

立卷夹钳项目

组别：第四组

汇报人：马宇锟

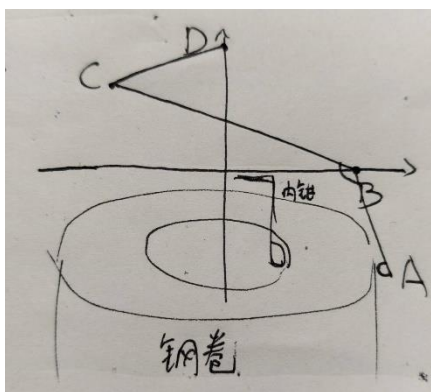
注：为方便输入，部分公式使用 ai 进行提取

第一次分析：

1.分析题目

计算内径，通过已知钢卷宽度 1250mm，质量 34t 和密度 7.85 克每立方厘米，计算得到底面积，并通过圆环计算公式对钢卷内外径进行范围圈定。小组成员分别以内径 830mm，850mm，860mm，890mm，900mm，920mm 进行独立计算。最终采用内径 890mm，外径 2281mm 的钢卷作为今后分析对象。

根据分析对象的尺寸计算各杆件位置，采用坐标法，采取此方法的原因是直观，便于后续计算和检验。计算可得：



A(1340.47,-844.16),

B(1130.0,0),

C(-1542.3,766.28)

D(0,1751.78)

由此可得各杆件对于 x 轴正方向的夹角及其他需要的角度。

$$\theta_{AB} = -76.00^\circ ; \theta_{BC} = 164.00^\circ ; \theta_{CD} = 32.58^\circ$$

2.计算 A 点夹持力，需要对整个构件进行受力分析。

已知：吊装臂 CD 质量 510 千克，重心在 CD 连线上距 C 点 790 毫米；外钳臂 AB 段质量 430 千克，重心在 AB 连线上距 B 点 410 毫米；外钳臂 BC 段质量 1100 千克，重心在 BC 连线上距 B 点 1310 毫米。外部载荷：D 点受竖直向上 25 吨力的拉力

(50t/2 部分) 和一个未知水平力；A 点受竖直向下 8.5 吨力的摩擦力 (根据第一次翻转课堂讨论得到：34t/4，4 是内外钳四处可视为受相等的摩擦力) 和一个未知水平夹持反力；B 点受未知水平力和未知竖直力。

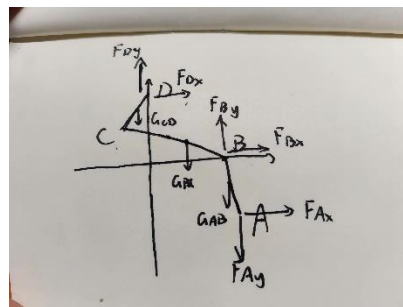
要求：A 点水平力 F_{Ax} 、B 点水平力 F_{Bx} 和竖直力 F_{By} 、D 点水平力 F_{Dx} ，以及 C 点铰链处的相互作用力 F_{Cx} 和 F_{Cy} 。

思路：整体分析

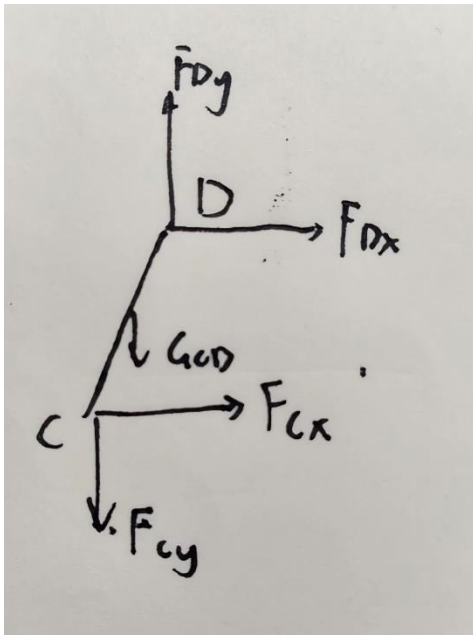
$$(1) F_{Ax} + F_{Bx} + F_{Dx} = 0$$

$$(2) F_{Ay} + F_{By} + F_{Dy} - G_{AB} - G_{BC} - G_{CD} = 0$$

$$(3) -G_{AB} \cdot (x_{G_{AB}} - x_B) - G_{BC} \cdot (x_{G_{BC}} - x_B) - G_{CD} \cdot (x_{G_{CD}} - x_B) + F_{Ay} \cdot (x_A - x_B) + F_{Dy} \cdot (x_D - x_B) - F_{Ax} \cdot (y_A - y_B) - F_{Dx} \cdot (y_D - y_B) = 0$$



CD 杆隔离体



$$(4) -G_{CD} \cdot (x_{G_{CD}} - x_C) + F_{Dy} \cdot (x_D - x_C) - F_{Dx} \cdot (y_D - y_C) = 0$$

$$(5) F_{Cx} + F_{Dx} = 0$$

$$(6) F_{Cy} + F_{Dy} - G_{CD} = 0$$

$x_{G_{AB}}$; $y_{G_{AB}}$; $x_{G_{BC}}$; $y_{G_{BC}}$;
 $x_{G_{CD}}$; $y_{G_{CD}}$ 为三杆对应重心的横纵坐标

根据上述 6 个方程求解 6 个未知量，得到

$$F_{Ax} = 1109.8 \text{ kN} \quad (\text{向右})$$

$$F_{Bx} = -1489.8 \text{ kN} \quad (\text{向左})$$

$$F_{By} = -141.6 \text{ kN} \quad (\text{向下})$$

$$F_{Dx} = 380.0 \text{ kN} \quad (\text{向右})$$

$$F_{Cx} = -380.0 \text{ kN} \quad (\text{向左})$$

$$F_{Cy} = -240.0 \text{ kN} \quad (\text{向下})$$

即 A 点夹持力为 1109.8kN，110.98 吨力

第二次分析：

1.进行吊装臂横截面设计，在小组讨论后决定选用箱型截面

原因：(1) 材料分布于远离中性轴的四角，使抗弯截面模量高于同重量的工字钢和圆管，抗弯抗扭能力强；可以预防侧翻扭转情况

(2) 箱型结构外形规整，便于制造、组装和修改、维护

(3) 局部稳定性好

(为减少计算量，在销轴设计后再进行箱型截面具体尺寸的设计和校核)

2.进行 B，C 点销轴尺寸设计

设计思路：a 确定销轴材料的屈服强度 σ_s 和剪切屈服强度 $\tau_s = \sigma_s / 2$

b 根据安全系数 n 计算许用切应力 $[\tau]$ 和许用挤压应力 $[\sigma_{bs}]$

c 取 B、C 点的合力 $F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$

d 按双剪面剪切强度条件： $d \geq \sqrt{2F / (\pi[\tau])}$

e 按挤压强度条件： $d \geq F / (2t[\sigma_{bs}])$

f 取两者较大值，取整为销轴直径

(由于小组讨论时只进行 C 处计算，在此我将两处销轴都进行分析)

带入已知数据后计算，得到 B 处满足剪切条件时需要 d 不小于 117.5mm，满足挤压条件时 d 不小于 217mm，故 B 销轴选用 220mm。C 处同理，计算得 64.4mm 和 32.6mm，C 销轴选用 65mm。

3.CD 吊装臂强度校核

a 取 CD 杆为隔离体，计算得轴力 F_n 、剪力 F_s 、弯矩 M

b 以 D 端截面（弯压组合）和 C 端开孔处（轴压+应力集中）为两个危险截面，调整宽度 b （以正方形截面为例）和厚度 t ，令两个截面均满足强度要求

c 计算实际安全系数并校核

截面参数（正方形箱型， $b=h$ ，壁厚 t ）：

$$A = b^2 - (b - 2t)^2 = 4t(b - t)$$

$$W = [b^4 - (b - 2t)^4] / (6b)$$

$$F_{n_C} = (F_{Cx} + F_{Dx}) * \cos\theta_{CD} / 2 + (F_{Cy} + F_{Dy} - G_{CD}) * \sin\theta_{CD} / 2$$

$$F_{s_C} = -(F_{Cx} + F_{Dx}) * \sin\theta_{CD} / 2 + (F_{Cy} + F_{Dy} - G_{CD}) * \cos\theta_{CD} / 2$$

$$M_C = 0$$

C 端开孔处校核:

$$A_{\text{net}} = A - 2 * d_C * t$$

$$\sigma_C = K * |F_{n_C}| / A_{\text{net}} \leq [\sigma]$$

$$F_{n_D} = F_{n_C}$$

$$F_{s_D} = F_{s_C}$$

$$M_D = F_{s_C} * L_{CD}$$

D 端截面校核:

$$\sigma_D = |F_{n_D}| / A + |M_D| / W \leq [\sigma]$$

$$\text{安全系数: } n_{\text{实际}} = \sigma_s / \max(\sigma_C, \sigma_D) \geq n_s$$

结果: 采用正方形箱型截面, 材料 Q235。宽度 260mm, 高度 260mm, 壁厚 12mm。

许用应力 156.7MPa。C 端开孔处最大应力 123.8MPa, D 端截面最大应力 36.5MPa。

危险截面为 C 端开孔处。实际安全系数 1.90, 大于要求的 1.5, 满足强度要求。

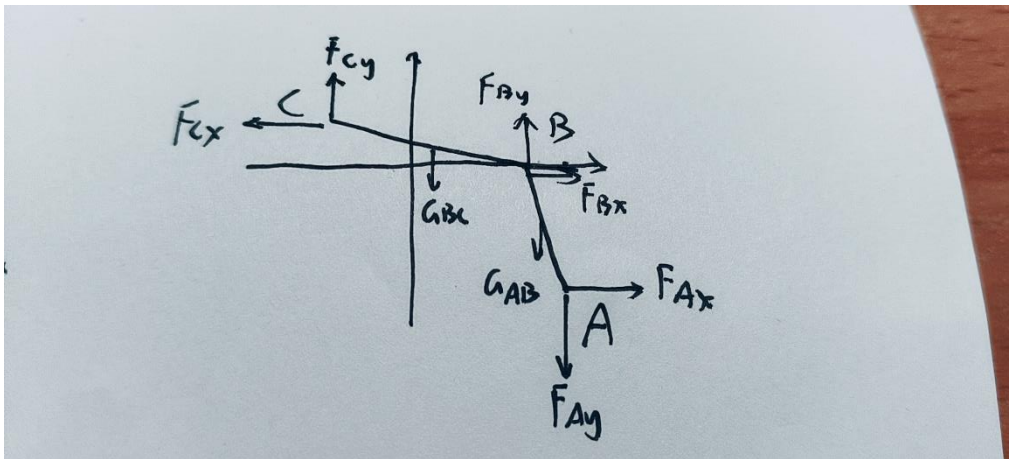
注意: B 轴处挤压作用远大于弯曲, 为使用 220mm 销轴, 需要将衬板加厚, 至 25mm 左右。否则根据计算, 销轴需要 550mm, 显然不合适

第三次分析：

1. 小组讨论后得到的重力载荷形式是沿轴线均布载荷，辅用集中力法先行计算可行性。但在翻转课堂分析后，认为集中力法是最为便捷且误差相对较小的方法。在此我将两种方法都进行再次分析。（由于问题 1，2 讨论有重复，归为一处分析）

本形变类型为压弯组合，故按剪力，弯矩和轴力顺序进行分析

集中力法：



AB 段：

$$F_{s_A} = -F_{Ax} * \sin\theta_{AB} + F_{Ay} * \cos\theta_{AB}$$

$$F_{s_G_左} = F_{s_A}$$

$$F_{s_G_右} = F_{s_A} - (-G_{AB} * \cos\theta_{AB})$$

$$F_{s_B_AB} = F_{s_G_右}$$

$$M_A = 0$$

$$M_G = M_A + F_{s_A} * d_{AG}$$

$$M_{B_AB} = M_G + F_{s_G_右} * d_{G_AB}$$

$$F_{n_A} = F_{Ax} * \cos\theta_{AB} + F_{Ay} * \sin\theta_{AB}$$

$$F_{n_G_左} = F_{n_A}$$

$$F_{n_G_右} = F_{n_A} - (-G_{AB} * \sin\theta_{AB})$$

$$F_{n_B_AB} = F_{n_G_右}$$

BC 段：

$$F_{s_C} = -F_{Cx} * \sin\theta_{CB} + F_{Cy} * \cos\theta_{CB}$$

$$F_{s_G_左} = F_{s_C}$$

$$F_{s_G_右} = F_{s_C} - (-G_{BC} * \cos\theta_{CB})$$

$$F_{s_B_BC} = F_{s_G_右}$$

$$M_C = 0$$

$$M_G = M_C + F_{s_C} * d_{CG}$$

$$M_{B_BC} = M_G + F_{s_G_右} * d_{G_BC}$$

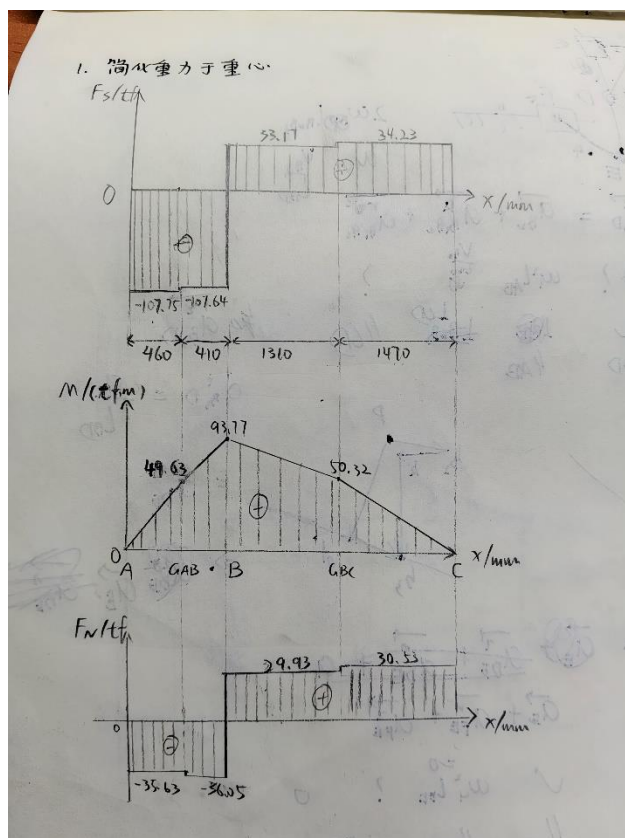
$$F_{n_C} = F_{C_x} * \cos\theta_{CB} + F_{C_y} * \sin\theta_{CB}$$

$$F_{n_G_左} = F_{n_C}$$

$$F_{n_G_右} = F_{n_C} - (-G_{BC} * \sin\theta_{CB})$$

$$F_{n_B_BC} = F_{n_G_右}$$

解上述方程可得到该载荷方式下各段剪力，弯矩，轴力的具体数值。将两段合并然后作图，可得：（注意到重心处有微小突变，或者微小斜率变化）（注意到该载荷情况下 B 点弯矩连续，说明此方法在端点处分析相对更加准确）（经过指正已将单位错误修改，吨改成吨力）



均布载荷法（长方形）

AB 段:

$$F_s(x) = F_s(0) + \int (0 \text{ 到 } x) q_{AB} \cdot \cos\theta_{AB} dx$$

$$M(x) = M(0) + \int (0 \text{ 到 } x) F_s(x) dx$$

$$F_n(x) = F_n(0) + \int (0 \text{ 到 } x) q_{AB} \cdot \sin\theta_{AB} dx$$

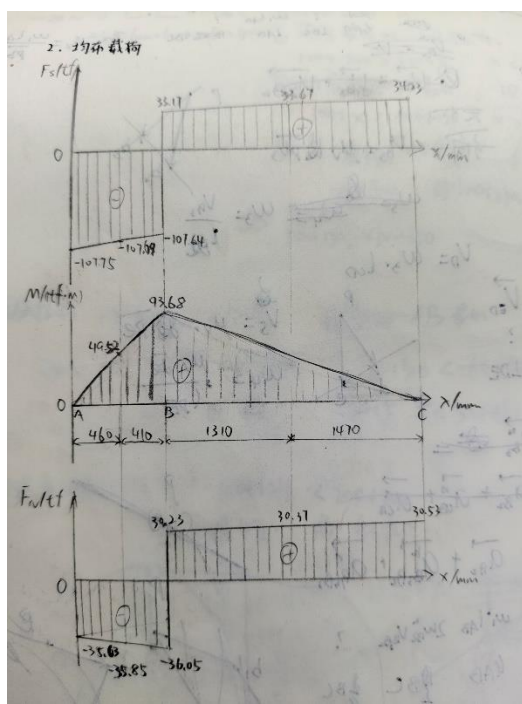
BC 段:

$$F_s(x) = F_s(0) + \int (0 \text{ 到 } x) q_{BC} \cdot \cos\theta_{CB} dx$$

$$M(x) = M(0) + \int (0 \text{ 到 } x) F_s(x) dx$$

$$F_n(x) = F_n(0) + \int (0 \text{ 到 } x) q_{BC} \cdot \sin\theta_{CB} dx$$

解上述方程可得到该载荷方式下各特殊点的剪力，弯矩，轴力的数值。将两段合并然后作图，可得：(注意到两段剪力和轴力图均有微小斜率变化，弯矩图微有凸起)
(该载荷情况下 B 点弯矩其实不连续，此方法在端点处分析不够真实和精确，图中连续只是巧合，本次计算在算上误差后，差距恰好是一个接近 0 可以忽略不计的值，故在起初误认为该方法适合)



综上，选用集中力法更好

2. 危险截面可能位置

根据绘制的两张内力图，我们可以按程度对危险截面进行排序

- (1) B 点，弯矩峰值，剪力接近峰值，轴力出现突变，且导致内力组合复杂。
同时存在销轴进一步提高危险程度
- (2) A 点，剪力峰值，剪力和轴力共同作用，存在销轴
- (3) AB 全段，剪力均接近峰值，且与轴力共同作用

处理方法：（与第二次设计保持一致，采用箱型截面）

- (1) 将 B 处腹板、翼缘作加厚处理
- (2) 适当增大 A，B 处半圆角
- (3) AB 段横向加劲肋以提高抗剪能力

第四次分析：

外钳臂 ABC 强度校核过程

位置	Fs	M	Fn
A	-1057.0	0	-349.5
Gab 左	-1057.0	486.9	-349.5
Gab 右	-1055.9	486.9	-353.6
B 左	-1055.9	919.9	-353.6
B 右	325.4	919.9	293.6
Gbc 左	325.4	493.6	293.6
Gbc 右	335.8	493.6	299.5
C	335.8	0	299.5

(根据上一次分析的数据, 单位根据 1 tf = 9.81 kN 换算)

(B 为最危险截面, 故主要分析此处)

AB 段)

单板面积: $A_{\text{单}} = 2 \times (25 \times 20) + 75 \times h'$

单板形心 (距底部): $y_c = [500 \times 10 + 500 \times (h-10) + 75 \times h' \times (20+h'/2)] / A_{\text{单}}$

单板惯性矩: $I_{\text{单}} = I_1 + I_2 + I_3$

$$I_1 = 25 \times 20^3 / 12 + 500 \times (y_c - 10)^2$$

$$I_2 = 25 \times 20^3 / 12 + 500 \times ((h-10) - y_c)^2$$

$$I_3 = 75 \times h'^3 / 12 + 75 \times h' \times ((20+h'/2) - y_c)^2$$

全截面惯性矩: $I = 2 \times I_{\text{单}}$

全截面模量: $y_{\text{max}} = \max(y_c, h - y_c)$

$$W = I / y_{\text{max}}$$

B 截面开孔: $A_{\text{net}} = A - 2 \times \pi \times r^2$

$$I_{\text{net}} = I - 2 \times (\pi \times r^4 / 4 + \pi \times r^2 \times d^2)$$

$$W_{\text{net}} = I_{\text{net}} / y_{\text{max}}$$

BC 段)

$$A = 2 \times b \times h$$

$$I = 2 \times (b \times h^3 / 12)$$

$$W = I / (h/2)$$

C 点校核计算过程相同，由于只有轴力没有弯矩，易得校核通过

强度校核公式)

$$[\sigma] = \sigma_s / n_s$$

$$\sigma = |F_n|/A + |M|/W \leq [\sigma]$$

$$n = \sigma_s / \sigma \geq n_s$$

计算结果)

AB 段 B 截面 ($h=600$, $h'=560$):

$$A = 86000 \text{ mm}^2, I = 2.364 \times 10^9 \text{ mm}^4, W = 7.88 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

$$\text{开孔后: } A_{\text{net}} = 78000 \text{ mm}^2, W_{\text{net}} = 7.82 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

$$\sigma = 122.1 \text{ MPa}, n = 1.92 \geq 1.5 \text{ 通过}$$

BC 段 B 截面 ($h=600$, $b=50$):

$$A = 60000 \text{ mm}^2, I = 1.8 \times 10^9 \text{ mm}^4, W = 6.0 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

$$\sigma = 158.2 \text{ MPa}, n = 1.49 < 1.5 \text{ 不通过}$$

处理方案)

(1)BC 段竖板宽度由 50mm 改为 55mm，高度不变

(2)在原 50mm 竖板外侧贴焊 5mm 钢板加强，覆盖 B 端两侧各 500mm 范围。

(3)在 B 截面附近增设三角肋板，提高局部抗弯能力。

提问到为什么不全流程使用 ai，我的回答是 ai 的建议只能用作参考，在 ai 基础上必须给出自己的想法，去亲自验算，或者查找资料，讨论等等，才能更好地解决工程问题，并且让自己得到锻炼。

只是浅层使用 ai 难以正确、全面、准确分析工程问题也是其中一个原因。

第五次分析：

1.计算最大加速度

动静法：钢卷施加惯性力 ma （除以4得到单处新摩擦力）向下，同时给D点施加新拉力 Ma （除以2得到单处新拉力，该力在翻转课堂过程中提出）。摩擦条件： $F_{Ay} \leq 4fF_{Ax}$ 。联立解最大加速度 $a_{\max}$

计算过程完全参照第一次分析，不过多赘述。代入参数后，摩擦条件恒满足，钳口不会打滑，完成自锁。最大加速度不受摩擦限制，受结构强度或提升设备能力约束。

考虑强度限制时，即考虑先前设计的各处销轴、外钳臂和吊装臂。参照分析，C和D处销轴所设计的安全系数最接近许用安全系数，故对此加以校核。校核过程与前几次分析一致，得到结果：

最大允许加速度： $a_{\max} = 0.095 \text{ m/s}^2$

控制部位：D点销轴（ $d=65\text{mm}$ ），销轴剪切强度限制

2.冲击问题分析

翻转课堂汇报中仅完成静力计算和简单的判断，暂未完成动载计算和修改建议。我将重新进行分析，完整完成后续分析任务。

静载计算：货板简化为简支梁，跨度取轮距7.5m，钢卷重力 G 由两侧接触各承担 $G/2$ ，取一侧 $G/2$ 作用于钢卷外径对应货板处（经翻转课堂讨论后进行了修正）

静挠度计算公式： $\Delta_{st} = [P \times a / (24 \times E \times I \times L)] \times (3L^2 - 4a^2)$

a 为作用点到支座距离

计算结果为997mm，静载时挠度已远超板厚，需要对推车进行修改。待动载计算完毕后分析。

动载计算：动荷因数 $K_d = 1 + \sqrt{1 + 2h / \Delta_{st}}$

$$\Delta_d = 2.01 \times 0.997 = 2.004 \text{ m}$$

其他参数

$$K_d = 1 + \sqrt{1 + 2 \times 0.01 / 0.997} = 2.01$$

$$P_d = 2.01 \times 166.77 = 335.2 \text{ kN}$$

$$M_{\max} = 335.2 \times 2.6095 = 874.7 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

$$\sigma_d = 874.7 \times 10^6 / (2.5 \times 0.02^2 / 6 \times 10^9) = 5248 \text{ MPa}$$

$$n = 690 / 5248 = 0.13 < 1.5$$

同样，推车钢板完全无法完成支撑

对小推车的修改建议，按合理、经济、有效顺序排列：

1. 轮距由 7.5m 缩小至 5m 以内，减小跨度。
2. 货板下方加装弹簧垫板，降低冲击刚度，增大静挠度，减小动荷因数
3. 货板下方增设纵向加强肋或箱型梁，提高整体抗弯刚度。
4. 增大货板厚度。但成本太高

第六次分析：

本实验报告中前五次分析已经完成了计算思路和设计方案的优化，已对翻转课堂提出的问题进行处理分析，完成任务。

以下是我为优化夹钳做出的其他分析：

根据第五次分析，夹钳夹起钢卷进行加速运动时，各个销轴和杆件或存在危险情况，导致最大加速度处于一个较小的状态，在此我将以最大加速度可达到 5 米每秒方为主要目标，节约材料为次要目标对夹钳进行整体优化。由于计算公式在前五次分析中均已给出，在此我只进行简单思路介绍和最终的计算成果展示。接下来需要对各个杆件，销轴等进行最小程度的改动，给出修改方案，使各处应力均接近极限，不浪费材料的情况下尽可能达到最大效益。

CD 臂：由 C 端动轴力校核开孔处，截面由 $b \times t$ 箱型，满足 $K \times F_n / A_{net} \leq [\sigma]$ 。

AB 段：动轴力增大，叠加原弯曲应力，校核 B 截面。

BC 段：动内力重新计算，校核 B 截面弯曲+轴力。

C、D 销轴：由动合力校核剪切， $d \geq \sqrt{(2F/(\pi[\tau]))}$ 。

B 销轴：由动合力校核剪切和挤压，挤压控制，增衬板厚度 t 和销轴直径 d 。

各部件调整至安全系数 1.5~1.6，输出最终尺寸。

CD 臂： $b=350\text{mm}$ ， $t=12\text{mm}$ ，箱型截面

AB 段： $h=600\text{mm}$ ， $h'=560\text{mm}$ ，总宽 75mm，不变

BC 段： $b=52\text{mm}$ ， h 线性变化 600→260mm

C 点销轴： $d=65\text{mm}$

D 点销轴： $d=65\text{mm}$

B 点销轴： $d=320\text{mm}$ ，衬板 $t=45\text{mm}$

由此，本次立卷夹钳项目计算分析报告结束，请老师和同学斧正，谢谢