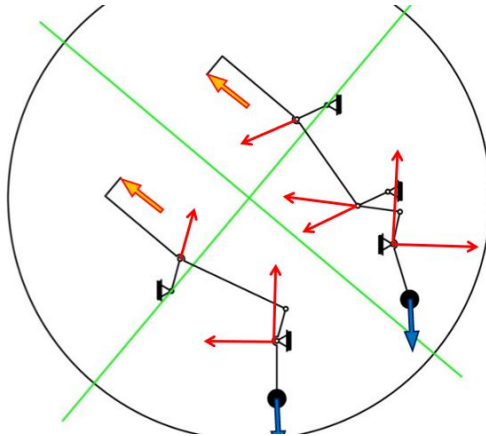


一．第一次案例分析优化

1， 需矫正题目：翻转到 50 度完成车厢夹紧时，两侧夹紧臂的夹紧力是多少？



2， 小组做法：

在翻转角度为50度的时候，我们取左半段进行分析，我们观察到有一个已知的配重力，还有加紧力，始终垂直于加紧臂，AC杆处是一个二力杆，方向已知大小未知，B处为固定铰链支座可以分为水平力和竖直力，现在我们有四个力是大小未知方向已知的，我们可以先列静力平衡方程，对x y两个方向列，然后对A取矩，对B取矩，四个方程解四个未知数。

X方向力平衡方程：
$$\sum F_x = 0 \implies B_x + F_{AC} \cdot \cos(\alpha_{AC}) + F_N \cdot \cos(\alpha_N) + G_E \cdot \cos(\alpha_E) = 0$$

Y方向力平衡方程：
$$\sum F_y = 0 \implies B_y + F_{AC} \cdot \sin(\alpha_{AC}) + F_N \cdot \sin(\alpha_N) + G_E \cdot \sin(\alpha_E) = 0$$

$$\sum M_A = (r_F - r_A) \times F_N + (r_E - r_A) \times G_E + (r_B - r_A) \times F_B = 0$$

$$\sum M_B = (r_C - r_B) \times F_{AC} + (r_F - r_B) \times F_N + (r_E - r_B) \times G_E = 0$$

左侧：75.34 kN*2=150.68kN
右侧：81.64kN*2=163.68kN

3， 优劣分析：

(1) 优势：通过静力分析准确地找到了机架与翻车梁之间的力学关系，通过列平衡方程，巧妙地避免了对车厢整体的分析

(2) 劣势：计算过程过于复杂，需要的时间太久，不符合工程上的便捷思维，没有结合工况安息角（40 度）来看待问题

4， 个人分析与最终结论（此题个人认为未涉及到力学计算）

考虑到堆料安息角较小，当转过角度为 50 度时，物料并未堆满到左侧夹紧臂，所以建议从小组从定性的角度分析夹紧臂是否真的产生，实际上由于物料不可能填满整个翻车机，所以在翻转角度为 50 时，左侧夹紧力并未产生，由于右侧夹紧梁失去接触，显然右侧夹紧力也为 0，从定性角度分析，避免了过多的计算过程

最终结论：两侧夹紧臂的夹紧力为 0kn

二 . 第二次案例分析优化

1，案例分析要求：设计连杆，轴的尺寸，以及选择合适强度钢板的厚度

2，小组做法：基于“先选轴，后选板”思路分析，通过理论力学静力分析出最危险工况下连杆力的大小，随后根据销轴的剪切强度计算出销轴的尺寸，根据杆件的拉伸强度，设计杆件的尺寸大小。

3，过程缺陷：在计算最危险工况下连杆力的大小时，对 D 点求合外力矩的理论力学分析过程中出现问题，未考虑配重本身的影响，也忽略了夹紧力本身产生的力矩较小的影响，从而使得计算的连杆力偏大，使得销轴的尺寸也偏大（如下图）

根据现有数据，基于所给的杆的直径以及角度关系，利用 solid works 仿真运动分析得出

$$\angle ACD = 75^\circ$$

1. 连杆有效力臂 L_2 计算

$$L_2 = AC \times \sin(75^\circ)$$

$$L_2 = 900 \times 0.9659$$

$$L_2 \approx 869.3 \text{ mm}$$

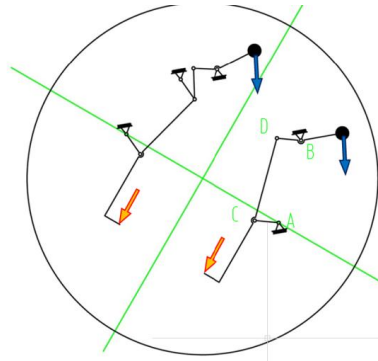
2. 连杆轴向内力 F 计算

已知夹紧力臂 $L_1 = 3069 \text{ mm}$ ，单臂夹紧力 $F_{clamp} = 199.9 \text{ kN}$ 。

$$F = F_{clamp} \times \left(\frac{L_1}{L_2} \right)$$

$$F = 199.9 \times \left(\frac{3069}{869.3} \right)$$

$$F \approx 705.7 \text{ kN}$$



4，改进优化计算分析与最终结论

经测量，夹紧力与 D 点看成近似相交，即夹紧力产生的力矩极小，则仅有，连杆与配置 P 对 D 有力矩。

为简便计算 DB 与 BP 可近似看成直线

$$\therefore \sum M_{CD} = 0$$

$$\therefore P(DB + PB) = F \cdot CD \cdot \sin 75^\circ$$

代入数据 $F \approx \frac{50000 \times (900 + 800)}{2640 \cdot \sin 75^\circ} = 431.36 \text{ (kN)}$

根据正确计

算分析得出连杆力为 431KN

再根据剪切强度公式

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot (\frac{\pi d^2}{4})} \leq [\tau]$$

$$d \geq \sqrt{\frac{2F}{\pi[\tau]}}$$

$$d \geq 63.08 \text{ mm.}$$

∴ 为保证工程量和满足国家标准，选用销轴直径：70mm.

回到问题一。

根据最大拉伸应力条件：

$$\sigma_{\max} = 2 \times \frac{F}{A_k} \leq [\sigma]$$

$$A_k \geq \frac{2F}{[\sigma]} \quad A_k \geq 5506.6 \text{ (mm}^2\text{)}$$

$$A_k = (B-d)t$$

$$d = 70$$

$$B = \frac{A_k}{t} + d = 180.132 \text{ (mm)}$$

最终定型宽度：190 (mm)

强度闭环校核

$$\sigma_p = \frac{F}{at} = \frac{43136 \times 10^3 \text{ N}}{70 \times 50} \approx 123.24 \text{ MPa}$$

远低于 Q235 材料的挤压屈服极限

∴ 挤压强度校核通过

根据上述所求的连杆力计算出矫正后的销轴的尺寸以及连杆的尺寸，最后对连杆进行挤压强度校核，发现该设计符合标准

对钢板厚度的分析，查询资料发现当钢板厚度 $t=50$ ， $B=190$ 时，宽厚比=3.8，板件刚度极大，几乎不会发生局部弯曲，故保留原小组讨论的结果，钢板厚度 $t=50\text{mm}$

分析：小组成员在计算的过程中忽略了配重本身的影响以及夹紧力臂本身的特性，故最后计算出的数据与实际值有较大的偏差，经优化校核后，在满足挤压强度和剪切强度的前提下，宽

厚比也满足极高的板件强度，销轴的设计能省去大约 20mm 的用工材料，连杆定型宽度设计大约能省去 90mm 的用工材料，保证安全的同时也节约了加工成本。

最终结论：销轴采用 70mm 的尺寸，连杆最终定型宽度为 190mm，钢板厚度为 50mm

三．第三次案例分析优化

- 1，待矫正案例分析题目：求倾泄过程中靠板梁的最大支持力；
- 2，小组做法：通过定性分析出靠板梁在安息角附近所提供的支持力最大，与案例分析提供的线性比例法得出的结果相互比较，将较大者视为最大支持力；小组认为，物料超过安息角就开始倾泄，导致靠板梁的支持力大幅度减少，而小于安息角时，车厢的重力主要被轨道支持力承担，故认为安息角处即是最大压力处；
- 3，老师指出的问题：未考虑到实际工况分析，物料不一定会装满整个车厢，所以超过安息角时，物料不一定会产生倾泻
- 4，改进与优化方案：由于物料盛装情况视实际情况而定，并不好判断，所以在后续的计算中采用案列分析所给的比例法计算靠板梁的最大支持力，计算过程如下

3. 实际总重量 (M_{group}):

$$M_{group} = 66.096 \text{ t (物料)} + 21 \text{ t (车自重)} = \mathbf{87.096 \text{ t}}$$

第三步：运用线性比例映射推导结果

PDF 文档明确给出了一个关键计算前提：“近似的认为：不同物料重量下的这些约束反力是成比例线性改变的”。 

利用这个法则，将你们小组的重量与基准重量求比例，直接映射到靠板梁的最大推力上：

$$F_{group} = F_{ref} \times \left(\frac{M_{group}}{M_{ref}} \right)$$
$$F_{group} = 61 \text{ t} \times \left(\frac{87.096 \text{ t}}{150 \text{ t}} \right) \approx \mathbf{35.419 \text{ t}}$$

第四步：单位换算 (吨 转 千牛)

工程计算中，内力图的标准单位是千牛 (kN)。取重力加速度 $g = 9.8 \text{ m/s}^2$ ：

$$F_Q = 35.419 \text{ t} \times 9.8 \text{ m/s}^2 \approx \mathbf{347.1 \text{ kN}}$$

为了后续弯矩和剪力计算的便利与保守起见，去尾取整，最终得到：

$$F_Q = 347 \text{ kN}$$

5，分析与总结：翻车机分析与实际生活息息相关，特别是对于不同的物料工况盛装情况不同，在判断过程中，不能凭主观臆断思考问题，而应将问题带入实际思考，使得思维更加立体化，多维化

最终结论：F=347KN

四 . 第四次案例分析优化

- 1, 待矫正案例：计算靠板梁强度并分析结果合理性
- 2, 小组做法：在计算极端弯矩与极端扭矩时仅仅考虑靠板梁提
所受的 F_q 的变化而没有考虑到连杆提供的压力 P （如下图）

为什么靠板梁所承受的侧向总推力最大时最危险

在工程结构分析中，外载荷是“因”，构件内部产生的内力和应力是“果”。靠板梁所承受的侧向总推力($FQ= Q_1+Q_2$)最大时最危险，是因为构件内部的破坏性应力与这个外载荷是严格的线性正比

由于几何参数全部是常数，当侧向总推力 F_0 压在梁上时，梁内部抵抗变形所产生的内力，完全变成了 F 。的一元一次函数：

极端弯矩： $M_{mas}=L \cdot FQ/8=2.25 \cdot FQ$

极端扭矩： $T_{mas} = e \cdot Fe/2=0.775 \cdot FQ$

这在数学和物理上意味着： F 。增加1%，梁内部的弯矩和扭矩就会绝对同步地增加1%。

- 3, 个人分析：这种思考考虑并不全面，弯矩显然与靠板梁所受的侧向总推力 Q_1+Q_2 有关，但是扭矩的计算应当考虑到连杆提供的压力 P ，从力学分析上看，侧向总推力近似看成作用与梁的几何轴心上，与梁所受到的扭矩并没有直接联系，更没有图中所提出的线性变化关系，小组成员在讨论的过程中忽视了这一客观事实。

- 4, 改进方案与计算分析：将 P 列入计算范围内并分析在弯扭组合变形下梁的强度是否符合要求（如下图）

由于连杆产生的最大压力 $F_1 = 1.594 \sin(\alpha - 50^\circ) G_1$

由三力汇交. 有 $N_{\max} = 0.23466 G_1$

$$\frac{F_1}{2P} = \frac{F_{\max}}{N_{\max}} \quad \text{当 } \alpha = 55^\circ \text{ 时 } F_{\max} = 1.594 G_1$$

$$F_1 = 1.594 \times \sin 5^\circ \cdot G_1$$

$$2P = 0.0245 G_1 = \frac{0.10225}{1.0225} G_1 \quad P = 0.051125 (t)$$

根据重新优化后的P. 绘制弯扭图 $P = 511.25 (N)$

$$T_{\max} = P \cdot a$$

$$a = \sqrt{90^2 + 1550^2} = 1592 (mm) \Rightarrow T_{\max} = 916.16 (N \cdot m)$$

算出的最大扭矩与小组最大扭矩 268.9KNm 出入很大, 经比较分析优化后的数据更加符合事实。根据此数据继续强度验证

$$\tau = \frac{T_{\max}}{W_t} = \frac{T_{\max}}{2W_g} = \frac{916.16 N \cdot m}{296000 (mm^3)} = \frac{916.16 \times 10^9}{296000} (Pa) = 3.095 (MPa)$$

抗弯截面系数 $W_z = 57.79 \times 10^6 mm^3$

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W_z} = \frac{1429 MPa}{21.36 MPa}$$

根据第四强度理论 $\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = 22.022 MPa$

$\sigma_{eq} < [\sigma]$ 符合工程要求

最后得出的结果符合工程要求

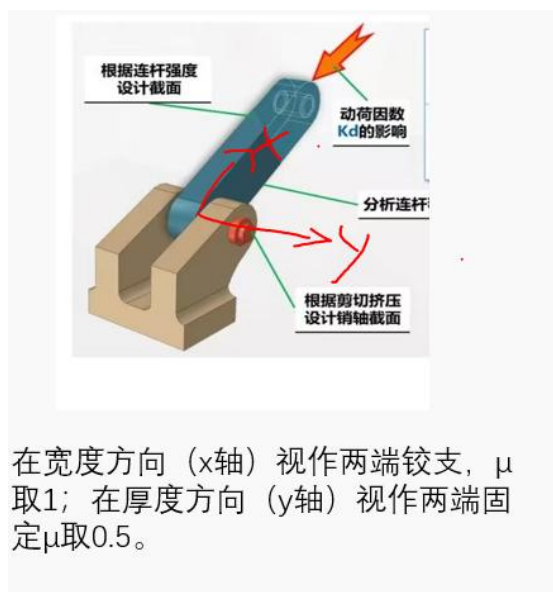
5, 分析与总结: 在最危险工况的分析下应将所有载荷综合考虑, 不应武断认为某一载荷所产生的弯扭距影响过小就不加考虑, 虽然计算的结果相差的数量级并不大, 但是这样容易引起工程校核上的误差。

最终结论: 优化后的数据判断梁的强度依然在可接受范围内, 符合工程要求。

五 . 第五次案例分析优化.

1,待分析案例: 分析连杆的冲击问题, 失稳方向如何判断, 不同方向上的柔度应该如何计算

2, 小组做法: 计算柔度时, 将杆在宽度方向上视为两端铰链支座, 在厚度方向上视为两端固定



3, 老师问题: 在厚度方向上是否真的能视为两端固定

4, 个人分析与结论: 在厚度方向上, U 型支座夹紧销轴, 销轴自身无法在 y 向发生偏转、转动, 相当于连杆两端的转动被刚性限制, 连杆在 y 向弯曲时, 端部转角被约束, 同时沿轴线也无法发送位移或运动, 故可认为力学简化为两端固定支座,

结论: 认为小组最终讨论结果无误, 连杆在厚度方向上依旧能视为两端固定段, μ 取 0.5

结论：

该计算报告展现了从理论计算向实际工况结合的工程思维进阶。在力学分析上，该报告摒弃了脱离实际的复杂静力计算，通过结合物料安息角定性判定夹紧力为零；在结构设计中，我通过修正配重力矩平衡得出准确的连杆受力，并完善了弯扭组合变形的强度校核模型；同时，基于 U 型支座的刚性约束特征，科学确立了连杆失稳的边界条件，并采用线性比例法应对装料不确定性。在个人见解方面，我的核心主张是拒绝主观臆断与盲目套用公式，强调力学模型必须贴合物理现实，在确保结构安全的前提下，通过精准受力分析实现材料尺寸的极致优化与降本增效。