{ GPa}$ ， $\mu = 0.3$ ；

有厚度为 10mm、15mm、20mm、30mm、40mm 的钢板可用于切割制作；

工作安全系数为 1.5。

考虑在翻转过程中可能会出现减速机构失灵的极端情况，需分析极端工况下的冲击危害。当遭遇减速机构失灵时，配重臂会在 160 度时产生骤停，从而引发冲击问题，对外伸梁 EDB 产生平面内冲击弯曲效应。

分析问题：

1. 静载下配重臂的受力及变形形式？
2. 动力放大系数 K_d 的分析及计算？
3. 配重臂的冲击强度应如何计算？

自由落体冲击的动荷系数公式：

$$K_d = 1 + \sqrt{1 + 2h / \Delta_{st}}$$

其中 h 是冲击物的下落高度， Δ_{st} 是冲击点的静位移。

对于水平冲击，动荷系数公式为：

$$K_d = \sqrt{v^2 / (g\Delta_{st})}$$

其中 v 是冲击物的水平速度。

5.4 第五次翻转课堂总结

1. 压杆稳定：压杆失稳是指轴向压力达到临界值时，压杆从直线平衡状态突然变为弯曲平衡状态的现象。欧拉公式是计算大柔度杆临界压力的基本公式。

2. 柔度（长细比）：柔度 $\lambda = \mu l / i$ 是衡量压杆细长程度的指标，柔度越大，越容易失稳。压杆的失稳方向由柔度较大的方向决定。

3. 长度系数：不同的支座约束条件对应不同的长度系数 μ ，两端铰支 $\mu=1$ ，一端固定一端自由 $\mu=2$ ，两端固定 $\mu=0.5$ 。

4. 冲击问题：冲击载荷是动载荷的一种，其特点是载荷在极短时间内施加到构件上。动荷系数 K_d 是动应力与静应力的比值。

5. 能量法：冲击问题通常采用能量法求解，假设冲击物的动能和势能全部转化为被冲击构件的变形能。

6. 连杆在受压时需要校核稳定性，稳定性安全系数通常比强度安全系数大得多（本题 $n_{st}=5$ ）。

7. 连杆的截面设计需要同时考虑强度和稳定性，对于受压杆，稳定性往往是控制因素。

8. 冲击载荷下的应力会显著增大，设计时必须考虑动荷系数的影响，特别是在可能出现骤停的极端工况下。

9. 配重臂作为外伸梁，在冲击载荷下的危险截面位于固定端处，需要重点校核。

10. 提高构件的刚度（增大 EI ）可以减小静位移，从而增大地震动荷系数，但同时也会提高静强度，需要综合权衡。

销轴设计



许用切应力

$$[\tau] = \frac{\tau_u}{n} = \frac{\sigma_s}{2n} = \frac{345}{2 \times 2.5} = \frac{345}{5} = 69 \text{ MPa}$$

由 $\tau \leq [\tau]$

$$d \geq 0.03314 \text{ m} = 33.14 \text{ mm}$$

$$V = \frac{F}{2} = \frac{119000}{2} = 59500 \text{ N}$$

选用 40 mm 的轴

$$\tau = \frac{V}{A} = \frac{V}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4V}{\pi d^2}$$



11. 考虑稳定性，对连杆设计进行优化

钢板厚度选择及孔径选择



$$\sigma = 2 \times \frac{2 \times F}{A_k} = 2 \times \frac{2 \times 120 \times 10^3}{40 \times a} < [\sigma] = \frac{345}{1.5}$$

$$a = 52.18 \text{ mm}$$

但是板材最厚只有 40 mm

当孔径取 52mm 时，可选择 40mm 板材切割

12. 利用单位载荷法（BD 段），以及卡氏定理（BE 段），计算静位移，从而计算冲击强度

静位移——BD段



单位载荷法：在 B 处施加单位力偶 $M=1$ ，DB 段（简支梁）的虚弯矩：

$$m_\theta(x) = -\frac{x}{900}$$

$$\text{虚功原理：} \theta_B = \frac{1}{EI} \int_0^{900} M_{DB}(x) \cdot m_\theta(x) dx$$

$$\frac{1}{EI} \int_0^{900} (-70x) \left(-\frac{x}{900}\right) dx = \frac{70}{900 \cdot EI} \int_0^{900} x^2 dx$$

$$= \frac{70 \times 10^3}{900 \cdot EI} \cdot \frac{900^3}{3} = \frac{70 \times 10^3 \times 900^2}{3EI} = \frac{18,900,000 \times 10^3}{EI} \text{ rad}$$

$$\delta_1 = \theta_B \cdot L_{BE} = \frac{2.46 \times 10^{13}}{EI} \text{ mm}$$

静位移——BE段



$$\text{悬臂梁弯曲应变能：} V_b = \frac{M_{\max}^2 l}{6EI} = \frac{P_{\max}^2 l^3}{6EI}$$

$$\text{卡氏定理求挠度：} \delta_b = \frac{\partial U_b}{\partial P} = \frac{P b^3}{3EI}$$

$$\delta_b = \frac{50 \times 10^3 \times 1300^3}{3EI} = \frac{3.7 \times 10^{13}}{EI} \text{ mm}$$

$$\delta_{st} = \delta_1 + \delta_b = \frac{6.16 \times 10^{13}}{EI} = \frac{2.93 \times 10^8}{l} \text{ mm}$$

六、第六次翻转课堂：翻车机主承力构件优化

6.1 问题选择说明

各小组请从 6.1 和 6.2 中选择 1 个设计问题即可：

6.1 翻车机连杆优化分析

6.2 翻车机靠车梁优化设计

6.2 连杆优化分析

为了便于维修更换，翻车机的连杆 AC、KG 和 LH 具有相同的材料和尺寸。经过多次的分析验证，我们发现这三个连杆存在以下问题：拉伸与压缩强度、与销轴连接处的剪切与挤压强度（需分别考虑销轴的和连杆的强度）、承压时连杆的稳定性问题、考虑冲击影响的动力放大系数。

尺寸数据依然为孔距 900mm，材料为 Q235 钢。现有厚度为 10mm、15mm、20mm、30mm、40mm 的钢板可用于连杆的切割制作。

综合考虑以上问题，请给出连杆的截面设计尺寸和验证。

优化设计需要考虑的因素：

1. 拉伸强度：拉杆的最大拉应力不超过许用应力；
2. 压缩强度：压杆的最大压应力不超过许用应力；
3. 稳定性：压杆的临界压力满足稳定性安全系数要求；
4. 剪切强度：销轴的剪切强度满足要求；
5. 挤压强度：销轴与连杆孔的挤压强度满足要求；
6. 冲击效应：考虑动力放大系数后的动应力满足强度要求。

6.3 靠车梁优化设计

第三次和第四次翻转课堂我们讨论了翻车机靠车梁的内力和强度分析，但我们并未考虑冲击效应的影响，如果考虑冲击效应的话，该如何最终设计靠车梁的截面尺寸？

已知条件：

靠板梁的材料为 Q345B 低碳钢（ $\sigma_s = 345 \text{ MPa}$ ），工作安全系数为 1.5。

靠板梁为箱型梁，截面尺寸： $h = 1700 \text{ mm}$ ， $b = 1200 \text{ mm}$ ，箱型梁的钢板厚度为 $\delta = 20 \text{ mm}$ 。

在考虑冲击效应的影响下，计算并优化靠车梁的截面：

1. 靠车梁最危险的工况角度是多少度？

2. 靠车梁的冲击强度应如何计算？
3. 根据强度结果优化靠车梁钢板厚度（以 2mm 为最小单位）。

优化设计思路：

1. 确定最危险工况（角度）；
2. 计算该工况下的静应力（弯曲正应力+扭转切应力）；
3. 计算动荷系数 K_d ；
4. 计算动应力 $\sigma_d = K_d \cdot \sigma$, $\tau_d = K_d \cdot \tau$ ；
5. 用第三强度理论校核动相当应力；
6. 如不满足要求，增大钢板厚度，重复计算。

6.4 第六次翻转课堂总结

1. 结构优化设计：结构优化是在满足各种约束条件（强度、刚度、稳定性等）的前提下，寻求最优设计方案（如重量最轻、成本最低等）的过程。

2. 多约束条件下的设计：实际工程结构往往同时受到多个约束条件的限制，需要同时满足强度、稳定性、工艺性等要求，设计时需要综合考虑。

3. 参数化设计：将设计变量（如壁厚、截面尺寸等）作为参数，通过改变参数来寻找最优解，是工程优化的常用方法。

4. 全生命周期设计：优秀的设计不仅要满足使用阶段的要求，还要考虑制造、安装、维修、更换等全生命周期的需求。

5. 连杆的优化设计需要综合考虑拉伸、压缩、稳定性、剪切、挤压等多种失效形式，不能只考虑单一强度条件。

6. 冲击效应是不可忽视的因素，特别是对于翻车机这种频繁启停的设备，动载荷往往是控制设计的关键。

7. 靠车梁的壁厚优化需要以 2mm 为步长进行迭代计算，找到满足强度要求的最小壁厚，以实现轻量化设计。

8. 标准化设计（如三根连杆尺寸相同）虽然增加了个别构件的重量，但有利于维修更换，降低了全生命周期成本，是工程中常用的设计策略。

七、总结

7.1 各次翻转课堂的力学知识点凝练

本课程通过翻车机这一工程实例，系统地涵盖了材料力学的主要知识点，形成了一个完整的知识体系。各次翻转课堂对应的力学知识点如下：

第一次翻转课堂

知识点：刚体静力学平衡方程、整体法与隔离法、摩擦角与安息角、多连杆机构受力分析。

意义：静力学是材料力学的基础，准确的受力分析是后续强度、刚度、稳定性计算的前提。翻车机的夹紧力分析涉及复杂的多连杆机构，需要综合运用理论力学知识。

第二次翻转课堂

知识点：轴向拉压强度、应力集中、剪切强度、挤压强度、应变电测法。

意义：连杆作为二力杆，其设计涉及轴向拉压、剪切、挤压等多种基本变形形式，是材料力学基本概念的综合应用。应变测试则将理论计算与实验测量相结合，体现了工程力学的实践性。

第三次翻转课堂

知识点：静不定梁、剪力图与弯矩图、载荷与内力的微分关系、固定端约束。

意义：内力图是梁强度计算的基础，准确绘制内力图才能找到危险截面和最大内力值。靠板梁作为两端固定的静不定梁，其内力分析具有代表性。

第四次翻转课堂

知识点：组合变形（弯曲+扭转）、叠加原理、闭口薄壁扭转、第三强度理论、箱型截面。

意义：实际工程构件往往承受组合变形，而不是单一的基本变形。掌握组合变形的分析方法和强度理论是材料力学的核心内容。闭口薄壁扭转公式是工程中常用的简化计算方法。

第五次翻转课堂

知识点：压杆稳定、欧拉公式、柔度与临界压力、冲击载荷、动荷系数、能量法。

意义：稳定性和动载荷是材料力学中两个重要的专题，也是工程设计中容易被忽视但又至关重要的问题。压杆失稳往往是突发性的，后果严重；冲击载荷则会显著增大应力，必须予以考虑。

第六次翻转课堂（综合性总结）

知识点：结构优化、多约束设计、参数化设计、全生命周期设计。

意义：优化设计是工程设计的高级阶段，要求在满足各种约束条件的前提下寻求最优方案。这不仅需要扎实的力学基础，还需要系统思维和工程经验。

7.2 设计方案的改进建议

1. 夹紧机构优化：当前的夹紧力计算表明，在某些角度下夹紧力较大，可以通过优化连杆机构的几何参数，降低最大夹紧力，从而减轻构件重量。
2. 靠板梁截面优化：当前的箱型梁壁厚为 20mm，考虑冲击效应后可能需要增大壁厚。建议采用变截面设计，在弯矩较大的区域（如固定端附近）适当增大壁厚，而在弯矩较小的区域减小壁厚，实现等强度设计。
3. 连杆标准化与差异化：当前三根连杆采用相同尺寸，有利于维修更换，但对于始终受拉的连杆来说，稳定性裕度过大，造成材料浪费。可以考虑在保证可互换性的前提下，对受压连杆进行局部加强，而受拉连杆保持较小尺寸。
4. 缓冲装置设计：考虑到减速机构失灵可能导致的冲击问题，建议在翻车机上加装缓冲装置（如液压缓冲器、橡胶缓冲垫等），吸收冲击能量，降低动荷系数。
5. 监测与预警系统：在关键构件（如靠板梁、连杆）上布置应变传感器，实时监测应力状态，当应力超过预警值时及时报警，提高设备的安全性和可靠性。

7.3 个人学习体会

通过六次翻转课堂的学习和讨论，我对材料力学有了更深入的理解，也体会到了工程设计的复杂性和系统性。工程设计是一个系统工程，一个看似简单的连杆设计，竟然涉及拉伸、压缩、剪切、挤压、稳定性、冲击等这么多力学问题，还要考虑制造、维修、成本等因素，此次翻转课堂也大大提高了我们的系统思维能力，为我们未来的学习和工作打下基础。