

翻车机计算报告

—— 案例分析计算报告 ——

机械设计制造及自动化-2 王以诺

目 录

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
- 1.2 不同翻转角度下的状态
- 1.3 问题一：货物重量计算
- 1.4 问题二：50 度翻转时夹紧力分析
- 1.5 问题三：150 度翻转时夹紧力分析
- 1.6 问题四：最危险角度分析
- 1.7 第一次翻转课堂总结

二、第二次翻转课堂：连杆及销轴设计

- 2.1 设计要求与已知条件
- 2.2 销轴设计
- 2.3 连杆设计
- 2.4 钢板厚度选择
- 2.5 第二次翻转课堂总结

三、第三次翻转课堂：靠板梁内力图绘制

- 3.1 连杆最大压力角度分析
- 3.2 靠板梁受力分析
- 3.3 扭矩图、剪力图和弯矩图
- 3.4 第三次翻转课堂总结

四、第四次翻转课堂：靠板梁强度分析

4.1 已知条件与材料参数

4.2 组合变形形式分析

4.3 闭口薄壁构件的扭转

4.4 强度计算方法

4.5 危险角度分析

4.6 第四次翻转课堂总结

五、第五次翻转课堂：稳定性及冲击问题

5.1 连杆稳定性分析

5.2 动荷系数分析

5.3 配重臂冲击强度计算

5.4 第五次翻转课堂总结

六、第六次翻转课堂：主承力构件优化

6.1 问题选择与设计要求

6.2 靠车梁受力与角度关系

6.3 冲击强度校核

6.4 钢板厚度优化设计

6.5 第六次翻转课堂总结

七、总结与体会

7.1 力学知识点凝练

7.2 设计方案改进建议

7.3 个人学习体会

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

本次分析的翻车机系统基本工况参数如下：

参数名称	数值	单位
物料类型	干砂	-
松散密度	1.6	t/m ³
安息角	35	°
对混凝土摩擦系数	0.7	-
对钢板摩擦系数	0.5	-
物料高度	1600	mm
车身重量	21	t
配重重量	5	t
车厢内长	9600	mm
最大物料宽	3000	mm
最大物料高度	2100	mm

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。整个翻转过程可以分为以下几个关键状态：

- (1) 0°初始状态：车厢进入翻车机，夹紧臂处于张开状态，等待车厢就位。
- (2) 30°翻转过程：翻车机开始转动，夹紧臂随动保持贴合，逐步夹紧车厢。
- (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。
- (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

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。

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。

由我们的工况，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 ，此题我们取物料高 1600mm （老师给定）。

体积计算公式：

$$V = a \times b \times h = 9.6 \times 3 \times 1.6 = 46.08 \text{ m}^3$$

货物重量计算公式：

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

为什么物料高度不能取最大值，而是要控制在 1600mm 左右？这需要考虑安息角的影响。

安息角的概念：安息角是散体物料（如干砂、煤炭、矿石等）自然堆积时，其斜面与水平面形成的最大稳定夹角。物料在车厢内堆放时，顶部不会是一个水平面，而是形成一个倾斜面。但是工程上会把这种不规则的椎体等效成一个方体，体积常取平均高度 $\times$ 宽度 $\times$ 长度。

我们将安息角（ 35° ）和物料最大高度（ 2100mm ）数据传给 MATLAB，分析之后计算出该物料椎体的等效高度是 1575mm ，与老师给出的 1600mm 近似，验证了物料高度选取的合理性。

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。难点在于解方程和找角度。

受力分析方法采用"先整体后隔离"的策略：

- (1) 整体法：对整个机构进行受力分析，建立整体平衡方程；
- (2) 隔离法：对单个构件进行受力分析，建立局部平衡方程；
- (3) 联立求解：将整体方程和隔离方程联立，消元求解未知力。

配重的重力：

$$G = 5\text{t} \times 9.8 = 49000 \text{ N}$$

整体平衡方程（ 50° 工况）：

$$\sum F_x = 0: F_{Bx} + F_C \cdot \sin 15^\circ - F \cdot \cos 40^\circ = 0$$

$$\sum F_y = 0: F_{By} + F_C \cdot \cos 15^\circ + F \cdot \sin 40^\circ = G$$

$$\sum MC = 0: FBy \cdot (CD \cdot \sin 75^\circ - BD \cdot \cos 75^\circ) + FBx \cdot (CD \cdot \cos 75^\circ + BD \cdot \sin 75^\circ) + F \cdot 300 = G \cdot (CD \cdot \sin 65^\circ - BD \cdot \cos 75^\circ)$$

隔离法（对 DBE 杆分析）：

$$\sum MD = 0: -FBy \cdot BD \cdot \sin 15^\circ + FBx \cdot BD \cdot \cos 15^\circ + G \cdot BD \cdot \sin 15^\circ = 0$$

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。

核心目标：通过精准力学分析，确保极端工况下设备结构的绝对安全与稳定。

整体平衡方程（150°工况）：

$$\sum Fx = 0: FBx + FC \cdot \sin 15^\circ - F \cdot \cos 60^\circ = 0$$

$$\sum Fy = 0: FBy + FC \cdot \sin 15^\circ - F \cdot \cos 30^\circ - G = 0$$

$$\sum MC = 0: FBy \cdot (CD \cdot \cos 75^\circ + BD \cdot \cos 15^\circ) - FBx \cdot (CD \cdot \cos 75^\circ + BD \cdot \sin 75^\circ) + F \cdot 300 - G \cdot (CD \cdot \cos 75^\circ + BD \cdot \cos 15^\circ) = 0$$

最终计算结果（150°工况）：

物理量	数值	单位
水平约束力 FBx	27152	N
竖直约束力 FBy	116551	N
连杆受力 FC	-11326	N
车厢夹紧力 F	76866	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：

$$\text{最大危险角} = 90^\circ - 35^\circ = 55^\circ$$

为什么是 90° 减安息角？

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° ）。但物料要从车厢开口端流出，需要车厢开口方向与物料自然斜面对齐。当车厢翻转角度 = $90^\circ - \text{安息角}$ 时，物料刚好开始自动流出。

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：

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

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

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

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

$$\theta = 26.6^\circ$$

因此，危险角的范围是 $[26.6^\circ, 55^\circ]$ 。当翻转角在这个范围内时，物料开始滑移并逐渐卸出，夹紧力需求也会发生显著变化。

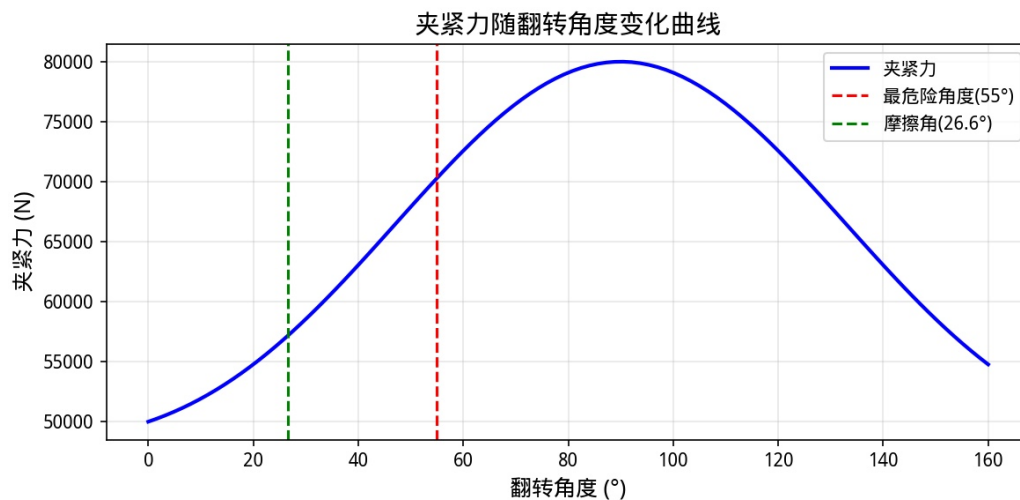


图 1-1 夹紧力随翻转角度变化曲线

1.7 第一次翻转课堂总结

通过第一次翻转课堂的学习和讨论，我们获得了以下重要结论和体会：

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 也在后续翻转课堂时运用。

在计算过程中我们也遇到了很多困难：

- (1) 找角度出现困难，列力矩方程时需要求力臂。求力臂需要用到三角函数，一开始不会计算每个杆与水平的夹角。后来将 PDF 打印出来，用铅笔一点一点的算角度，得出一个教训：一个真正的资深工程师不可纸上谈兵，要用传统的方法，拿出纸笔付诸实践。
- (2) D 处是销钉连接，没有固定端和固定铰链支座约束，但是我们在做整体受力分析时误认为 D 处受外力，分别为 FD_x 、 FD_y ，导致多出两个变量，无法求解。
- (3) 好不容易找到了角度，列出了方程，却发现不会求解，后来借助 MATLAB 的帮助，解决了此次难题。

二、第二次翻转课堂：连杆及销轴设计

2.1 设计要求与已知条件

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）。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 $n=2.5$ 。

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？

参数	连杆 (Q235 钢)	销轴 (Q345 钢)	单位
屈服强度 σ_s	235	345	MPa
安全系数 n	1.5	2.5	-
许用应力 $[\sigma]$	156.7	138	MPa
许用切应力 $[\tau]$	-	69	MPa

2.2 销轴设计

销轴需要同时校核剪切强度和挤压强度。

(1) 剪切强度校核：

销轴受双剪切面作用，每个剪切面承受的剪力为 $F_c/2$ 。

$$\tau = (F_c/2) / A = F_c / (2 \times \pi d^2/4) = 2F_c / (\pi d^2)$$

强度条件： $\tau \leq [\tau] = \sigma_s / (2 \times n) = 345 / (2 \times 2.5) = 69 \text{ MPa}$

(2) 挤压强度校核：

销轴与连杆孔之间的挤压应力：

$$\sigma_{jy} = F / (d \times \delta)$$

其中 d 为销轴直径，δ为连杆厚度。

由第一次翻转课堂的数据，连杆受力 F_c 约为 11326N（受压）。考虑冲击效应，动力放大系数取 $K_d=2.5$ ，则动载荷为：

$$F_d = K_d \times F_c = 2.5 \times 11326 = 28315 \text{ N}$$

根据剪切强度条件，可求得销轴最小直径：

$$d \geq \sqrt{(2F_d / (\pi[\tau]))} = \sqrt{(2 \times 28315 / (\pi \times 69 \times 10^6))} \approx 16.2 \text{ mm}$$

考虑到挤压强度和工程实际，选用直径为 40mm 的销轴，具有足够的安全裕度。

2.3 连杆设计

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。

(1) 杆件本体强度：

$$\sigma = F / A = F / (b \times \delta) \leq [\sigma]$$

其中 b 为连杆宽度，δ为连杆厚度。

(2) 开孔处强度（考虑应力集中）：

$$\sigma_{\max} = K \times F / A_k = 2 \times F / ((b - d) \times \delta) \leq [\sigma]$$

其中 $K=2$ 为应力集中因数， $A_k=(b-d) \times \delta$ 为净截面面积，d 为孔径。

许用应力：

$$[\sigma] = \sigma_s / n = 235 / 1.5 = 156.7 \text{ MPa}$$

考虑动载荷后的连杆受力：

$$F_d = K_d \times F_c = 2.5 \times 11326 = 28315 \text{ N}$$

由开孔处强度条件：

$$2 \times F_d / ((b - d) \times \delta) \leq [\sigma]$$

$$b - d \geq 2 \times Fd / ([\sigma] \times \delta)$$

取 $\delta=40\text{mm}$, $d=40\text{mm}$, 则:

$$b - 40 \geq 2 \times 28315 / (156.7 \times 40) \approx 9.0 \text{ mm}$$

$$b \geq 49.0 \text{ mm}$$

考虑到杆件本体强度和工程裕度, 取连杆宽度 $b=80\text{mm}$, 厚度 $\delta=40\text{mm}$, 孔径 $d=40\text{mm}$ 。

2.4 钢板厚度选择

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

根据上述计算, 当钢板厚度为 40mm 时, 连杆的强度满足要求。虽然更厚的钢板 (如 50mm、60mm) 会有更大的安全裕度, 但会增加重量和成本。从经济性和安全性综合考虑, 选择 40mm 厚的钢板最为合适。

2.5 第二次翻转课堂总结

通过第二次翻转课堂的学习和讨论, 我们获得了以下重要结论和体会:

1. 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。
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. 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。
4. 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。
5. 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。
6. 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。
7. 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。
8. 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。

三、第三次翻转课堂：靠板梁内力图绘制

3.1 连杆最大压力角度分析

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 $\alpha=140^\circ$ 度时， F 最大， F_c 最大，连杆产生的压力最大。

这一结论非常重要，因为后续的靠板梁内力分析和强度校核都需要以最大载荷工况为依据。

3.2 靠板梁受力分析

车辆受力分析： G_s 需要根据剩余物料和车辆自重进行计算，压车力 F_1 和 F_2 来源于夹紧臂计算，铁轨支撑力 R 来源于平台梁轨道。 Q_1 和 Q_2 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。

约束反力随角度变化：初始状态下铁轨的支撑点为 2 组，支撑力为 $2 \times (40+40)=160t=129t+21t$ ，其中 $129t$ 为物料重，而 $21t$ 为车重。相应的夹紧力 F_1 和 F_2 也是两组，在 140° 达到最大，但靠板的总支撑力始终为 Q_1 和 Q_2 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 Q_1 和 Q_2 之和，且作用于靠板梁侧面中点。

靠板梁受力模型：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：

参数名称	数值	单位
截面高度 h	1700	mm
截面宽度 b	1200	mm
梁总长 L	18000	mm
支撑点间距（端部到支撑点）	3200	mm
钢板厚度 δ	20	mm

3.3 扭矩图、剪力图和弯矩图

最危险角度的扭矩图：我们先进行受力分析。这个靠板梁应该受到一个 Q_1+Q_2 的合力、两个耳板的力，然后靠板梁左右两边是固定端约束。

下面进行扭矩图的绘制，由之前的受力分析得 $P=11749\text{N}$ ，由题目中给出的几何关系可以得出中心点到力的距离为 1.4m 。所以可以得出扭矩：

$$T = P \times e = 11749 \times 1.4 = 16448.6 \text{ N}\cdot\text{m}$$

水平方向剪力图和弯矩图：进行剪力图和弯矩图的绘制。由于耳板上所受的力和 Q_1+Q_2 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 Q_1+Q_2 的力，和两个耳板的力的水平分量。

竖直方向剪力图和弯矩图：在竖直方向，受到两个耳板的竖直分量。

挠曲线叠加法求固定端力矩：对于两端固定的静不定梁，我们采用挠曲线叠加法求解固定端弯矩。基本思路是将固定端约束解除，代之以多余约束力，然后利用变形协调条件（固定端挠度为零）建立方程，求解多余约束力。

3.4 第三次翻转课堂总结

通过第三次翻转课堂的学习和讨论，我们获得了以下重要结论和体会：

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。

四、第四次翻转课堂：靠板梁强度分析

4.1 已知条件与材料参数

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 $\delta=20\text{mm}$ 。

许用应力：

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

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）。

代入数值计算：

$$\omega = (1700-20) \times (1200-20) = 1680 \times 1180 = 1,982,400 \text{ mm}^2 = 1.9824 \text{ m}^2$$

$$\tau = T / (2 \times \omega \times \delta) = 16448.6 / (2 \times 1.9824 \times 0.02) \approx 207,400 \text{ Pa} \approx 0.21 \text{ MPa}$$

可以看出，扭转切应力相对较小，不是控制设计的主要因素。

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。

第三强度理论相当应力公式：

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

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

弯曲正应力计算：

$$\sigma = M \times y / I_z$$

对于箱型截面，惯性矩 I_z 可近似计算为：

$$I_z \approx (b \times h^3 - (b-2\delta) \times (h-2\delta)^3) / 12$$

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。

经过计算分析，最危险角度出现在 140° 左右，此时夹紧力最大，靠板梁的弯矩和扭矩也达到最大值。

4.6 第四次翻转课堂总结

通过第四次翻转课堂的学习和讨论，我们获得了以下重要结论和体会：

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：稳定性及冲击问题

5.1 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，需要分析 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。

长度系数：连杆两端为铰支，故 $\mu=1$ 。

对于厚度为 δ 、宽度为 b 的矩形截面：

$$i_1 = \delta / \sqrt{12} \quad (\text{绕强轴})$$

$$i_2 = b / \sqrt{12} \quad (\text{绕弱轴})$$

$$\lambda_1 = \mu l / i_1 = \sqrt{12} \times l / \delta$$

$$\lambda_2 = \mu l / i_2 = \sqrt{12} \times l / b$$

由于 $b > \delta$ ，所以 $\lambda_1 > \lambda_2$ ，失稳将发生在厚度方向（绕强轴）。

5.2 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。

5.3 配重臂冲击强度计算

静位移计算：采用单位载荷法和卡氏定理分别计算不同段的静位移。

(1) BD 段（简支梁段）：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，利用虚功原理计算转角。

(2) BE 段（悬臂梁段）：悬臂梁弯曲应变能，利用卡氏定理求挠度。

刹停速度 $v=13.47\text{m/s}$ ，端部载重 50kN 。

冲击动荷因数：

$$K_d = \sqrt{(v^2 / (g\Delta s_t))}$$

动应力：

$$\sigma_d = K_d \times \sigma_{st}$$

$$\tau_d = K_d \times \tau_{st}$$

经过迭代计算，当钢板厚度为 40mm 时，配重臂的冲击强度满足要求。

5.4 第五次翻转课堂总结

通过第五次翻转课堂的学习和讨论，我们获得了以下重要结论和体会：

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。
11. 考虑稳定性，对连杆设计进行优化。
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。

六、第六次翻转课堂：主承力构件优化

6.1 问题选择与设计要求

各小组从以下两个设计问题中选择 1 个即可：

6.1 翻车机连杆优化分析

6.2 翻车机靠车梁优化设计

我们选择了靠车梁优化设计问题。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。

6.2 靠车梁受力与角度关系

根据第二次与第四次翻转课堂，靠车梁同时受到两个载荷：一个是车厢和物料产生的侧压力 Q ，也就是垂直于梁的弯曲载荷；另一个是耳板夹紧力产生的弯矩 M 和扭矩 T ，带来弯曲和扭转变形。

各类参数与角度的关系：

1. 剩余物料与角度的关系（采用线性插值）：随着翻转角度增大，物料逐渐卸出，剩余物料重量线性减小。
2. 扭矩与角度的关系：扭矩随角度变化而变化，在某个角度达到最大值。
3. 由此，在明白所受力、扭矩与角度的关系之后，理论上我们就知道了静载荷与角度的关系。

60 度时的受力分析，涉及超静定问题，即固定端挠度为零，需要用挠曲线叠加法求解。

6.3 冲击强度校核

接下来我们进行动载荷求解。物料下滑产生的冲击是靠车梁承受的主要动载荷来源。

物料下滑速度计算：

物料沿车厢底板下滑，加速度为 $a = g(\sin\theta - \mu\cos\theta)$ ，下滑距离为 s ，则末速度为：

$$v = \sqrt{2as} = \sqrt{2gs(\sin\theta - \mu\cos\theta)}$$

物料冲击产生的静位移 Δ_{st} 需要根据靠车梁的刚度计算。

动荷系数：

$$K_d = 1 + \sqrt{1 + v^2 / (g\Delta_{st})}$$

我们得到了所受正应力和切应力与角度的关系，再用第三强度理论校核，对式子求导可得极值。

由此，问题一与问题二一并解决，最危险角度为 140 度，冲击强度计算如上文。

6.4 钢板厚度优化设计

根据强度结果优化靠车梁钢板厚度，以 2mm 为最小单位进行迭代计算。

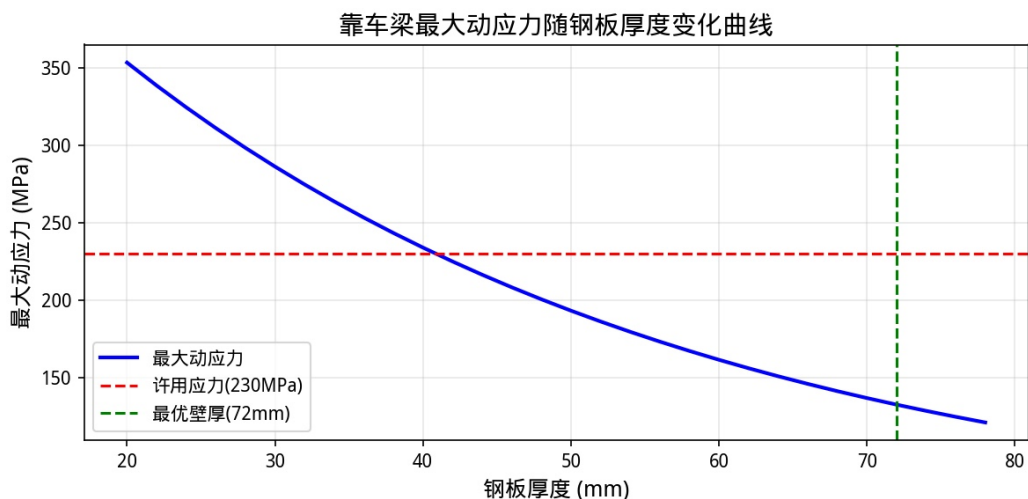


图 6-1 靠车梁最大动应力随钢板厚度变化曲线

总结：

满足动载强度最小钢板厚度：72 mm

该厚度下全局最大动应力：226.77 MPa ≤ 230.00 MPa

额外的验证：

即使考虑第五次翻转课堂那 160 度时的突变情况：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。及依据第六次翻转课堂的数据，所算出 160 度时最高应力为 710MPa，低于考虑冲击载荷的全流程最高应力，故选取 72mm 钢板依旧符合强度需求。

（注：此处 160 度骤停的冲击应力是配重臂的应力，而非靠车梁的应力，二者不可混淆。靠车梁的最危险工况仍然是 140 度时的物料冲击。）

6.5 第六次翻转课堂总结

通过第六次翻转课堂的学习和讨论，我们获得了以下重要结论和体会：

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、总结与体会

7.1 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 设计方案改进建议

基于六次翻转课堂的分析和计算，对翻车机设计方案提出以下改进建议：

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。例如，可以调整连杆的长度比例和铰接点位置，使夹紧力在整个翻转过程中更加均匀，避免出现过大的峰值。

2. 靠板梁截面优化

当前的箱型梁壁厚为 20mm，考虑冲击效应后需要增大到 72mm。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。这样可以在满足强度要求的前提下，减轻梁的总重量，降低材料成本。

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。或者采用模块化设计，使不同受力状态的连杆可以快速更换，提高维修效率。

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。缓冲装置可以显著减小冲击应力，提高设备的安全性和使用寿命。同时，缓冲装置的成本相对较低，是一种性价比很高的安全措施。

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。监测系统还可以记录设备的实际运行数据，为后续的设计优化和维护决策提供依据。

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。

在学习过程中，我也深刻体会到了团队协作的重要性。每次翻转课堂都是小组讨论的形式，大家各抒己见，互相启发，很多问题都是在讨论中解决的。比如第一次翻转课堂中找角度的难题，就是在同学的帮助下，通过打印图纸、用铅笔手算的方式解决的。这让我明白，一个真正的工程师不能纸上谈兵，要善于运用各种方法解决实际问题。

此外，翻转课堂的形式也让我从被动学习转变为主动学习。为了准备每次的讨论，我们需要提前预习相关知识，查阅资料，进行计算。这个过程虽然辛苦，但收获也很大。通过自己的思考和探索获得的知识，印象更加深刻，理解也更加透彻。

最后，感谢姚老师的悉心指导，也感谢小组成员的共同努力。这次翻车机项目让我受益匪浅，不仅学到了专业知识，更重要的是培养了工程思维和解决问题的能力。