

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до практичних занять і самостійної роботи
з дисципліни «Спеціальні підйомно-транспортні машини»
(для студентів бакалаврів)

Краматорськ 2019

УДК 621.87

Методичні вказівки до практичних занять та самостійної роботи з дисципліни «Спеціальні підйомно-транспортні машини» / Укл. І.В. Крупко. – Краматорськ: ДДМА, 2019. – 38 с.

Призначені для виконання дипломних та курсових проектів, розрахункових контрольних завдань, самостійної роботи, проведення практичних занять.

Укладач

І.В.Крупко, доц., к.т.н.

Відповідальний за випуск

М.Ю. Дорохов, доц., к.т.н.

ЗМІСТ

1 Практична робота №1. Вивчення конструкції та методики розрахунку потужності приводу механізму виштовхування крана для роздягання зливків.....	4
2 Практична робота №2. Вивчення конструкції і методики розрахунку механізму кантування кувального крана.....	12
3 Практична робота № 3. Вивчення конструкцій і розрахунок параметрів стрілових систем порталних кранів.....	26
4 Самостійна робота.....	32
Список рекомендованої літератури.....	36
Додаток А.....	37
Додаток Б.....	37
Додаток В.....	38

1 ПРАКТИЧНА РОБОТА №1

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ ПОТУЖНОСТІ ПРИВОДУ МЕХАНІЗМУ ВИШТОВХУВАННЯ КРАНА ДЛЯ РОЗДЯГАННЯ ЗЛИВКІВ.

1.1 Призначення крана і операції, які він виконує

Крани для роздягання зливків (друга назва – стріперні крани) розміщуються у стріперних відділеннях великих мартенівських, електросталеплавильних і киснево-конверторних цехах металургійних заводів. Головне їх призначення – витягнення (роздягання) сталевих зливків з виливниці.

Основними робочими органами кранів є: великі кліщі, малі кліщі і штемпель з наконечником. За допомогою цих органів виконуються 3 технологічні операції:

- 1) роздягання зливків, відлитих у виливниці з розширенням донизу;
- 2) роздягання зливків, відлитих у виливниці з розширенням догори;
- 3) відрив від піддонів зливків з розширенням донизу.

Допоміжними робочими органами є: гак, який підвішується до траверсі, яка підтримується великими кліщами, і піднімальний електромагніт, який чіпляється на гак. За допомогою гака і магніта виконуються різні допоміжні, ремонтні та прибиральні роботи, які включають, також роботи по прибиранню окалини за допомогою магніта.

По ГОСТ 12613 – 79 встановлюється таке умовне позначення крана:
кран для роздягання зливків $Q_1/Q_2 - F_c - L$,

де Q_1 і Q_2 – вантажопідйомність гака і вантажопідйомність великих або малих кліщів, т;

F_c – зусилля виштовхування (стріперування), кН;

L – проліт крана, м.

1.2 Вивчення конструкції і принципу роботи механізму виштовхування.

Принципова схема механізму показана на рис. 1.1. Виконавчими органами механізму є наконечник 1, і малі кліщі 7. У робочих операціях наконечник повинен здійснювати вертикальне поступальне переміщення, а малі кліщі повинні змінювати розхил (відстань між кернами) і також здійснювати вертикальне переміщення.

На механізмі встановлено два фланцевих двигуни 17, які закріплені на редукторі 16 з двома вхідними швидкохідними валами. Маточина вихідного зубчатого колеса редуктора має квадратний отвір, завдяки чому квадратний хвостовик 14 порожнистого гвинта 11, який проходить крізь отвір, може обертатися з зубчатым колесом і поступально переміщуватися відносно колеса.

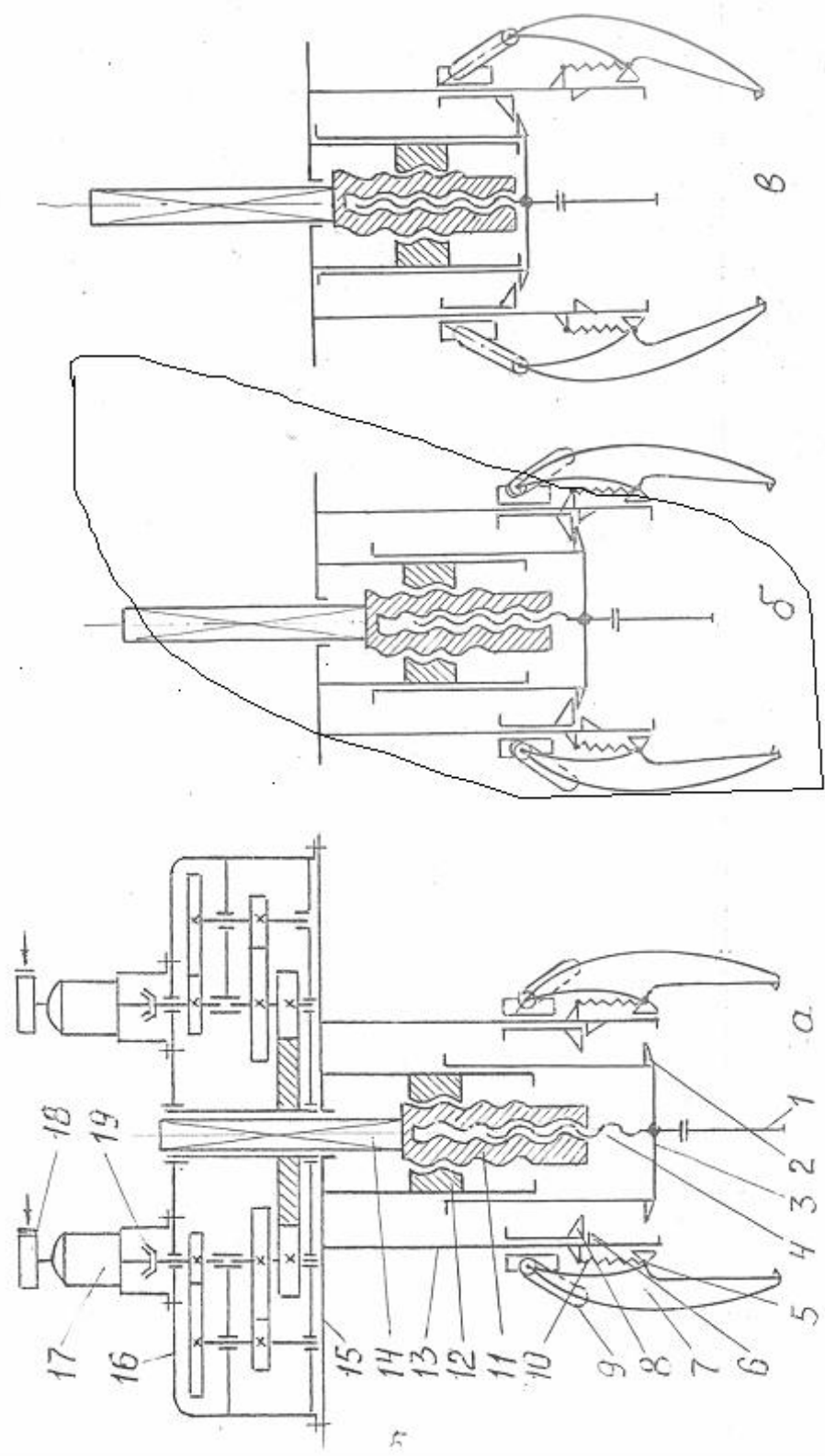


Рисунок 1.1. — Кінематична схема механізму виштовхування за різними положеннями штемпеля

Порожнистий гвинт 11, що має внутрішню і зовнішні нарізки, обертається сумісно з квадратним хвостовиком 14 відносно нерухомої гайки 12, яка закріплена на основі 15 патрона 13. Відносно порожнистого гвинта 11 поступально переміщується необертальний центральний гвинт 4. Кінематика така, що швидкість поступального переміщення центрального гвинта 4 відносно нерухомої гайки 12 у два рази перевищує швидкість (того ж напрямку) порожнистого гвинта 11 відносно гайки 12.

З центральним гвинтом 4 твердо зв'язаний штемпель 3, який переміщується вздовж напрямних корпусу гайки 12. На нижньому кінці штемпеля 3 встановлені упори 2, які твердо з ним зв'язані. Унизу центральний гвинт 4 має змінний наконечник 1.

По напрямним корпусу патрона 13 може переміщуватися обойма з прорізами 9, вздовж яких, при виконанні операцій, перекочуються ролики малих кліщів 7. У крайньому нижньому положенні обойма 9 своїми упорами 8 опирається на упори 6 корпусу патрона.

Вісі коливання 5 малих кліщів можуть переміщуватися по напрямним корпусу патрона 13. Ці вісі підтримуються канатними амортизаціями 10, які закріплені на корпусі 13 і які обмежують крайнє нижнє положення кліщів.

Механізм виштовхування працює наступним чином. За початкове положення елементів механізму приймаємо середнє положення штемпеля 3 (рис.1.1,б), яке відповідає моменту, коли обойма з прорізами 9 опирається одночасно на упори 2 штемпеля 3 і на упори 6 корпусу патрона 13. При цьому ролики малих кліщів знаходяться у крайній верхній частині прорізів обойми 9 і, таким чином, кліщі мають максимальний розхил. Вісі коливання 5 знаходяться у крайньому нижньому положенні, а канатні амортизатори 10 навантажені силою ваги кліщів.

Щоб висунути вниз наконечник 1 (при роздяганні зливків з розширенням донизу) привод механізму включається на опускання порожнистого гвинта 11 та центрального гвинта 4. Разом з центральним гвинтом буде опускатися наконечник 1 і штемпель 3 з упорами 2. Обойма 9 залишиться на місці, і буде підтримуватися упорами 6 корпусу патрона. Таким чином, розхил кліщів не зміниться і залишиться максимальним аж до досягнення наконечником 1 і штемпелем 3 свого крайнього нижнього положення (рис. 1.1, а).

Щоб зменшити розхил малих кліщів при затисненні зливка (роздягання зливків з розширенням догори), привод механізму включається на підймання порожнистого гвинта 11, центрального гвинта 4 і штемпеля 3. Зменшення розхилу кліщів відбуватиметься, починаючи від середнього положення елементів (рис. 1.1, б), коли штемпель 3, який піднімається, своїми упорами 2 буде піднімати обойму з прорізами 9. При цьому малі кліщі будуть залишатися на місці, а їх ролики будуть переміщуватися від верхнього кінця прорізів до нижнього, що приведе до повороту кліщів відносно осей їх коливання і, значить, до зменшення розхилу кліщів. Найменший розхил кліщів буде відповідати моменту, коли ролики кліщів будуть знаходитися у крайній нижній частині прорізів обойми 9 (рис. 1.1, в).

При подальшому підйомі штемпеля 3 (до моменту виключення двигуна за допомогою кінцевого вимикача) обойма 9 буде піднімати малі кліщі (без змінювання їх розхилу) разом з осями їх коливання, у результаті чого канатні амортизатори 10 будуть мати слабіну. Аналогічна картина матиме місце і у тому випадку, коли при деякому проміжному розхилі кліщі затиснуть зливки, і подальший підйом штемпеля буде відбуватись вже з затисненими кліщами зливком.

Механізм обладнаний муфтами граничного моменту 19 які охороняють механізм від поломок у випадках, коли фактичне зусилля стріперування перевищує розрахункове значення. Гальмування механізму здійснюється гальмами 18.

1.3 Методика розрахунку потужності привода

Механізм виштовхування є технологічним механізмом і повинен бути розрахований на переборення сили стріперування, яка виникає у процесі роздягання зливка. Сила стріперування розраховується за емпіричними залежностями і приблизно в 12-15 разів перевищує вагу зливка.

Існують два методи визначення необхідної потужності привода механізму стріперування.

Відповідно до першого методу [1] переборення сили стріперування і сили ваги піднімаючих мас механізму здійснюється за рахунок номінального моменту двигуна. Другий метод [2] для переборення вищезгаданих сил припускає використання перевантажувальної здібності двигуна, виходячи з того, що розрахункова сила стріперування виникає рідко і діє не більш 2 с. Другий метод є більш прогресивним, бо він, при забезпеченні працездатності механізму, дозволяє встановити двигуни меншої потужності.

Але використання другого методу не виключає поломки у механізмі. У випадку використання дефектних виливниць, зокрема, при розпалі їхніх стінок фактична сила стріперування може набагато перевищувати розрахункові значення. Виявляється, що і механізм може розвивати зусилля, яке наближається за величиною до фактичного зусилля стріперування. У результаті при незадовільній роботі муфти граничного моменту виникають поломки деталей.

Таке становище пояснюється тим, що енергія, яку має механізм виштовхування, набагато перевищує енергію, необхідну для переборення розрахункової сили стріперування. Цей надлишок енергії являє собою кінетичну енергію рухомих мас механізму. При виборі двигуна ця кінетична енергія не враховувалась.

Покажемо розрахункову схему механізму у вигляді поступально рухомої двомасової динамічної системи з зазором δ (рис. 1.2).

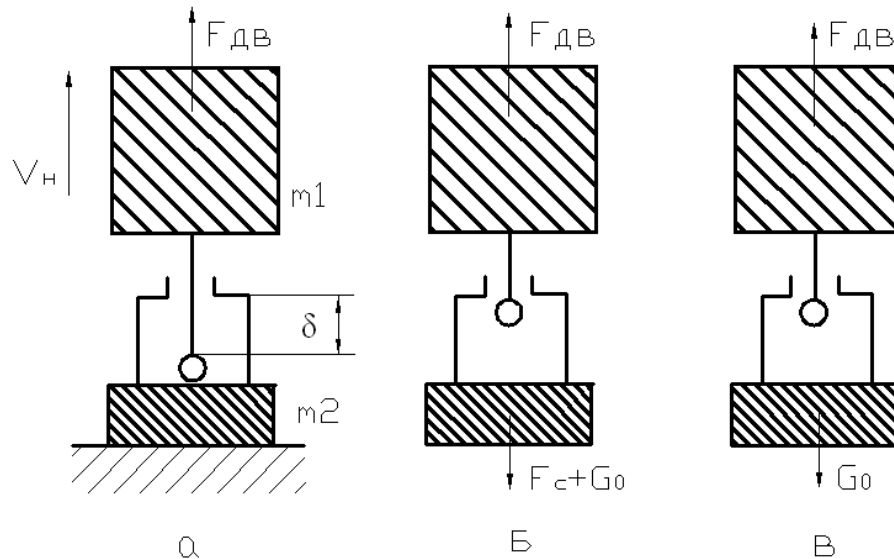


Рисунок 1.2 – Етапи руху спрощеної динамічної системи.

З'єднальна ланка системи приймається абсолютно жорсткою. Уся система рухається зі швидкістю, яка однакова зі швидкістю центрального гвинта механізму $v_{гв}$. Величина мас m_1 і m_2 залежить від виду операції, яка виконується, і кожна маса являє собою суму окремих мас механізму, приведених до центрального гвинта. При роздяганні зливків з розширенням донизу під масою m_1 розуміється сума мас на ділянці від двигуна до штемпеля з включенням мас штемпеля, центрального гвинта і наконечника, а під масою m_2 – сума мас патрона, виливниці, порожнистого гвинта та противаги. При роздяганні зливків з розширенням догори маси штемпеля, центрального гвинта і наконечника будуть входити у склад маси m_2 , яка, крім того, включає маси зливка і малих кліщів.

Для вітчизняних кранів має місце співвідношення:

$$m_1 = (250 \dots 1200) \cdot m_2 \quad (1.1)$$

Менші значення числових коефіцієнтів відповідають операції роздягання зливка з розширенням донизу.

Слід розрізняти 3 етапи руху двомасової системи.

Перший етап – вибір зазору δ (рис. 1.2, а). При цьому від дії рушійного зусилля двигуна $F_{дв}$ маса m_1 розганяється до швидкості, яка відповідає холостому руху механізму, а маса m_2 залишається нерухомою. Під зазором δ розуміється приведена до наконечника центрально гвинта відстань, яку повинні пройти наконечник (роздягання зливків з розширенням донизу) або керни малих кліщів (роздягання зливків з розширенням догори) до моменту зіткнення їх зі зливком.

Другий етап – процес роздягання зливка (рис. 1.2, б), у якому переборюється зусилля стріперування F_c і зусилля опору G_0 від ваги піднімаючих частин механізму.

Третій етап – рух системи після роздягання зливка (рис. 1.2, в), коли $F_c = 0$.

Для процесу роздягання зливків запишемо рівняння робіт:

$$A_p = A_{\partial\partial} + A_k \quad (1.2)$$

де A_p – повна робота, яку необхідно виконати в процесі роздягання зливка;

$A_{\partial\partial}$ – робота, яка виконується за рахунок моменту двигуна;

A_k – робота, яка виконують рухомі маси за рахунок запасу їх кінетичної енергії.

Роботу A_p запишемо у вигляді:

$$A_p = (F_c + G_0) \cdot h_c \quad (1.3)$$

де h_c – величина відносного переміщення зливка і виливниці, коли досягається умова $F_c = 0$.

Для обчислення роботи $A_{\partial\partial}$ розглянемо випадок, коли за термін роздягання зливка частота обертання валу двигуна буде змінюватися від частоти холостого ходу ω_{xx} до нуля, а момент двигуна $M_{\partial\partial}$ – від моменту холостого ходу M_{xx} до максимального моменту M_{max} (рис. 1.3). Для спрощування рішення залежність $M_{\partial\partial} = f(\omega)$ приймається лінійною.

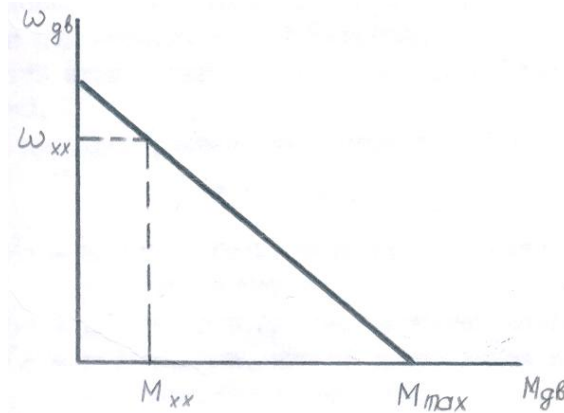


Рисунок 1.3 – Залежність моменту двигуна від його швидкості.

Тоді:

$$A_{\partial\partial} = \eta_m \int_0^{\varphi_0} M_{\partial\partial} d\varphi = \eta_m \int_0^{\varphi_0} \left[(M_{max} - M_{xx}) \cdot \frac{\varphi}{\varphi_0} + M_{xx} \right] d\varphi = (M_{max} + M_{xx}) \cdot \frac{\varphi_0 \cdot \eta_m}{2}$$

де φ_0 – кут повороту валу двигуна, відповідний до h_c ;

η_m – ККД механізму при дії зусилля F_c .

За умовою поступального руху динамічної моделі механізму виштовхування (рис. 1.2) будемо мати:

$$A_{\partial\partial} = (F_{max} + F_{xx}) \cdot \frac{h_c \cdot \eta_m}{2} \quad (1.4)$$

де F_{max} і F_{xx} – приведені до поступального руху зусилля двигуна, які відповідають моментам M_{max} і M_{xx} .

Кінетична енергія рухомих мас в кінці першого етапу (рис. 1.2, а)

$$A_k = \frac{m_1 \cdot v_{xx}^2}{2} \cdot \eta_m \quad (1.5)$$

де v_{xx} – швидкість холостого ходу центрального гвинта (наконечника), яка відповідна до ω_{xx} .

Для досягнення v_{xx} зазор між наконечником (або кернами малих кліщів) і зливком повинен складати не менш 30...40 мм. На практиці такий зазор завжди забезпечується.

Підставляючи вирази (1.3)...(1.5) в рівняння робіт (1.2), отримаємо:

$$h_c = \frac{m_1 \cdot v_{xx}^2 \cdot \eta_m}{2 \cdot (F_c + G_0) \cdot (F_{max} + F_{xx}) \cdot \eta_m} \quad (1.6)$$

Прийнятність вибраного двигуна перевіряється з умові:

$$h_c \geq [h_c] \quad (1.7)$$

де $[h_c]$ – необхідна мінімальна величина відносного переміщення зливка і виливниці, досягнення якої свідчить про успішне роздягання зливка.

Значення $[h_c]$ встановлюється експериментальним шляхом. Для розрахунків можна приймати $[h_c] = 50...70$ мм.

Аналіз показує, що для двох вищезгаданих операцій по роздягання злиwkів маса m_1 залишається приблизно однаковою, а величина m_2 значно більше при роздяганні зливка розширенням донизу. Тому остання операція є визначною при розрахунку h_c по формулі (1.6).

При практичних розрахунках можна приймати:

$$m_1 \approx 2zI_{\partial\theta} \left(\frac{\omega_{\partial\theta}}{y_{2\theta}} \right)^2, \quad v_{xx} = kv_{2\theta},$$

$$G_0 = m_2 g \quad F_{max} = zM_{max} \frac{\omega_{\partial\theta}}{2\pi \cdot v_{2\theta}}$$

$$F_{xx} \approx 0, \quad \eta_m = 0,75..0,8,$$

де $I_{\partial\theta}$ – момент інерції ротора одного двигуна, кгм²;

$\omega_{\partial\theta}$ – номінальна швидкість обертання двигуна, р/с;

z – кількість двигунів у механізмі;

k – коефіцієнт, який приймається рівним: $k = 1,5$ – для двигунів постійного струму і $k = 1,1$ – для асинхронних двигунів.

Розмірність інших параметрів: m_1, m_2 – кг; M_{max} – Нм; $v_{2\theta}$ – м/с.

З урахуванням вищенаведених залежностей, формула (1.6) буде мати вигляд

$$h_c = \frac{2 \cdot z \cdot I_{\partial\epsilon} \cdot k^2 \cdot \omega_{\partial\epsilon}^2 \cdot \eta_m}{2 \cdot (F_c + m_2 \cdot g) - z \cdot M_{\max} \cdot \frac{\varpi_{\partial\epsilon}}{2\pi \cdot v_{2\epsilon}} \cdot \eta_m} \quad (1.8)$$

Зусилля стріперування розраховується за відомою емпіричною формулою [1]

$$F_c = 10 \cdot G_{зл} + 750, \text{ кН,}$$

де $G_{зл}$ – вага зливка, кН.

У випадку, коли при вибраному двигуні умова (1.7) не виконується, а різниця між $[h_c]$ і h_c незначна, доцільно для зростання маси m_1 встановити на швидкохідному валу привода маховик.

Формула (1.8) матиме вигляд

$$h_c = \frac{z \cdot (2 \cdot I_{\partial\epsilon} + I_m) \cdot k^2 \cdot \omega_{\partial\epsilon}^2 \cdot \eta_m}{2 \cdot (F_c + m_2 \cdot g) - z \cdot M_{\max} \cdot \frac{\varpi_{\partial\epsilon}}{2\pi \cdot v_{2\epsilon}} \cdot \eta_m} \quad (1.9)$$

Момент інерції маси маховика буде дорівнювати

$$I_m = \frac{10^3}{32} \cdot \pi \cdot D^4 \cdot t \cdot \rho, \text{ кгм}^2,$$

де D і t – діаметр і товщина маховика, м;
 ρ – щільність матеріалу маховика, т/м³.

1.4 Порядок виконання роботи

Робота виконується у такій послідовності:

1 Вивчається креслення загального виду крана для роздягання злиwkів і складальне креслення механізму виштовхування з гвинтовою передачею. Вивчається технологія операцій, які виконуються краном.

У результаті студент повинен:

- зарисувати принципову схему крана з зазначенням на ній основних видів обладнання;
- записати повну технічну характеристику крана;
- зарисувати кінематичну схему механізму виштовхування з зазначенням на ній основних вузлів і деталей.

2 Виконується розрахунок механізму виштовхування з використанням вихідних даних, приведених у додатку А.

2.1 Визначається необхідна статична потужність двигуна приводу

$$P_{ст} = \frac{G_0 \cdot v_{2\epsilon}}{10^3 \cdot \eta_m}.$$

2.2 Спочатку вибирається за каталогом при ПВ = 40% найближчий за потужністю двигун (один або два – залежно від конструкції механізму) і

виписуються усі необхідні дані: тип, виконання, напруга, номінальна потужність, номінальна частота обертання, момент інерції ротора, максимальний момент двигуна.

2.3 За формулою (1.8) розраховується h_c і перевіряється умова (1.7).

При невиконанні умови (1.7) вибирається за каталогом другий двигун, і розрахунок за формулою (1.8) повторюється. Розглядається також можливість установки маховика.

3 Розглядаються інші можливі конструкції механізму виштовхування, наприклад, з застосуванням гідроприводу [4]. Дається аналіз якості різних конструктивних виконань механізму. Пропонуються нові конструктивні рішення.

1.5 Контрольні питання

1 Що слід зробити кранівнику, якщо, внаслідок відсутності зазора між робочим органом механізму виштовхування і зливком, енергії механізму для роздягання зливка буде недостатньо?

2 Яка суттєва природа зусилля стріперування?

3 Буде чи ні працездатним механізм виштовхування, розрахований за цією методикою, при відриві зливка від піддону?

4 До яких пір можна використовувати двигуни малих габаритів з одночасним збільшенням розмірів маховика?

2 ПРАКТИЧНА РОБОТА №2

Вивчення конструкції і методики розрахунку механізму кантування кувального крана.

2.1 Призначення крана і операції, які він виконує

Кувальні крани мостового типу застосовуються в кувально-пресових цехах металургійних і машинобудівних заводів.

Крани виконують два види операцій:

1 Технологічні і спеціалізовані підйомно-транспортні операції, які виконуються механізмами головного і допоміжного підйомів при підвішуваному на гаці механізму головного підйому кантувачелі:

- захват заготовки або заготовки з патроном біля виходу з нагрівальної печі і подача її на стіл преса, а після кування – транспортування заготовки на склад;
- з'єднання заготовки з патроном;
- підтримання, кантування і переміщення заготовки вздовж бойків преса у процесі кування.

2 Підйомно-транспортні операції, які виконуються за допомогою механізмів головного та допоміжного підйому при знятому кантувателі, – монтаж, демонтаж і ремонт обладнання цеху; установка пристроїв для кування; прибирання цеху.

2.2 Способи кування заготовок

Механізм кантування, конструкція і кінематична схема якого приведені в літературі [2,5,6,7] і в лекційному курсі «Спеціальні підйомно-транспортні машини», здійснює кантування, тобто поворот заготовки навколо її поздовжньої осі в процесі кування.

Розглянемо два найбільш поширених засоби кування:

- 1) кування без патрона;
- 2) кування з патроном.

Кування без патрона (рис.2.1) виконується для випадку довгої заготовки 2, яка піддержується ланцюгом 3 кантує і гаком 5 допоміжного підйому. Гак 5 з'єднується або з противагою 4 (в процесі кування), або з хомутом (при транспортуванні заготовки).

Для розрахунку механізму кантування приймається випадок, коли необхідно проковувати, більше половини довжини заготовки. При цьому ланцюг кантувателя розташовується правіше центра ваги заготовки (див. рис. 2.1), а заготовка врівноважується противагою 4. У такому положенні заготовка подається до бойків 1 преса і встановлюється з невеликим зазором δ між нижнім бойком і заготовкою.

Для заготовки масою G_3 , зусилля F_k , яке діє на кантуватель і сприймається ланцюгом, і необхідна вага противаги визначаються за формулами:

$$F_k = G_3 \cdot \frac{a + A}{A} > G_3, \quad (2.1)$$

$$G_{np} = G_3 \cdot \frac{a}{A}, \quad (2.2)$$

де a – розмір, який визначається технологією кування заготовки, мм;

A – відстань між осями головного і допоміжного візка крана, м.

При виборі заготовки і призначенні розміру «а» повинна бути виконана умова

$$F_k \leq G_n - G_k, \quad (2.3)$$

де G_n – номінальна вантажопідйомність крана, кН;

G_k – вага кантувателя, кН.

Кантування заготовки виконується в підвішеному стані при наявності зазору δ . У такому положенні відбувається кування. При цьому під дією верхнього бойка преса ось заготовки зміщується униз на величину:

$$\Delta y = \delta + 0,5S \quad (2.4)$$

де S – хід верхнього бойка, мм.

Внаслідок деформації пружин амортизатора кантувачеля на величину Δu зміщується також пластинчастий ланцюг 3 (рис.2.1).

При підніманні верхнього бойка, заготовка трохи піднімається, утворюючи знову зазор між нею і нижнім бойком, після чого виконується її кантування.

При значній величині Δu , яка визначається звичайно значенням початкового зазора δ , перевантаження крана може перевищувати його номінальну вантажопідйомність більш, ніж на 15%. У такому випадку спрацьовує розгальмуючий пристрій механізму головного підйому, і кантувачель з ланцюгом знижується, зменшуючи значення δ . Якщо виявиться, що δ стане рівним нулю, то кранівник разом з оператором преса повинні встановити зменшений розмір δ .

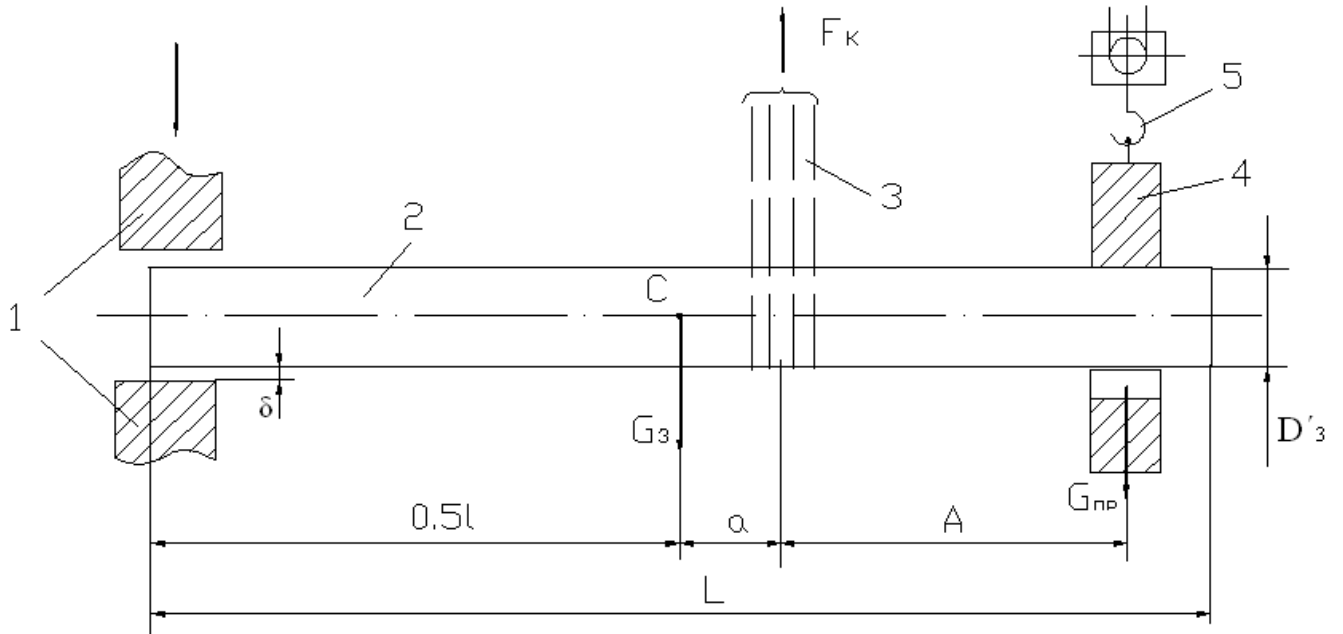
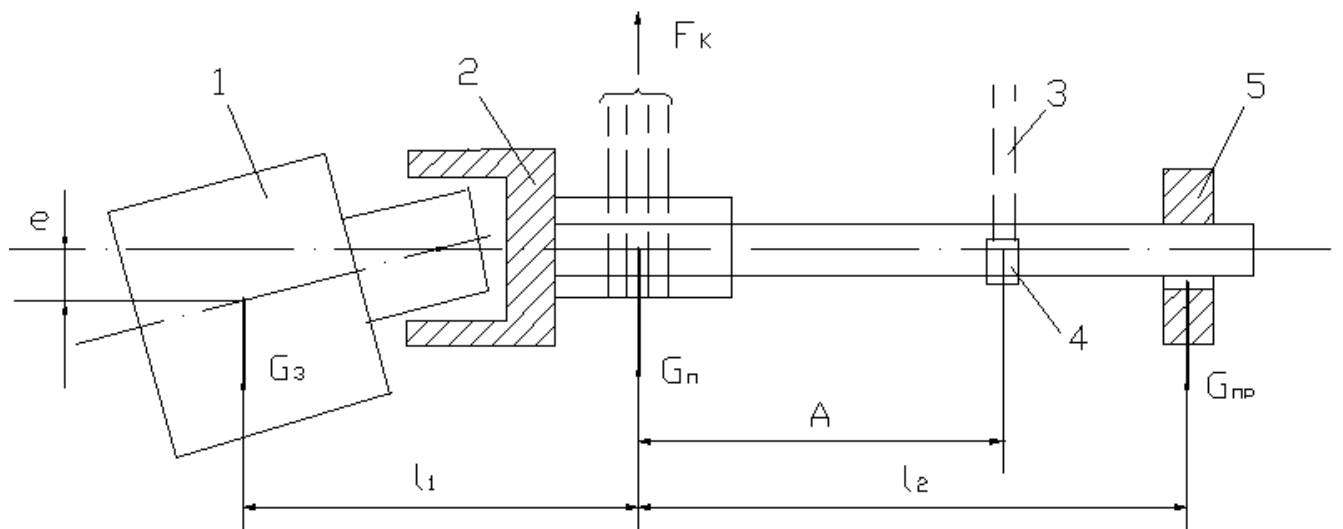
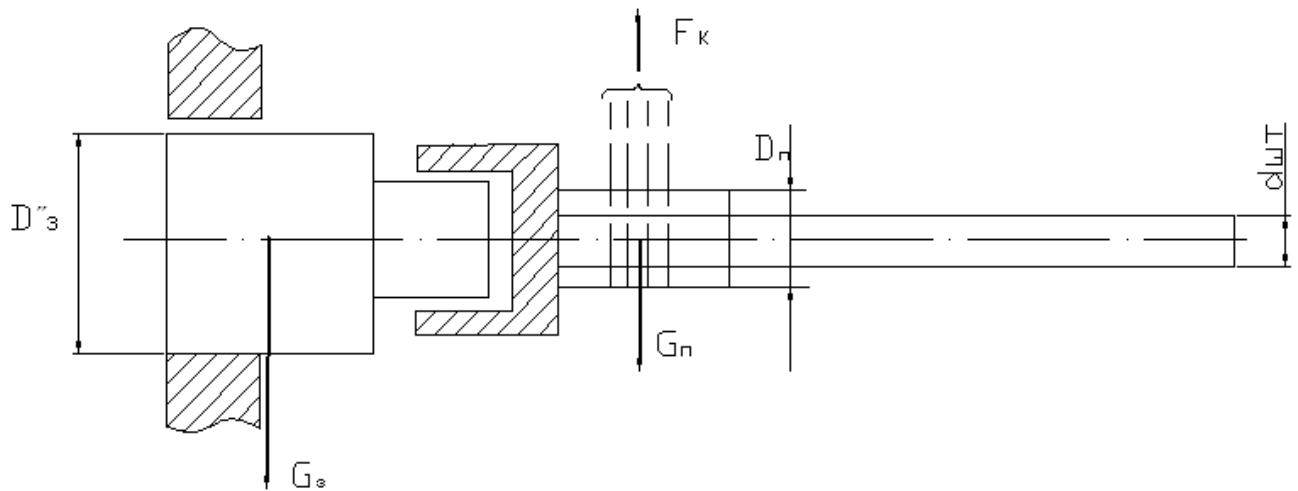


Рисунок 2.1 – Схема розташування ланцюга і протизаги на заготовці у процесі кування



а)



б)

Рисунок 2.2 – Взаємне положення заготовки, патрона, ланцюга і протизаги при транспортуванні заготовки /а/ і при її куванні /б/

Кування з патроном (рис.2.2) виконується при короткій заготовці 1, на закатану цапфу якої нагвинчується головка патрона 2. При транспортуванні заготовки (рис.2.2,а) зрівноваження системи заготовка - патрон робиться за допомогою протизаги 5, плечі якого l_2 може перевищувати розмір A . При цьому внаслідок зазорів у місці з'єднання заготовки з патроном, а також внаслідок деформації цапфи заготовка перекошується відносно патрона. За допомогою зварного ланцюга 3, який навішується на гак допоміжного підйому і зв'язується з ланцюгом хомута 4, виконується транспортування патрона (без заготовки).

Зробимо припущення, що напрямки зусилля ваги патрона G_n і зусилля F_k у ланцюгу кантувателя збігаються. Тоді для випадку транспортування заготовки (рис.2.2,б) знаходимо:

$$F_k = G_3 + G_n + G_{np}, \quad (2.5)$$

$$G_{np} = G_3 \cdot \frac{l_1}{l_2}. \quad (2.6)$$

На практиці, для підвищення продуктивності процесу кування коротких заготовок, після операції обтиснення, тобто після підйому верхнього бойка, кантування заготовки здійснюють без відриву її від нижнього бойка. За розрахунковий приймається випадок, коли заготовка повністю обпирається на нижній боек, тобто зусилля від ваги заготовки G_3 знаходиться в межах опорної поверхні нижнього бойка, а вага патрона повністю сприймається ланцюгом кантувателя (рис.2.2,б). Кування здійснюється без протизаги, між хомутом 4 і штангою патрона 2 є зазор.

2.3 Вибір ланцюга кантувателя

На кантувателях застосовують шарнірно-пластинчасті ланцюги по ГОСТ 1050-74

Ланцюг виконує дві функції:

1 Піддержує заготовку або заготовку з патроном і противагою.

2 Здійснює кантування заготовки.

Ланцюг вибирається за розривним зусиллям

$$F_p = F_l^{max} K, \quad (2.7)$$

де F_l^{max} – максимальне зусилля в одній гілці ланцюга, кН;

K – коефіцієнт запасу міцності, який приймається рівним 5.

Спочатку ланцюг підбирається для випадку, коли обидві гілки ланцюга кантувателя паралельні між собою.

Тоді

$$F_l^{max} = 0.5 F_k^{max}, \quad (2.8)$$

де F_k^{max} – максимальне навантаження на кантуватель, кН.

Будемо вважати, що при обох засобах кування повністю використовується номінальна вантажопідйомність крана.

Тоді приймаємо

$$F_k^{max} = (Q_n - m_k)g, \quad (2.9)$$

де Q_n – номінальна вантажопідйомність крана, т;

m_k – маса кантувателя, т.

Після вибору типорозміру ланцюга визначається діаметр зірочки механізму кантування

$$D_{зир} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}, \quad (2.10)$$

де t – крок вибраного ланцюга за каталогом, мм;

z – кількість зубів зірочки, рекомендується $z = 8$.

При відомих діаметрах довгої заготовки D'_3 , (рис.2.1) і гранчастої частини патрона D_n (рис.2.2), а також за умовою, що

$$D'_3 > D_{зир} \text{ і } D_n > D_{зир},$$

зусилля F_l^{max} буде дорівнювати (рис.2.3)

$$F_l^{max} = \frac{F_k^{max}}{2 \cos \alpha \eta_l}, \quad (2.11)$$

$$\cos \alpha = \frac{l}{H} \cdot \sqrt{H^2 - 0,25(D_0 - D_{зир})^2}, \quad (2.12)$$

де α – кут відхилення гілок ланцюга від вертикалі, град;

D_0 – діаметр деталі, яка охоплюється ланцюгом ($D'_0 = D'_3$, або $D_0 = D_n$), м;

η_l – ККД ланцюгової передачі;

H – відстань між осями зірочки і заготовки (патрона), м.

При новому значенні F_l^{\max} перевіряється фактичний коефіцієнт запасу міцності ланцюга

$$K_\phi = \frac{F_p^{\text{кат}}}{F_l^{\text{max}}} \geq [K], \quad (2.13)$$

де $F_p^{\text{кат}}$ – каталожне значення розривного зусилля ланцюга, кН.

2.4 Визначення опору при кантуванні заготовки

Опір кантуванню будемо розглядати у вигляді моментів, приведених на вал зірочки кантувателя (т. O_1 , рис.2.3).

Для випадку кантування довгої заготовки (рис. 2.1) опір кантуванню буде дорівнювати

$$M'_k = M'_l + M'_{np}, \quad (2.14)$$

а при короткій заготовці з патроном (рис.2.2, б)

$$M''_k = M''_l + M_3, \quad (2.15)$$

де M'_l і M''_l – моменти від зусиль тертя у шарнірах ланцюга при обгинанні ним, в одному випадку, зірочки і заготовки, а в другому випадку, – зірочки і патрона, кНм;

M'_{np} – момент від зусиль тертя між довгою заготовкою і противагою, яка на ній установлена, (рис. 2.1), кНм;

M_3 – момент від зусиль тертя між короткою заготовкою і нижнім бойком преса (рис. 2.2, а), кНм.

Моменти M_l визначимо із рівняння робіт, які здійснюють зусилля тертя у шарнірах ланцюга при обгинанні ним зірочки і заготовки (патрона).

$$M'_l = F'_l d_{ш} f_1 \left(1 + \frac{D_{зip}}{D'_3} \right), \quad (2.16)$$

$$M''_l = F''_l d_{ш} f_1 \left(1 + \frac{D_{зip}}{D_n} \right), \quad (2.17)$$

де F'_l і F''_l – максимальні зусилля в однієї гілці ланцюга для двох розглянутих випадків кування (рис. 2.1 і 2.2, б), кН;

$d_{ш}$ – діаметр шарніра ланцюга, м;

f_1 – коефіцієнт тертя ковзання у шарнірах ланцюга.

Зусилля $F'_{Л}$ і $F''_{Л}$ приймаються рівними:

$$F'_{Л} = \frac{(Q_n - m_k) \cdot g}{2 \cos \alpha}, \quad (2.18)$$

$$F''_{Л} = \frac{m_n \cdot g}{2 \cos \alpha}, \quad (2.19)$$

де m_n – маса патрона, т.

Моменти M'_{np} і M_3 обчислюються за формулами:

$$M_{np} = \frac{1}{2} m'_{np} \cdot g \cdot f_2 \cdot D_{зip}, \quad (2.20)$$

$$M_3 = m''_3 \cdot g \cdot f_3 \cdot \frac{D_{зip} \cdot D''_3}{2 D_n}, \quad (2.21)$$

де m''_3 і D''_3 – маса і діаметр короткої заготовки (рис. 2.2, а);

m'_{np} – маса противаги на довгій заготовці (рис. 2.1), т;

f_2 – коефіцієнт тертя ковзання між противагою і довгою заготовкою;

f_3 – коефіцієнт тертя ковзання між короткою заготовкою і нижнім бойком преса

2.5 Визначення необхідної потужності двигуна

У зв'язку з певною періодичністю кантування заготовки, її обтиснення і переміщення вздовж бойків преса, розрахунковий графік навантаження механізму кантування зображаємо у вигляді, показаному на рис.2.4.

$$P = \frac{M_k^{ckв} \omega_{зip}}{\eta_{мех}}, \text{кВт}, \quad (2.22)$$

де $M_k^{ckв}$ – середньоквадратичний момент опору кантуванню, приведений до валу зірочки кантувателя, кНм;

$\omega_{зip}$ – кутова швидкість обертання зірочки, рад/с;

$\eta_{мех}$ – ККД механізму кантування.

Момент $M_k^{ckв}$ буде дорівнювати (див.рис.2)

$$M_k^{ckв} = \sqrt{(M_k)^2 \cdot \frac{n_1 \cdot t_1}{n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + n_3 \cdot t_3}}, \quad (2.23)$$

де M_k – момент опору кантування, визначений за формулами (2.14) і (2.15), кНм;

t_1, t_2, t_3 – тривалість періодів одного кантування, одного обтиснення і одного переміщення заготовки відповідно (рис. 2.4);

n_1, n_2, n_3 – кількість періодів тривалістю, відповідно t_1, t_2, t_3 .

Кутова швидкість зірочки

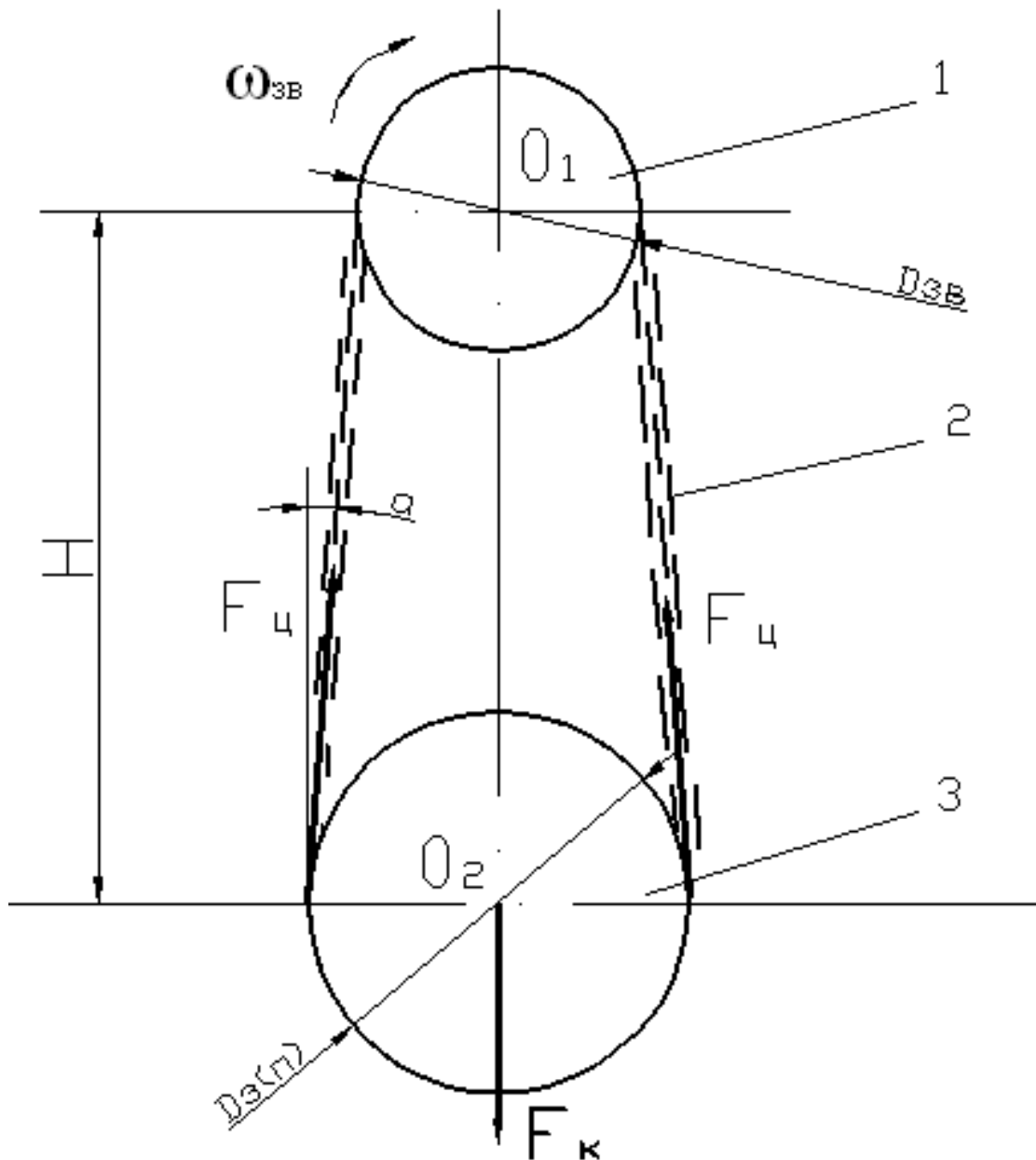
$$\omega_{зир} = \frac{2 \cdot v_{л}}{D_{зир}}, 1/с,$$

(2.24)

де $v_{л}$ – лінійна швидкість ланцюга, м/с.

На практиці при $Q_n \leq 75$ т встановлюються асинхронні двигуни, при $Q_n > 75$ т – двигуни постійного струму.

Вибраний двигун перевіряється на можливість кантування короткої заготовки в підвішеному вигляді для випадку її перекосу відносно патрона (рис. 2.2. а).



1 – зірочка; 2 – ланцюг; 3 – заготовка або патрон

Рисунок 2.3 – Схема для визначення зусилля в одній ланці ланцюга.

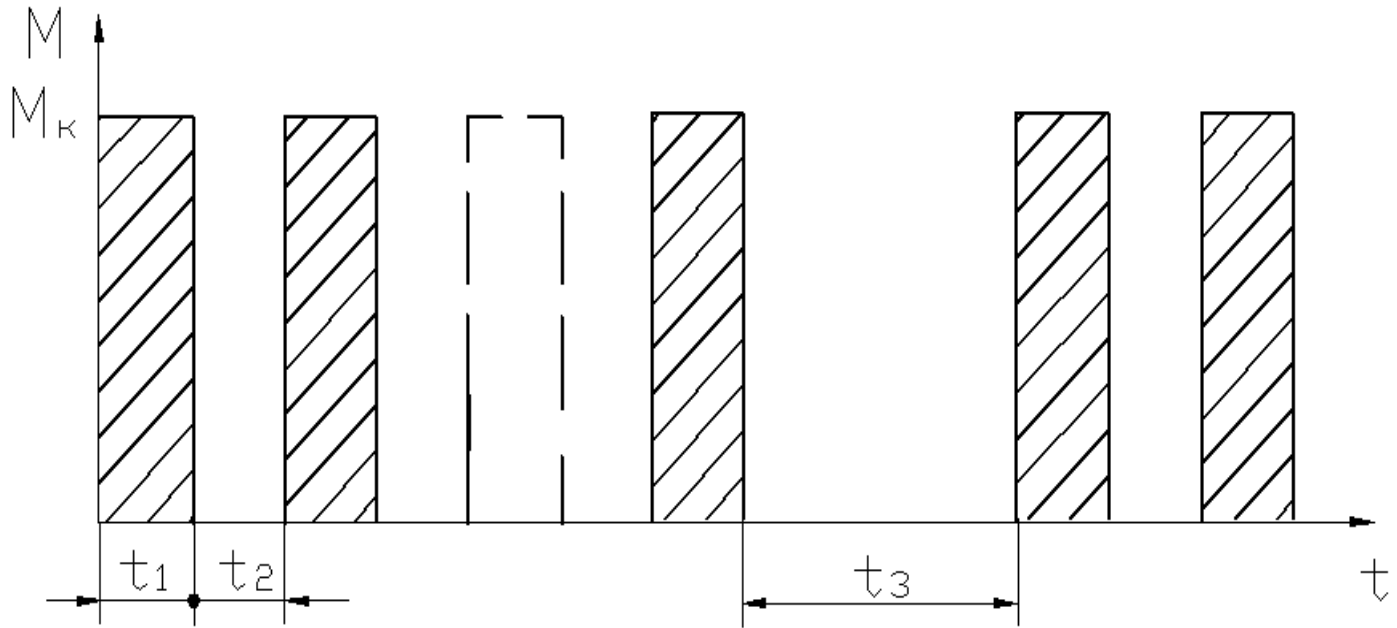


Рисунок 2.4 – Розрахунковий графік навантаження механізму кантування.

Опір кантуванню при цьому буде дорівнювати:

$$M_{\kappa}''' = M_{\text{л}}''' + M_{\text{екс}} + M_{\text{пр}}'', \quad (2.25)$$

де $M_{\text{л}}'''$ – такий самий момент від зусиль тертя, як і $M_{\text{л}}''$, але при іншому значенні зусиль в гілці ланцюга, кНм;

$M_{\text{екс}}$ – момент від ексцентричного розташування центру ваги заготовки відносно осі патрона (рис. 2.2, а), кНм;

$M_{\text{пр}}''$ – момент від зусиль тертя між штангою патрона і противагою, кНм.

Величини $M_{\text{л}}'''$, $M_{\text{екс}}$ і $M_{\text{пр}}''$ визначаються за формулами:

$$M_{\text{л}}''' = \frac{(Q_{\text{н}} - m_{\kappa}) \cdot g}{2 \cos \alpha} \cdot d_{\text{ум}} \cdot f_1 \cdot \left(1 + \frac{D_{\text{зп}}}{D_{\text{н}}}\right), \quad (2.26)$$

$$M_{\text{екс}} = m_{\text{з}}'' \cdot g \cdot e \cdot \frac{D_{\text{зп}}}{D_{\text{н}}}, \quad (2.27)$$

$$M_{\text{пр}}'' = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{пр}}'' \cdot g \cdot f_4 \cdot \frac{d_{\text{ум}} \cdot D_{\text{зп}}}{D_{\text{н}}}, \quad (2.28)$$

де $m_{\text{пр}}''$ – маса противаги, установленної на патроні (рис. 2.2, б), т;

$d_{\text{ум}}$ – діаметр штанги патрона, м;

f_4 – коефіцієнт тертя ковзання між штангою патрона і противагою;

e – величина ексцентриситету заготовки (рис. 2.2, а).

Необхідна потужність двигуна для цього випадку

$$P_{екс} = \frac{M_{к}''' \cdot \omega_{зп}}{\eta_{м}}, \quad (2.29)$$

Вибраний раніше двигун 3 номінальною потужністю $P_{дв}$ перевіряється по умові

$$\frac{P_{екс}}{P_{дв}} \leq \psi_{max},$$

де ψ_{max} – кратність максимального пускового моменту двигуна.

2.6 Порядок виконання роботи

З використанням поданих на заняття графічних матеріалів і вихідних даних, приведених в додатку Б, робота виконується у такій послідовності:

1 Вивчаються креслення загального вигляду кувального крана, складальні креслення кантувателя, механізму кантування, амортизатора і пластинчастого ланцюга. У результаті студент повинен:

- зарисувати принципову схему з зазначенням на ній основних видів обладнання крана;
- зарисувати принципову схему кантувателя з механізмом кантування із зазначенням основних вузлів і деталей.

2 Вибирається ланцюг кантувателя.

- Для цього використовуються формули (2.7) ... (2.13).

Рекомендується приймати

$$D_n = (1,1...1,3) \cdot D_{зп}$$

Із каталогу для ланцюгів виписуються параметри ланцюга: крок t і діаметр шарніра $d_{ш}$.

3 Визначається опір кантування окремо для довгої і короткої заготовки за припущенням, що в обох випадках повністю використовується номінальна вантажопідйомність крана.

Розрахунки проводяться за формулами (2.14) ... (2.21).

Для розрахунків рекомендуються такі емпіричні формули:

$$m_n = 1,2 \cdot m_{к},$$

$$m'_{np} = 0,2 \cdot (Q_n - m_{к}),$$

$$m''_{np} = (0,25...0,27) \cdot m''_3.$$

Маса короткої заготовки m''_3 буде дорівнювати

$$m''_3 = Q_n - m_{к} - m_n - m''_{np}$$

Рекомендується приймати: $f_1 = 0,15$, $f_2 = 0,5$, $f_3 = 0,5$.

Результати розрахунку заносяться у таблицю 2.1.

Таблиця 2.1 – Опір кантуванню заготовок

Довга заготовка (рис. 2.1)			Коротка заготовка (рис. 2.2, б)		
M'_l , кНм	M'_{np} , кНм	M'_k , кНм	M''_l , кНм	M'_z , кНм	M''_k , кНм

4 Вибирається двигун механізму кантування.

Розрахунок необхідної потужності двигуна виконується для найбільшого значення M'_k по формулах (2.22)...(2.23).

Формула (2.23) спрощується, якщо, виходячи з досвіду, прийняти:

$$n_1 \approx n_2, t_1 \approx t_2, t_3 \approx 5t_1, n_3 \approx 0,5n_1.$$

Тоді

$$M^{ckb}_k \approx 0,5M'_k.$$

5 Вибраний двигун перевіряють за умовою (2.30). У формулі (2.27) величину ексцентриситету приймаємо за досвідними даними, приведеними в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Значення ексцентриситету e

Маса короткої заготовки, т	10...30	40...50	60...80	90...120	130...170
Величина ексцентриситету e , мм	8,5	17,5	18	37	57

При значеннях мас заготовок, які відрізняються від приведених у табл. 2.2, величина ексцентриситету визначається методом інтерполяції або екстраполяції.

Діаметр штанги d_{um} патрона (рис. 2.2,б) визначається за емпіричною формулою

$$d_{um} = (0,45...0,6) \cdot D_n.$$

Рекомендується приймати $f_4 = 0,25$.

6 Дається аналіз точності кувальних операцій. Розглядаються інші варіанти роботи преса і кувального крана.

2.7 Контрольні питання

- 1 Яку функцію виконує муфта граничного моменту у механізмі кантування?
- 2 Чому при виборі ланцюга не враховується перевантаження в процесі кування?
- 3 За якими умовами визначається необхідний гальмівний момент гальма механізму кантування?
- 4 Для чого призначені амортизатори кантувателя?
- 5 Можливе чи ні стопоріння двигуна механізму кантування?

3 ПРАКТИЧНА РОБОТА № 3

Вивчення конструкцій і розрахунок параметрів стрілових систем порталних кранів

3.1 Аналіз конструкцій і роботи стрілових систем різних типів.

На перевантажувальних, будівельних і монтажних порталних кранах зміна вильоту вантажу є робочим рухом, який здійснюється шляхом зміни положення елементів стрілової системи.

З метою зниження потужності приводу механізму зміни вильоту і підвищення точності позиціонування вантажу при зміні вильоту, до стрілових систем порталних кранів висуваються дві основні вимоги:

1 Стрілова система повинна бути зрівноважена.

2 Стрілова система повинна забезпечити горизонтальну або достатньо полого траєкторію руху вантажу при зменшенні вильоту.

На практиці найбільше поширення набули такі типи стріловидних систем [7]:

1 Прямі стріли зі зрівняльними пристроями (зрівняльним поліспаком і зрівняльним блоком).

2 Шарнірно-з'єднані стріли з профільованим хоботом та гнучкою або жорсткою відтяжкою.

На прямій стрілі зі зрівняльним поліспаком (рис. 3.1) відстань L_i між блоками зрівняльного поліспака при коливанні стріли змінюється, внаслідок чого підйомний канат перекочується по блокам цього поліспака, змінюючи величину l_i підвісу вантажу. Зміна довжини підвісу l_i така, що вона компенсує величину підйому або опускання кінцевих блоків стріли, забезпечуючи достатньо близьку до горизонталі траєкторію руху вантажу при коливанні стріли.

При коливанні стріли будемо мати (рис. 3.1)

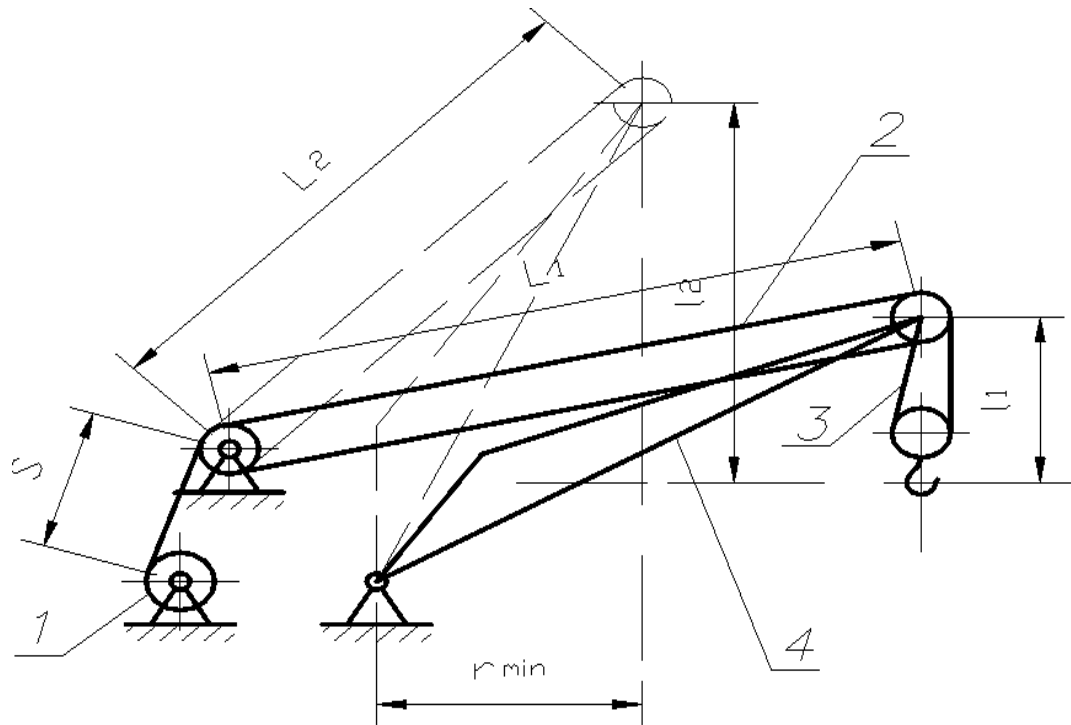
$$S + \sum (L_i \cdot U_{zip} + l_i \cdot U_e) = const \quad (3.1)$$

Де U_{zip} U_e – кратність відповідно до зрівняльного та вантажного поліспаків.

Пряма стріла зі зрівняльним блоком (рис. 3.2), внаслідок рухомості останнього, також забезпечує приблизно горизонтальний рух вантажу при коливанні стріли. Змінювані відстані S_i і L_i приводять до перекочування підйомного каната по зрівняльному блоку і блоку на кінці стріли, що приводить до змінної величини l_i підвісу вантажу.

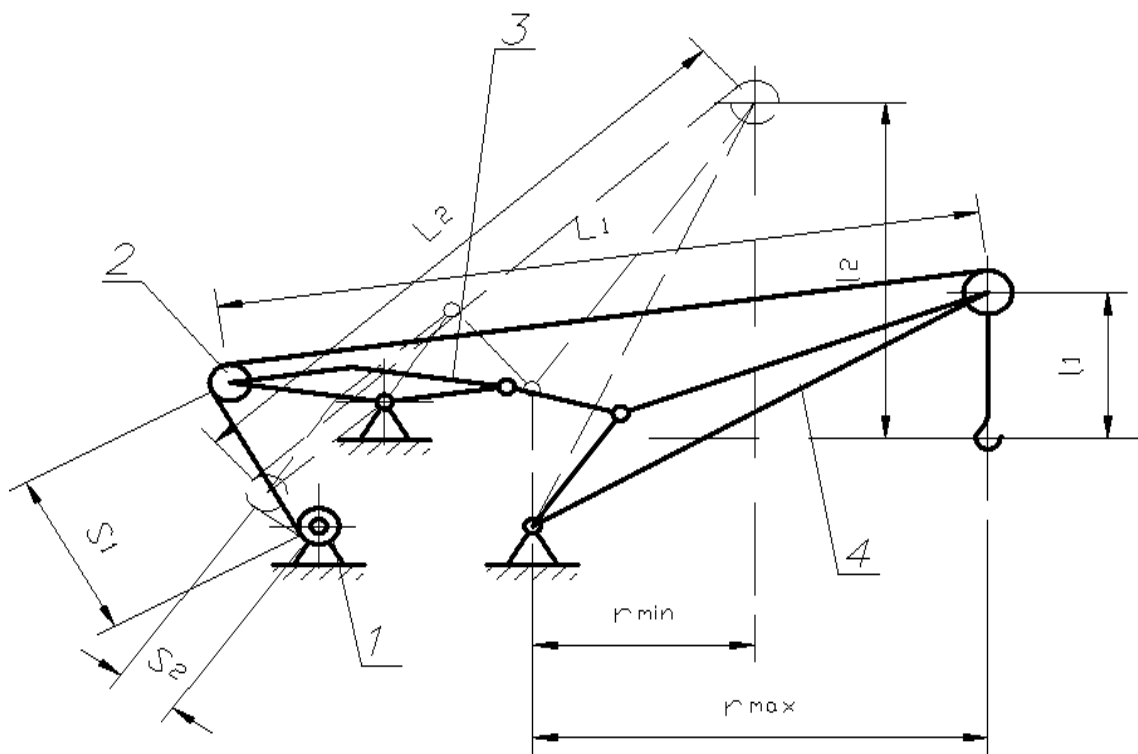
При коливанні стріли будемо мати:

$$\sum (S_i + L_i + l_i) = const \quad (3.2)$$



1 – барабан механізму підйому; 2 – зрівняльний поліспаст;
 3 – вантажний поліспаст; 4 – стріла.

Рисунок 3.1 – Пряма стріла зі зрівняльним поліспастом



1 – барабан механізму підйому; 2 – зрівняльний блок;
 3 – клихаючий важіль; 4 – стріла.

Рисунок 3.2 – Пряма стріла зі зрівняльним блоком

Шарнірно-з'єднані стріли з прямим хоботом являють собою шарнірні чотириланкові механізми, які включають стрілу, хобот, відтяжку і стійку (рис. 3.3). Кінець консольної частини хобота здійснює складну траєкторію, яка описується рівнянням шостого порядку і носить назву лемніската. На окремих ділянках лемнікати кінець хобота здійснює дуже полого траєкторію, яка наближається до горизонталі. Траєкторії вантажу і кінця хобота будуть однакові у тому випадку, якщо підйомний канат буде проходити паралельно осі стріли або осі жорсткої відтяжки (рис. 3.3). При цьому підйомний канат, при коливанні стріли, не буде перекочуватися по блокам. Напрямок каната вздовж стріли є недоцільним, тому що приводить до незручного розташування механізму підйому біля кореня стріли, ускладнює намотку канатів на барабан, а також збільшує зусилля стиснення стріли.

Стрілові системи з гнучкою відтяжкою мають такі переваги, в порівнянні з системами з жорсткою відтяжкою:

- 1 Легше за масою приблизно на 30%;
- 2 Менше трудомісткі при монтажі;
- 3 Мають меншу навітряну площу, що приводить до зниження вітрового навантаження на механізм зміни вильоту.
- 4 Дозволяють застосовувати над машинним відділенням каркас меншої ширини для установки опор коливання відтяжки.

У свою чергу, жорстка відтяжка розвантажує стрілу від скручувальних навантажень, які виникають при несталому русі механізму обертання і при розгойдуванні вантажу на канатах в плоскості, яка перпендикулярна плоскості коливання стріли.. Це дозволяє зменшити масу стріли.

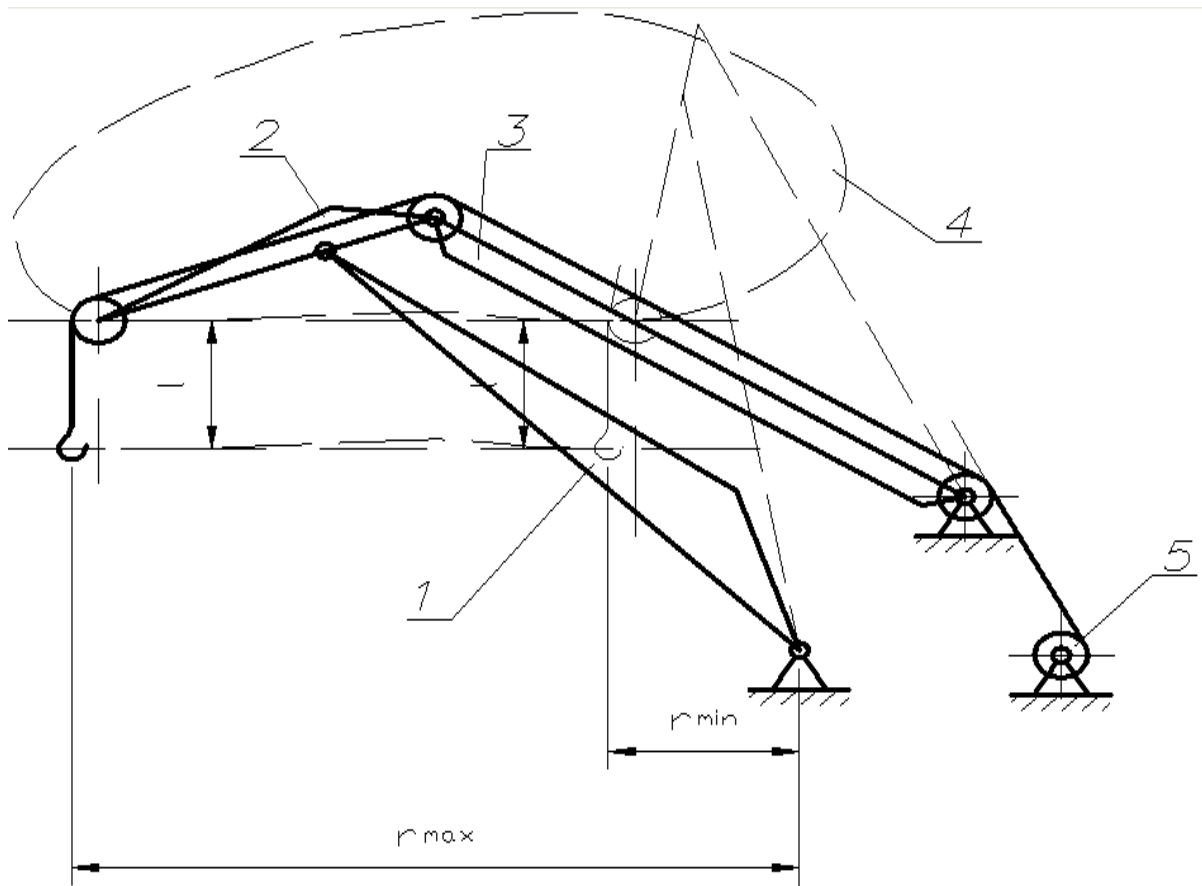
Як правило гнучка відтяжка на порталних кранах великої вантажопідйомності (більше 25 т) не застосовується.

У випадку, коли підйомний канат не проходить по контуру стріли або відтяжки, траєкторії вантажу і кінця хобота будуть різними. Для забезпечення горизонтального переміщення вантажу, кінцевий блок хобота повинен переміщуватися по відповідній траєкторії (рис. 3.4).

Довжина підвісу вантажу li буде змінною внаслідок перекочування каната по блокам хобота і стріли. Така стрілова система дозволяє скоротити довжину хобота, а значить, і масу системи. Але перекочування каната по блокам при зміні вильоту збільшує інтенсивність зносу канатів, що у ряді випадків є вирішальним фактором вибору типу стрілової системи.

Зрівняльний аналіз прямих і шарнірно-з'єднаних стріл дозволяє визначити їх переваги і недоліки.

Переваги прямих стріл: більш проста конструкція, менша маса, не зазнає кручення при пусках і гальмуваннях механізму повороту. Недоліки: обмеження габариту вантажу під стрілою на малих вильотах, менша жорсткість, велика висота підвісу вантажу, яка приводить до тривалого коливання вантажу з великою амплітудою і необхідністю багатократних пусків і гальмувань механізмів з метою погашення цих коливань.

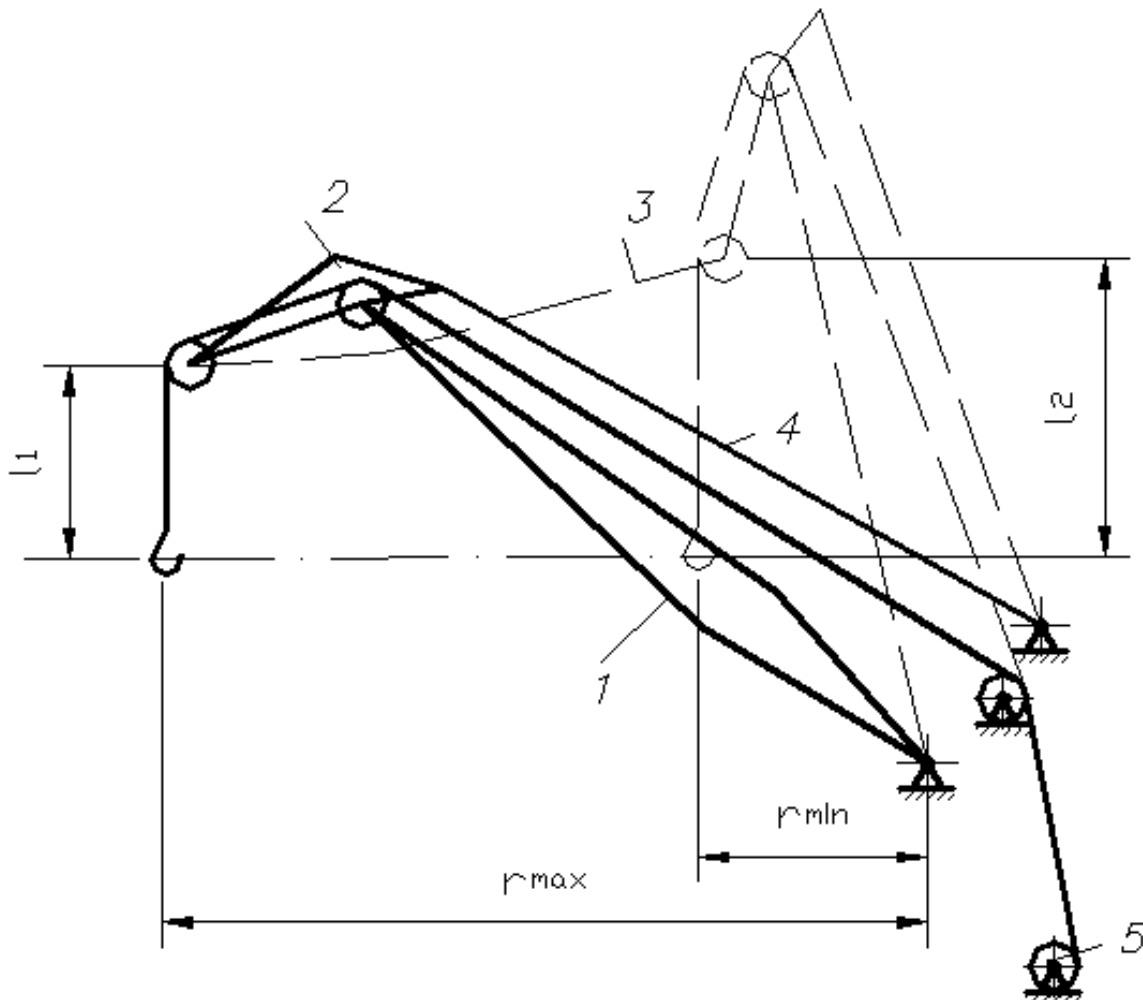


1 – стріла; 2 – хобот; 3 – відтяжка; 4 – траєкторія руху кінця хобота (лемніската); 5 – барабан механізму підйому.

Рисунок 3.3 – Шарнірно-з'єднана стріла з прямим хоботом і жорсткою відтяжкою.

Шарнірно-з'єднані стріли мають меншу висоту підвісу вантажу, більшу жорсткість і дозволяють на малих вильотах розташування під стрілою вантажу великих габаритів. Стріли зазнають кручення, яке зменшується при жорсткій відтяжці.

Для порталних кранів перспективним слід визнати шарнірно-з'єднані стріли з профільованим хоботом для вантажопідйомностей 10...300 т; і прямі стріли зі зрівняльним поліспастом або блоком для вантажопідйомностей до 10 т. Зарубіжна практика свідчить про застосування прямих стріл і на кранах великої вантажопідйомності.



1 – стріла; 2 – хобот; 3 – траєкторія руху кінця хобота; 4 – гнучка відтяжка;
5–відхиляючі блоки; 6 – барабан механізму підйому.

Рисунок 3.4 – Шарнірно-з'єднана стріла з прямим хоботом і гнучкою відтяжкою.

3.2 Мета роботи. Вихідні дані для розрахунку.

Проектування стрілових систем з урахуванням висунутих до них вимог являє собою достатньо складну задачу. Ця задача ще більш ускладнюється при проектуванні стрілових систем з оптимальними параметрами [7,8]. Існують також особливості проектування стрілових систем різних типів.

У цій практичній роботі проектування стрілової системи виконується за спрощеною методикою [9] і стосовно тільки одного типу - шарнірно-з'єднаної стрілової системи з профільованим хоботом і жорсткою відтяжкою.

Виконання студентами цієї роботи ставить метою:

- 1 Вивчити конструкції стрілових систем та зрівноважених пристроїв порталних кранів;
- 2 Вивчити методику проектування стрілової системи заданого типу;

3 Оцінити практичну прийнятність одержаних результатів і, при необхідності, виконати відповідну корективку.

Вихідними даними для проектування являються (рис. 3.5):

H – висота кінця хобота відносно осі коливання стріли, м;

R_{max} і R_{min} – максимальний і мінімальний виліт вантажу, м;

f – відстань по горизонталі від осі коливання стріли до осі обертання крана, м;

Рекомендується приймати (рис. 3.5):

$$\gamma_1 = 5 \dots 10^\circ, \gamma_2 = 5 \dots 10^\circ, \gamma_3 = 10 \dots 25^\circ, \varphi_{min} = 40 \dots 55^\circ \quad (3.3)$$

На основі вихідних даних необхідно визначити (рис. 3.5):

L_c – довжина стріли, м; L_x – довжина хобота, м; L_n – довжина перекладки (задня частина хобота), м;

S і h – координати осі коливання відтяжки, м;

y_{max} – максимальне відхилення кінця хобота від горизонталі, м.

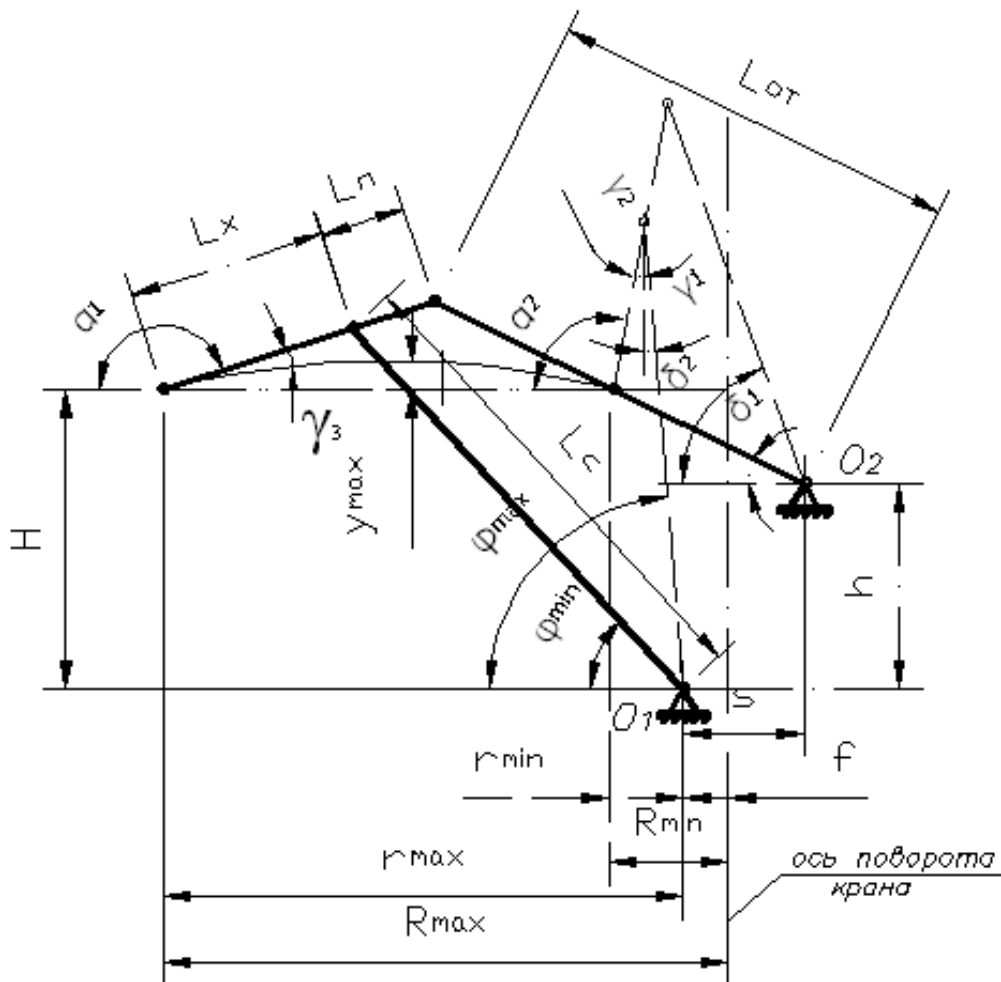


Рисунок 3.5 – Схема до пояснення заданих і визначальних параметрів стрілової системи.

3.3 Визначення геометричних параметрів стрілової системи.

3.3.1 Визначення довжин стріли і хобота.

На основі схеми стрілової системи (рис. 3.5) можна записати:

– на вильоті R_{\max} –

$$H = L_C \sin \varphi_{\min} - L_X \sin \gamma_3, \quad (3.4)$$

$$r_{\max} = L_C \cos \varphi_{\min} - L_X \cos \gamma_3 \quad (3.5)$$

– на вильоті R_{\min} –

$$H = L_C \cos \gamma_1 - L_X \cos \gamma_2, \quad (3.6)$$

$$r_{\min} = L_C \sin \gamma_1 - L_X \sin \gamma_2 \quad (3.7)$$

де $r_{\max} = R_{\max} - f$;

$r_{\min} = R_{\min} - f$.

Позначимо $L_X = K L_C$ і прирівняємо праві частини виразів (3.4) і (3.6).

Тоді

$$K = \frac{L_X}{L_C} = \frac{\cos \gamma_1 - \sin \varphi_{\min}}{\cos \gamma_2 - \sin \gamma_3} \quad (3.8)$$

Покажемо (3.5) у вигляді:

$$R_{\max} = L_C (\cos \varphi_{\min} + K \cos \gamma_3) \quad (3.9)$$

Із (3.9) знаходимо L_C , а з (3.8) – L_X .

Підставляючи значення L_C і L_X в (3.6) і (3.7), знаходимо розрахункові значення H^p і r_{\min}^p .

Перевіряємо виконання умов:

$$H^p \geq H \quad (3.10)$$

$$r_{\min}^p \leq r_{\min}, \quad (3.11)$$

де H і r_{\min} – задані значення (див. п. 3.2).

Якщо умови (3.10) і (3.11) не виконуються, то розрахунок слід повторити при змінених значеннях кутів γ_1 і φ_{\min} .

Треба мати на увазі, що зі зростанням кута φ_{\min} , величини L_C і r_{\min} зростають, а довжина хобота L_X зменшується.

3.3.2 Визначення довжини перекладки, довжини відтяжки і координат осі коливання відтяжки.

Довжину перекладки зазначаємо рівною:

$$L_n = (0,4 \dots 0,6) \cdot L_X. \quad (3.12)$$

Збудуємо у масштабі два положення стріли з хоботом, які відповідають значенням H^p , r_{\min}^p , r_{\max} . Будемо виходити з тієї умови, що кінець хобота повинен як мінімум у трьох точках знаходитися на одній горизонтальній прямій (рис. 3.6, точки A_1, A_2, A_3)

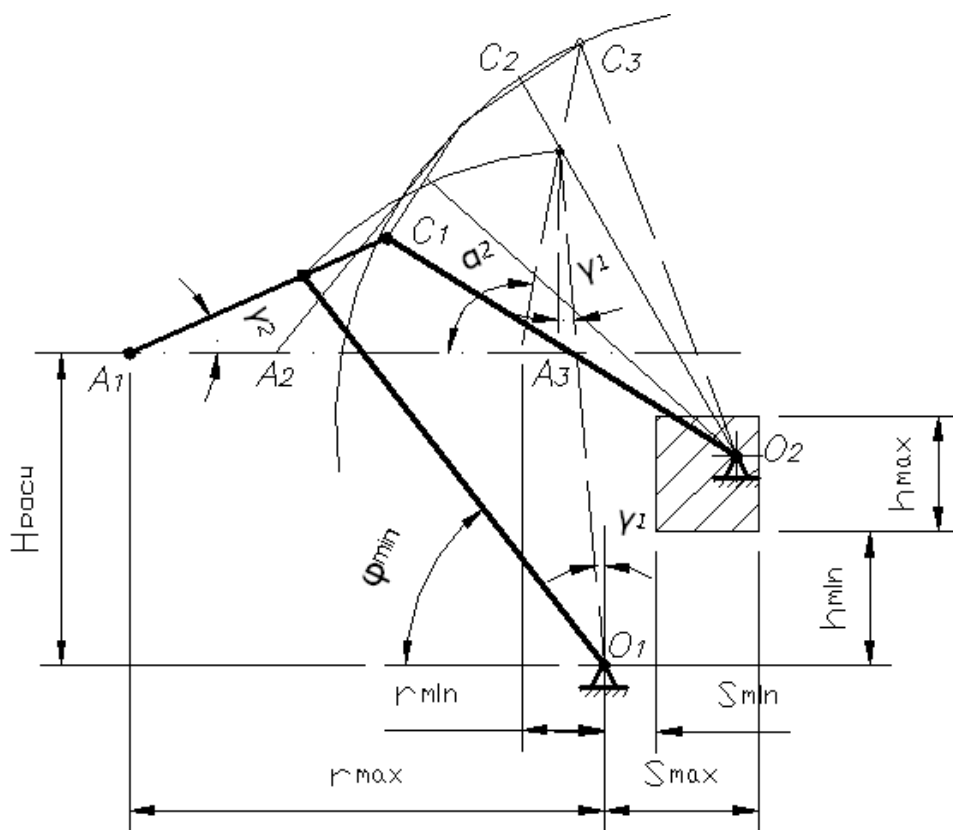


Рисунок 3.6 – Схема до визначення L_B , S , h .

Збудуємо третє проміжне положення стріли з хоботом, якщо приймемо:

$$A_1A_2 = (0,2 \dots 0,3)A_1A_3 \quad (3.13)$$

Відкладаємо для трьох положень на продовженні хобота відрізки довжиною L_P . Отримаємо точки C_1, C_2, C_3 (рис. 3.6), які повинні лежати на дузі кола, яке описується верхнім кінцем відтяжки (шарнір з'єднання відтяжки з хоботом).

Центр цього кола, який являється одночасно віссю коливання відтяжки, оцінюється простою геометричною побудовою. Далі графічним шляхом визначаються координати S і h осі коливання відтяжки і довжина відтяжки L_B .

Прийнятність визначеного розташування осі коливання відтяжки оцінюється з позиції конструктивних і експлуатаційних вимог.

Допустимі значення s і h повинні знаходитись у таких межах:

$$s = (0,12 \dots 0,35)r_{max}$$

$$h = (0,3 \dots 0,6)H^P \quad (3.14)$$

або

$$h = (0,13 \dots 0,3)r_{max} \quad (3.15)$$

3.3.3 *Визначення траєкторії переміщення кінця хобота*

При визначених значеннях параметрів елементів стрілової системи траєкторія переміщення кінця хобота знаходиться графічним шляхом. З цією метою додатково (окрім трьох існуючих положень) будуються 3 – 4 положення стрілової системи.

При відомій траєкторії визначається максимальне вертикальне відхилення u_{max} кінця хобота від горизонтальної прямої.

Траєкторія визначається практично прийнятною при виконанні таких умов:

$$a) u_{max} \leq (0,03 \dots 0,04)(r_{max} - r_{min}^P), \quad (3.16)$$

де u_{max} – розмір на рис. 3.5.

б) відсутні ділянки траєкторії з різким підйомом вантажу.

Якщо вищевказані умови не виконуються, необхідно змінити значення параметрів L_n , s , h , а в окремих випадках і L_B .

3.4 *Порядок виконання роботи*

Робота виконується в такій послідовності:

1 Вивчаються креслення загальних видів порталних кранів з різними стріловими системами і зрівноваженими пристроями.

2 У результаті студент повинен:

- зарисувати принципові схеми стрілових систем і зрівноважених пристроїв з зазначенням їх основних елементів не менш, ніж за двома типами розглянутих кранів (на схемах треба також показати запасовку вантажних канатів і виконання механізму зміни вильоту);

- записати технічну характеристику вибраних стрілових систем і зрівноважених пристроїв (максимальний і мінімальний вильоти вантажу, маси і геометричні розміри основних елементів і т.п.)

3 Виписуються із додатка В вихідні дані для розрахунку, і відповідно з п. 3.3 виконуються усі розрахунки та графічні побудови.

Для виконання цієї роботи студент повинен при собі мати калькулятор, за допомогою якого можна обчислювати тригонометричні функції, міліметровку або білий папір форматом А4 або А3, олівець, циркуль, вимірювальну лінійку, гумку.

4 Одержані результати графо-аналітичного розрахунку перевіряються студентом і керівником заняття на плоскій моделі стрілової системи. Модель являє собою чотириланковий механізм з перемінною довжиною ланків. На кінці однієї ланки, яка імітує хобот стрілової системи, закріплюється олівець, який креслить траєкторію руху кінця хобота. Усі ланки мають розмітку їх довжини. Координати місця розташування осі коливання відтяжки визначаються за координатною сіткою.

При невиконанні умов (3.16) робота повертається студентові для доробки.

3.5 Контрольні питання

1. Чому при горизонтальній або близької до горизонтальної траєкторії руху вантажу при зміні вильоту зменшується потужність приводу механізму зміни вильоту?
2. Чому при негоризонтальній траєкторії руху вантажу зменшується точність його позиціонування?
3. Чому при допустимих відхиленнях u_{\max} неприйнятні траєкторії руху вантажу з різкими підйомами і опусканнями?
4. Запропонуйте алгоритм основних етапів проектування стрілової системи за допомогою ЕОМ.
5. Які вимоги висуваються до стрілових систем при оптимізації їх параметрів?

4 Самостійна робота

Мета самостійної роботи – закріплення теоретичних знань, одержаних на аудиторних заняттях, і придбання практичних навиків самостійного виконання інженерних розрахунків спеціальних підйомно-транспортних машин.

Самостійна робота передбачає: вивчення відповідних розділів спеціальної літератури, заводських креслень, методик розрахунків механізмів або пристроїв спеціальних ПТМ і виконання трьох індивідуальних завдань. Варіанти завдань для кожного студента призначаються викладачем.

Виконані завдання повинні бути оформлені у відповідності з методичними вказівками з оформленням записок розрахунково-пояснювальних записок до курсових проектів і представлені для перевірки в термін, указаний викладачем.

Номер варіанту відповідає номеру студента в журналі групи.

Завдання 1. Складається з трьох задач для розрахунку механізмів кранів сталеливарних цехів.

Задача 1.1 Визначити потужність двигуна кривошипно-шатунного механізму підйому колони мульдозавалкового крана, якщо зусилля в шатуні P , радіус кривошипа r , швидкість обертання кривошипа n .

Задача 1.2 Визначити потужність двигуна механізму обертання колони мульдозавалкового крана, якщо максимальний момент опору обертання M_{\max} , а швидкість обертання колони n .

Задача 1.3 Визначити потужність одного двигуна механізму головного підйому ливарного крана при підніманні номінального вантажу Q з швидкістю v_n .

Таблиця 1 – Вихідні дані до завдання 1

№ варіанта	Задача 1.1			Задача 1.2		Задача 1.3	
	P, кН	r, м	n, об/хв	M _{max} , Н·м	n, об/хв	Q, т	v _n , м/с
1	200	0,5	0,4	30000	5,0	400	2,0
2	250	0,7	0,5	35000	4,5	360	2,5
3	300	0,4	0,45	38000	4,2	560	1,9
4	150	0,5	0,6	28000	5,8	630	1,5
5	400	0,65	0,3	26000	6,0	250	3,0
6	200	0,6	0,5	32000	5,5	350	2,8
7	250	0,6	0,6	22000	6,2	280	3,2
8	350	0,45	0,35	20000	6,5	450	1,9
9	420	0,55	0,3	36000	4,5	420	2,2
10	180	0,6	0,6	34000	4,3	520	1,8
11	500	0,62	0,35	40000	4,0	560	1,7
12	450	0,65	0,38	38000	4,8	600	1,6
13	480	0,35	0,36	42000	4,5	630	1,4
14	220	0,43	0,45	44000	4,5	320	3,4
15	550	0,44	0,4	45000	3,8	280	3,2
16	370	0,38	0,38	29000	5,2	300	3,1
17	220	0,52	0,55	31000	5,4	350	2,4
18	320	0,56	0,52	35000	5,5	380	2,0
19	350	0,58	0,6	37000	6,0	410	2,0
20	420	0,62	0,55	42000	5,1	440	1,9
21	280	0,64	0,65	43000	4,5	480	1,8
22	240	0,66	0,66	49000	4,2	500	1,8
23	170	0,68	0,7	52000	3,5	540	1,6
24	360	0,56	0,58	50000	3,6	560	1,4
25	410	0,48	0,49	35000	5,2	480	2,0

Завдання 2. Складається з трьох задач для розрахунку механізмів кранів для роздягання зливків та кувальних кранів.

Задача 2.1 Визначити коефіцієнт затискання зливка масою $m_{зл}$ кліщами крана для роздягання зливків, якщо зусилля затискання T .

Задача 2.2 Визначити потужність двигуна механізму підйому патрона крана для роздягання зливків, якщо вантажопідйомність на канатах $Q_{кан}$, маса противаги $m_{пр}$, швидкість підйому v_n .

Задача 2.3 Визначити потужність двигуна механізму кантування кувального крана, якщо середньоквадратичний момент опору кантування на валу зірочки дорівнює $M_{скв}$, а швидкість обертання зірочки ω .

Таблиця 2 – Вихідні дані до завдання 2

№ варіанта	Задача 2.1		Задача 2.2			Задача 2.3	
	$m_{зл}, T$	$T, кН$	$Q_{кан}, T$	$m_{пр}, T$	$v_n, м/с$	$M_{СКВ}, Нм \cdot 10^5$	$\omega, p/c$
1	32	1200	50	20	0,5	2,0	0,2
2	30	1100	60	22	0,48	2,2	0,19
3	28	1000	40	16	0,55	2,6	0,18
4	26	900	55	24	0,56	2,8	0,17
5	20	600	65	28	0,42	1,8	0,25
6	16	500	45	21	0,6	1,7	0,26
7	18	550	65	23	0,4	1,6	0,28
8	36	1400	70	30	0,35	2,1	0,22
9	24	950	45	24	0,62	3,0	0,15
10	22	650	30	12	0,7	3,5	0,14
11	18	580	35	14	0,72	3,3	0,15
12	16	520	50	28	0,54	3,6	0,13
13	32	1300	60	29	0,45	2,8	0,18
14	30	1150	58	28	0,47	2,9	0,19
15	31	1200	62	32	0,5	1,9	0,22
16	24	700	55	19	0,53	1,7	0,24
17	23	680	52	20	0,5	1,6	0,26
18	19	630	48	18	0,45	2,0	0,28
19	17	600	34	14	0,6	2,4	0,3
20	15	580	38	15	0,62	2,5	0,32
21	35	1300	64	21	0,42	2,7	0,25
22	32	1250	58	23	0,4	3,2	0,18
23	28	1200	48	19	0,46	3,5	0,17
24	30	1250	54	25	0,47	3,6	0,16
25	25	1000	55	22	0,48	3,7	0,15

Завдання 3. Складається з трьох задач для розрахунку механізмів спеціальних козлових кранів.

Задача 3.1 Визначити, при якому навантаженні на підвісках механізму підйому козлового крана для ГЕС відбудеться виключення механізму за допомогою реле ослаблення і перевантаження канатів, якщо номінальна вантажопідйомність крана Q , а маса захоплюючої балки $m_{зб}$.

Задача 3.2 Визначити момент перекидання козлового крана від сил інерції, діючої на вантаж при гальмуванні крана, якщо маса вантажу Q , прискорення гальмування a_r , відстань від ребра перекидання до вісі барабана h .

Задача 3.3 Визначити необхідну вагу клину протиугінного пристрою з клиновим замиканням, якщо необхідно забезпечити горизонтальне зусилля

розпирання роликів кліщів Г. Кут нахилу робочої поверхні клина α , приведений кут тертя підшипників роликів $\rho_{пр}$.

Таблиця 3 – Вихідні дані до завдання 3

№ варіанта	Задача 3.1		Задача 3.2			Задача 3.3		
	Q, т	$m_{зб}$, т	Q, т	$a_{г}$, м/с ²	h, м	T, Н·10 ⁴	α , град	$\rho_{пр}$, град
1	2×200	20	100	0,15	25	3,0	5,0	3,0
2	2×200	21	120	0,15	25	3,1	5,1	3,1
3	2×225	22	140	0,16	26	3,2	5,2	3,2
4	2×250	23	150	0,16	26	3,3	5,3	3,3
5	2×300	24	160	0,17	27	3,4	5,4	3,4
6	2×350	25	180	0,17	27	3,5	5,5	3,5
7	2×200	19	200	0,18	28	3,6	5,6	3,6
8	2×190	18	220	0,18	28	3,7	5,7	3,7
9	2×180	17	240	0,19	29	3,8	5,8	3,8
10	2×180	16	260	0,19	29	3,9	5,9	3,9
11	2×170	15	280	0,2	30	4,0	6,0	4,0
12	2×170	14	300	0,2	32	4,1	6,1	4,1
13	2×160	13	320	0,21	34	4,2	6,2	4,2
14	2×160	12	340	0,21	36	4,3	6,3	4,3
15	2×150	11	360	0,22	38	4,4	6,4	4,4
16	2×150	10	380	0,23	40	4,5	6,5	4,5
17	2×140	10,5	400	0,25	42	4,6	6,6	4,6
18	2×140	9	90	0,15	25	4,7	6,7	4,7
19	2×130	9,5	80	0,14	24	4,8	6,8	4,8
20	2×130	9,8	70	0,14	24	4,9	6,9	4,9
21	2×120	9,2	60	0,15	23	5,0	7,0	5,0
22	2×120	8,5	50	0,14	23	5,1	7,1	5,1
23	2×110	8,8	40	0,13	22	5,2	7,2	5,2
24	2×110	8,2	125	0,15	21	5,3	7,3	5,3
25	2×100	8,0	155	0,16	28	5,4	7,4	5,4

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Рапутов Б.М. Электрооборудование кранов металлургических предприятий. – М.: Металлургия, 1990. – 272 с.
2. Богинский К.С. и др. Мостовые и металлургические краны. – М.: Машиностроение, 1970. – 300 с.
3. Онищенко В.И. К расчету мощности двигателя стрипперного механизма// Подъемно-транспортное оборудование. – Вып. 16. – Киев: Техника, 1985. – С. 9 – 12.
4. А.с. № 761137 (СССР). Стрипперный механизм /В.И. Онищенко. – Оpubл. в Б.И., 1980, № 33. – 86 с.
5. Никитин К.Д., Марьясов В.Г., Смолин А.Ю. Специальные металлургические краны. – Красноярск: Изд-во Красноярского ун-та, 1989. – 232 с.
6. Кружков В.А. Металлургические подъемно-транспортные машины. – М.: Металлургия, 1989. – 464 с.
7. Петухов П.З., Ксюнин Г.П., Серлин Л.Г. Специальные краны. – М.: Машиностроение, 1985. – 248 с.
8. Баранов Н.А., Серлин Л.Г. Критерии оптимальности и вопросы оптимизации параметров стреловых устройств порталных кранов. –Труды ЛПИ, № 329. Металлургические конструкции кранов. – Л.: ЛПИ, 1972. – с. 29-34.
9. Дукельский А.И. Портовые грузоподъемные краны. – М.: Транспорт, 1970. – 440 с.

Додаток А

Вихідні дані до виконання практичної роботи №1

№ вар	Параметри				№ вар	Параметри			
	$m_{зл}, T$	m_2, T	$V_B, M/c$	Z		$m_{зл}, T$	m_2, T	$V_B, M/c$	Z
1	10	42	4,1	1	14	39	165	2,7	2
2	38	155	2,9	2	15	11	44	4,1	1
3	12	52	4,0	2	16	24	100	3,3	2
4	22	90	3,3	2	17	28	122	3,0	2
5	16	65	3,7	1	18	35	148	2,9	2
6	32	134	3,0	2	19	13	54	4,1	1
7	18	75	3,6	1	20	19	78	3,5	2
8	40	168	2,6	2	21	23	95	3,3	2
9	14	55	3,9	1	22	42	174	2,5	2
10	25	105	3,2	2	23	37	155	2,7	2
11	36	150	2,8	2	24	8	35	4,5	1
12	30	125	3,1	2	25	17	70	3,6	2
13	15	63	3,8	1	26	21	88	3,2	2

Додаток Б

Вихідні дані для виконання практичної роботи №2

№ варіанта	Q_H, T	m_K, T	D'_3, MM	D''_3, MM	H, M	$V_{ц}, M/c$
1	2	3	4	5	6	7
1	250	50	700	1700	7	6,5
2	75	11	470	1200	8	7,4
3	150	35	580	1450	5	7,8
4	32	5,5	400	950	4,5	7,2
5	80	14	480	1250	7,8	8,4
6	200	43	620	1550	6,8	9
7	300	67	740	1720	16	11
8	120	24	510	1300	5,5	7,5
9	500	100	820	2200	18	8,5
10	50	8	420	1100	4,8	7,1
11	180	40	540	1360	5,8	9,4
1	2	3	4	5	6	7
12	450	94	800	1900	17,4	10,3
13	320	71	750	1730	15,5	10,7
14	100	20	500	1290	9,0	8,9
15	40	6,5	410	1000	4,7	6,8
16	350	76	760	1750	15,2	11,2
17	90	18	490	1280	8,1	6,9
18	220	47	650	1600	10	7,7

19	140	30	520	1320	9,7	8,7
20	60	9,5	440	1150	7,5	7,3
21	400	86	780	1800	17	10,5
22	270	56	680	1715	13,8	10,9
23	380	80	770	1780	14,4	11,4
24	420	88	790	1850	16,8	10,2
25	280	59	720	1730	13,5	8,6

Додаток В

Вихідні дані для виконання практичної роботи 3

№ вар	Параметри				№ вар	Параметри			
	H, м	R _{max} , м	R _{min} , м	f, м		H, м	R _{max} , м	R _{min} , м	f, м
1	18,5	32	8	2,7	14	14	27	8	3,05
2	11,1	19	7	0	15	19	31	7,5	2,5
3	21	30	7	2,8	16	18	34	9	2,55
4	17,6	32	8	2,56	17	13	33	7,2	3,2
5	13,8	25	8	2,96	18	19	52	11	2,9
6	18,8	30	7	2,34	19	12	21	7,5	1,8
7	17	32	8	2,45	20	17	27	10	2,5
8	12,8	32	7	3,16	21	12,2	30	10	3,5
9	18,3	50	10,5	2,7	22	16	29	7,5	3
10	19	33	9	2,75	23	15	26	8	2,6
11	12	20	7,5	0,5	24	13,5	31,5	9,4	2,9
12	22	32	8	3,0	25	19,2	25	7	1,9
13	18	33	8,5	2,65					