

ДОНБАСЬКА ДЕРЖАВНА МАШИНОБУДІВНА АКАДЕМІЯ

Кафедра Підйомно – транспортних машин

Конспект лекцій

з дисципліни

“Спеціальні підйомно-транспортні машини”

133 Галузеве машинобудування

бакалавр

Рекомендовано до використання
в учбовому процесі засіданням
кафедри ПТМ
Протокол № 1 від 27.08. 2019 р.

Краматорськ 2019

НАВЧАЛЬНО – МЕТОДИЧНІ МАТЕРІАЛИ

Основна література

1 Петухов П.З., Ксюшин Г.П., Серлин Л.Г. Специальные краны. – М.: Машиностроение, 1985. – 248 с.

2 Методичні вказівки до практичних занять з дисципліни “Конструювання спеціальних підйомно – транспортних машин”. Уклад.: В.І. Онищенко. - Краматорськ: ДДМА. 2000. – 40 с.

3 Методичні вказівки до лабораторних робіт з дисципліни “Спеціальні підйомно – транспортні машини” Уклад.:І.П. Катасонов, М.Ю. Дорохов. – Краматорськ: ДДМА, 2003. – 68 с.

4 Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни “Спеціальні крани” Уклад.: В.І. Онищенко. – Краматорськ: ДДМА, 2000. – 12 с.

Додаткова література

1 Абрамович И.И., Котельникова Г.А. Козловые краны общего назначения. – М.: Машиностроение, 1983. – 282 с.

2 Беглов Б.В., КохП.И., Онищенко В.И. и др. Мостовые перегружатели. - М.: Машиностроение, 1974. – 224 с.

3 Богинский К.С., Зотов Ф.С., Николаевский Г.М. Мостовые и металлургические краны. - М.: Машиностроение, 1970. – 300 с.

4 Вайсон А.А. Подъемно – транспортные машины. - М.: Машиностроение, 1985. – 248 с.

5 Вайсон А.А., Андреев А.В. Крановые грузозахватные устройства. - М.: Машиностроение, 1985. – 248 с.

6 Гохберг м.М. Металлические конструкции подъемно – транспортных машин. – Л.: Машиностроение, 1976. – 454 с.

7 Дукельский А.И. Портовые грузоподъемные машины. – М.: Транспорт, 1970. – 439 с.

- 8 Епифанов С.П., Поляков В.И. Пневматические и гусеничные краны. – М.: Высшая школа, 1985. – 312 с.
- 9 Казак С.А. и др. Расчеты металлургических кранов. – М.: Машиностроение, 1973. – 264 с.
- 10 Кох П.И., Нещеретный П.М., Чекулаев В.А. Козловые краны для гидроэлектростанций. - М.: Машиностроение, 1972. – 168 с.
- 11 Кружков В.А. Металлургические подъемно – транспортные машины. – М.: Металлургия, 1989. – 464 с.
- 12 Курсовое проектирование грузоподъемных машин. Под ред. С.А. Казака. – М.: Высшая школа, 1989. – 319 с.
- 13 Невзоров Л.А., Зарецкий А.А., Волин Л.М. и др. Башенные краны. – М.: Высшая школа, 1979. – 292 с.
- 14 Никитин К.Д., Марьясов В.Г., Смолин А.Ю. Специальные металлургические краны. – Красноярск: Изд-во Красноярского ун-та, 1989. – 232 с.
- 15 правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. – К.: Изд-во “Харків”, 1994. – 272 с.
- 16 Справочник по кранам. В 2-х т. Под ред. М.М. Гохберга. – Л.: Машиностроение, 1988.- Т.1 – 536 с., т.2 – 559 с.
- 17 Таубер Б.А. Грейферные механизмы. - М.: Машиностроение, 1980. – 456 с.
- 18 Прошин А.С. Монтажные краны электростанций. - М.: Машиностроение, 1973. – 246 с.

Тема 1 Проектувальний розрахунок грейфера

Метою цього розрахунку є визначення основних параметрів грейфера, необхідних для його виготовлення: маси, номінальної ємності, кратності грейферного поліспада, ширини, довжини і висоти щелепи, товщини крайки щелеп, що ріже.

1.1 Визначення маси і ємності грейфера

На практиці зустрічаються 2 випадки.

Випадок 1. підібрати грейфер при відомій вантажопідйомності крана і відомій насипної щільності матеріалу.

Повинне бути виконане умова

$$m_{ГР} + m \leq Q$$

$$m_{ГР} + m = \text{до}_1 Q, \text{ до}_1 = 0,9 \dots 1 \dots 1,0$$

$$m_{ГР} = \kappa_{ГР} Q,$$

де Q – номінальна вантажопідйомність крана (включаючи масу матеріалу і грейфера);

$\kappa_{ГР}$ – коефіцієнт, що приймають у залежності від властивостей матеріалу, що зачерпується, і деяких додаткових умов

; $\kappa_{ГР} = 0, \dots 0,6$; менші значення для легкозачерпываемых матеріалів (зерно, пісок), великі значення для труднозачерпываемых (руда, гравій)

$$\kappa_{ГР} Q + m = \text{до}_1 Q;$$

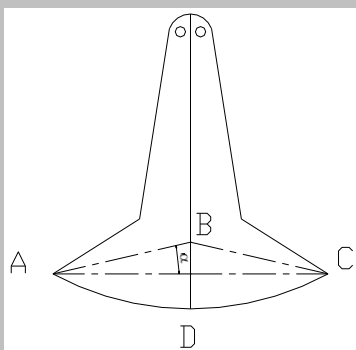
$$m = (\text{до}_1 - \kappa_{ГР}) Q;$$

$$m = \rho_M V;$$

$$V = \frac{(\text{до}_1 - \kappa_{ГР}) Q}{\rho_M},$$

де ρ_M – насипна щільність матеріалу, т/м^3 ;

V – ємність



$$V = V_{ADC} + V_{ABC},$$

де V_{ADC} – обсяг наливної призми;

V_{ABC} – обсяг призми утвореної кутами укусу навалочного вантажу

Випадок 2. підібрати грейфер при відомій необхідній продуктивності, перевантажувального процесу Π , т/ч і відомої насипної щільності матеріалу ρ_M .

Визначаємо масу матеріалу, що перевантажується краном в оном циклі

$$m_M = \frac{\Pi}{n} \cdot \frac{T}{\tau}$$

де n – число циклів у годину, виконуваних краном при відомих швидкісних характеристиках механізмів і варіантах робіт;

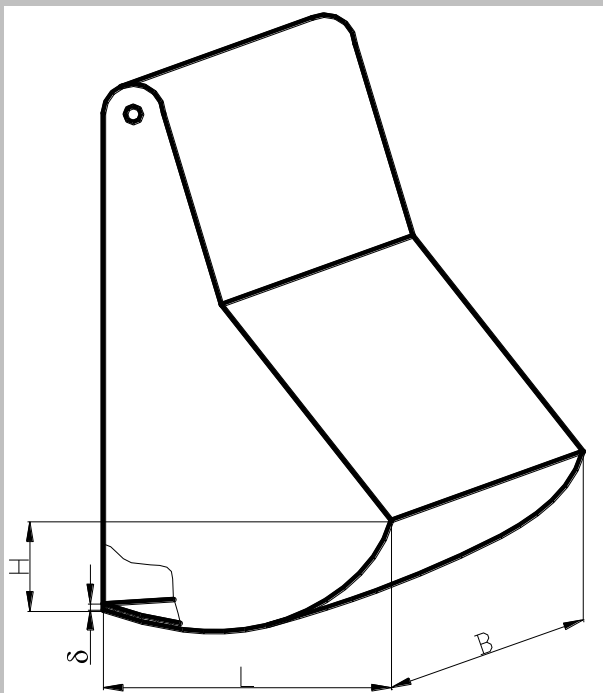
$$n = \frac{3600}{t_{\text{Ц}}} \frac{\text{цикли}}{\text{час}}$$

$$V = \frac{m_M}{\rho_M}; \quad \kappa_{\text{ГР}} Q + m_M = \kappa_1 Q$$

$$Q = \frac{m_M}{\kappa_1 - \kappa_{\text{ГР}}}; \quad m_{\text{ГР}} = \kappa_{\text{ГР}} Q$$

Грейфер підбирається по каталогах у залежності від його маси, ємності і застосовності для різних видів матеріалів.

1.2 Визначення геометричних параметрів грейфера (по емпіричних залежностях)



$$L = \kappa_L \sqrt[3]{V};$$

$$B = \kappa_B \sqrt[3]{V}; \text{— ширина челюсти}$$

$$H = \kappa_H \sqrt[3]{V};$$

$\delta = \kappa_{\delta} \cdot \rho_M \cdot \sqrt[3]{V}$ – товщина ножа δ повинна встановлюватися з умови забезпечення достатньої твердості днища,

де κ_{δ} – коефіцієнт, що залежить від матеріалу, $\kappa_{\delta}=0,012$ – для дрібних сипучих матеріалів; , $\kappa_{\delta}=0,014$ – для крупнокускових матеріалів;

ρ_M – насипна щільність матеріалу, т/м³;

V – ємність грейфера, м³

1.3 Кратність грейферного поліспада

Найчастіше застосовуються наступні кратності

$n=3...4...4$ при $\rho_M = 0,8...1...1,2\text{т/м}^3$

$n=4...5...5$ при $\rho_M = 1,2...2...2,2\text{т/м}^3$

$n=5...6...6$ при $\rho_M = 2,2...3...3,5\text{т/м}^3$

Перевірочний розрахунок грейфера

Після проектувального розрахунку виготовляється експериментальний грейфер, що випробується.

При незадовільній здатності, що зачерпує, (грейфер погано зачерпує чи вантаж перевантажується) виробляється коректування його конструкції на базі перевірочного розрахунку.

Задачею перевірочного розрахунку є встановлення залежності між параметрами грейфера і силою впровадження щелеп у матеріал, що прикладають до ножів щелеп і направляють по дотичній до кривої зачерпывання.

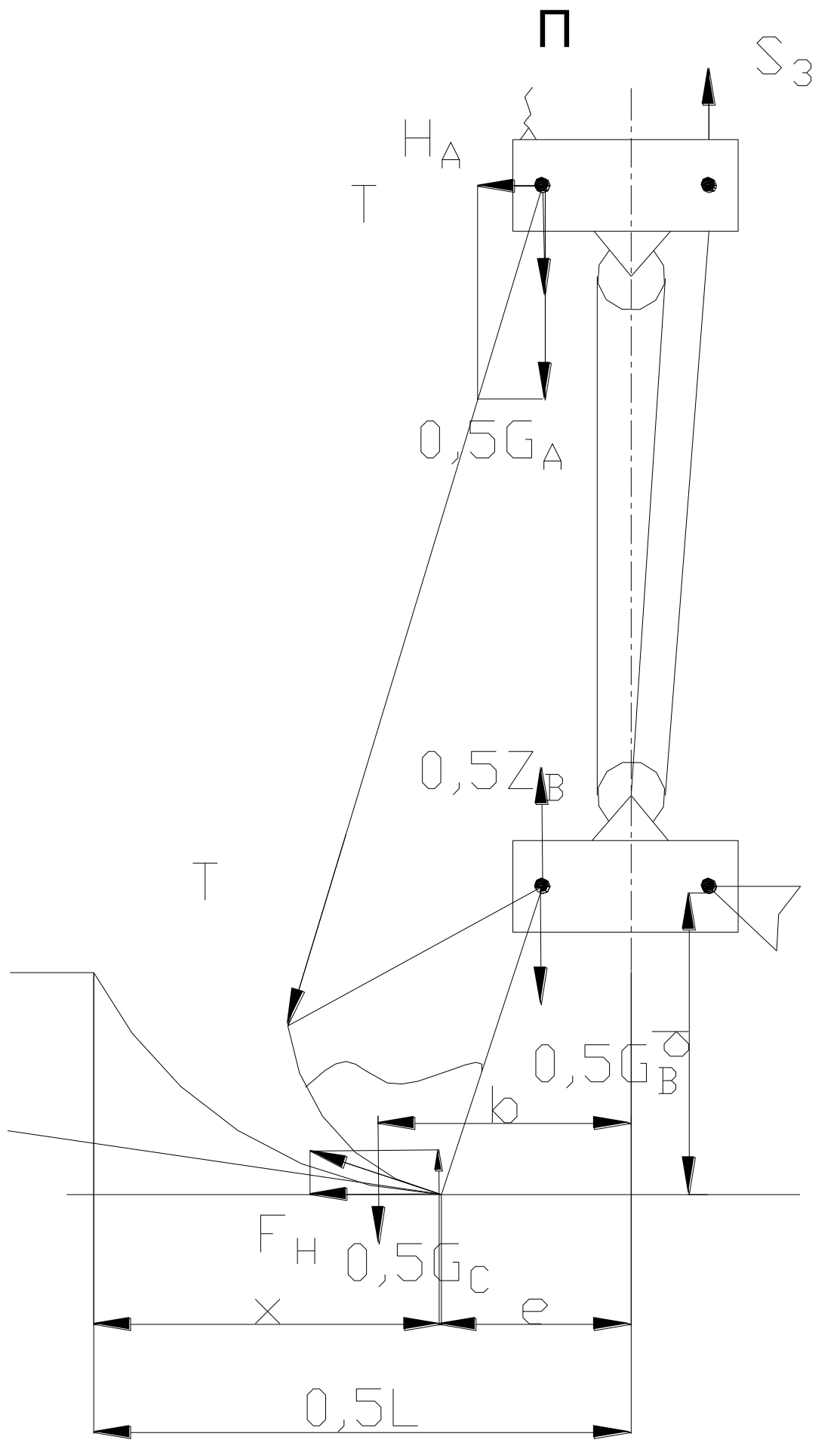
При зачерпывании переборюються наступні сили опору:

- сили тертя між матеріалом і бічними стінками щелепи з зовнішньої і внутрішньої їхньої сторони;
- сили тертя між матеріалом і днищем щелеп із внутрішньої сторони, а для зовнішньої сторони тільки для добре сипучих матеріалів;
- опору від підйому матеріалу при здавлюванні щелепами.

Точне визначення усіх видів опорів важко, тому в практиці проектування ефективність роботи грейфера оцінюють по величині коефіцієнта заповнення грейфера і зв'язані з ним зусилля впровадження F .

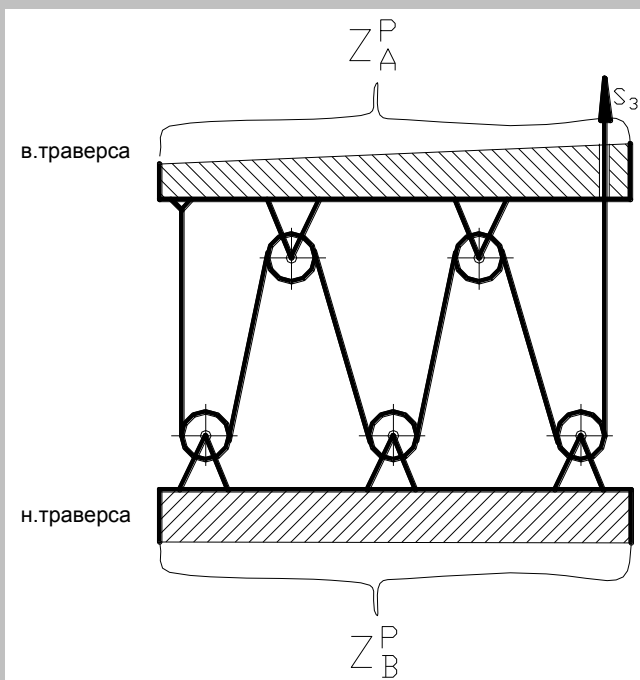
Розглянемо графоаналітичний розрахунок грейфера.

На малюнку показаний двухканатный грейфер у проміжному положенні при зачерпывании, обумовленому відстанню $0 \leq X \leq 0,5L$ крайки, що різьє, від початкового положення повного розкриття.



Малюнок – Схема розрахунку грейфера

На грейфер діють вага верхньої траверси G_A , з урахуванням верхніх блоків поліспасти і ваги частини ланок і нижньої траверси G_B з урахуванням нижніх блоків поліспасти щелеп G_C з частиною ваги ланок і поточного значення ваги зачерпнутого матеріалу G_{MX} (вагу G_C і G_{MX} вважаємо рівномірно діючим на щелепі). реакція матеріалу (зусилля впровадження) F спрямована по дотичній до кривої зачерпывання, F_V і F_H – вертикальна і горизонтальна складові. Z_A і Z_B – зусилля притягання між собою верхньої і нижньої траверс за допомогою поліспасти кратністю U . T – зусилля в тязі.



$$Z_A^P = S_3 (U_{\Pi} \eta_{\Pi} - 1) = \text{var}$$

Знайдемо Z_A і Z_B

Z_A і Z_B – реактивні зусилля

$$|Z_A^P| = |Z_A|; |Z_B^P| = |Z_B|$$

$$\sum Y_i = 0; Z_A^P + S_3 = Z_B^P \quad (1) \text{ Рівняння}$$

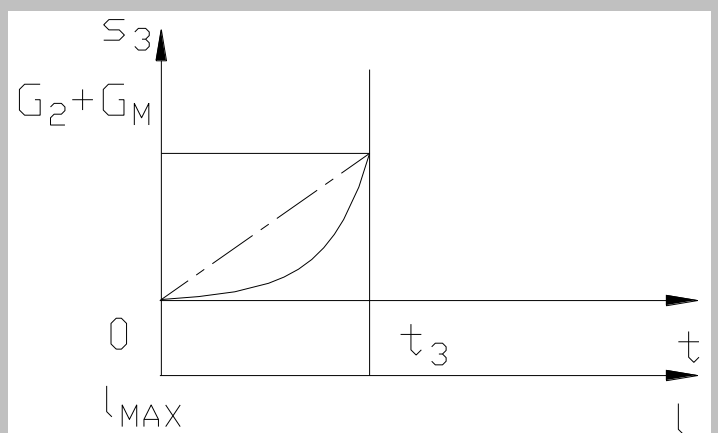
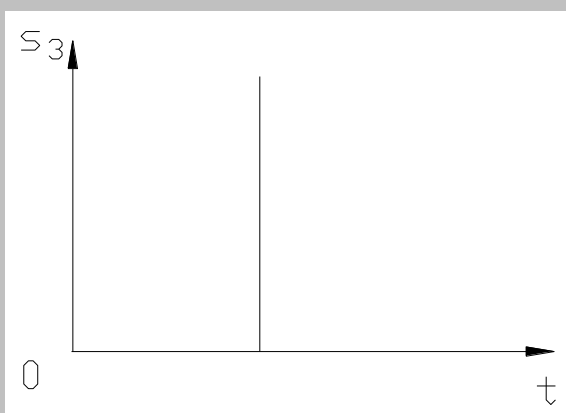
рівноваги

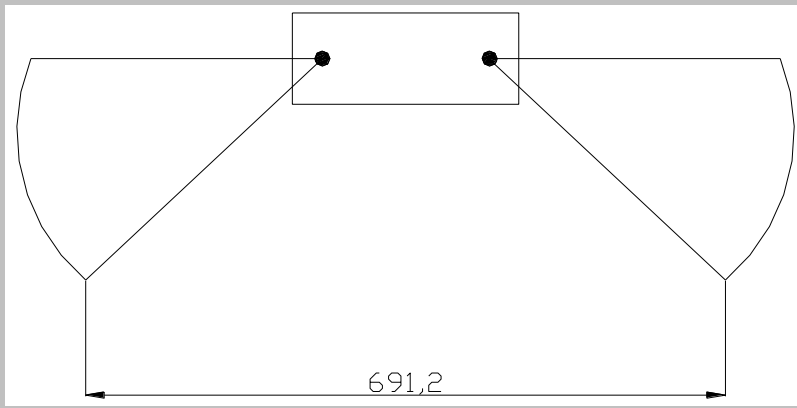
Застосуємо правило поліспасти

$$S_3 = \frac{Z_B^P}{U_{\Pi} \cdot \eta_{\Pi}}, \quad (2)$$

де η_{Π} – КПД поліспасти

$$Z_B^P = |Z_B| = S_3 U_{\Pi} \eta_{\Pi} = \text{var}$$





Визначимо графічним шляхом зусилля в чи тязі ланці грейфера

$$T = \frac{0,5G_A + 0,5Z_A}{\cos\beta} = 0,5 \frac{(G_A + Z_A)}{\cos\beta} = \text{var}$$

Зусилля T визначається для декількох положень грейфера починаючи від цілком відритого до цілком закритого.

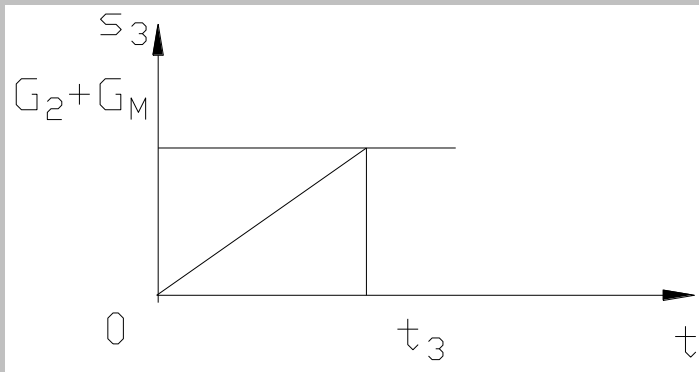
Переносимо силу T по лінії дії в крапку C и розглядаємо рівновагу щелепи

$$\Sigma M_\beta = 0$$

$$T \cdot a + 0,5G_C \cdot b + 0,5G_{MX} \cdot c - F_H \cdot d - F_V \cdot e = 0 \quad (3)$$

Розкладемо силу F на вертикальну і горизонтальну складові

$$F = \sqrt{F_V^2 + F_H^2}$$



Розглянемо рівновагу всього грейфера ($\Sigma Y_i = 0$).

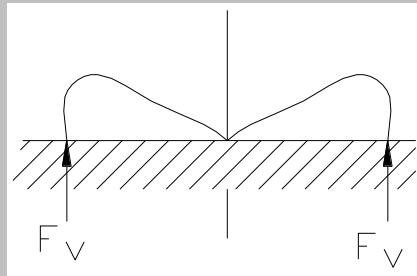
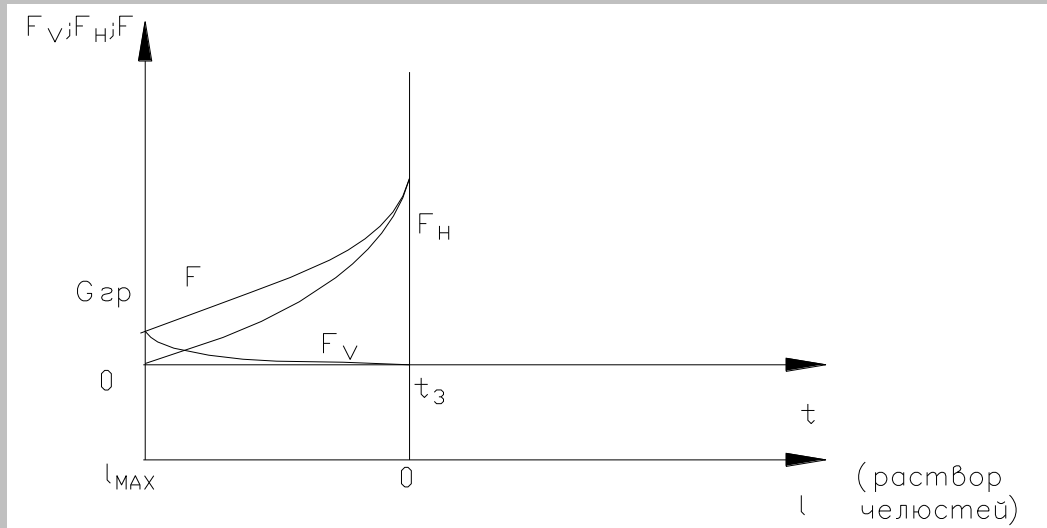
$$G_A + G_B + G_C + G_{MX} - S_3 - 2F_V = 0, \quad (4)$$

де $G_A + G_B + G_C = G_{ГР}$;

$$F_V = 0,5(G_{ГР} - S_3 + G_{MX}) = \text{var}$$

З (4) визначаємо F_V і, підставляючи в (3), знаходимо $F_H = \text{var}$. ($F_V = \text{var}$; $F_H = \text{var}$ – унаслідок зміни конструкції грейфера при зачерпывании, тобто зміни пліч, зміни G_{MX} і S_3 при зачерпывании).

Будуємо графік зміни F ; F_V ; F_H у процесі зачерпывання.



Після проведення перевірного розрахунку виробляється розрахунок коефіцієнта заповнення грейфера ϕ

$$\phi = \frac{V_{\text{ФАКТ}}}{V_{\text{НОМ}}} = \frac{V_{\text{ФАКТ}} \cdot \rho}{V_{\text{НОМ}} \cdot \rho} = \frac{m_{\text{ФАКТ}}^M}{m_{\text{НОМ}}^M} \geq 1,0,$$

де $V_{\text{ФАКТ}}$ – фактична ємність матеріалу, що зачерпується;

$V_{\text{НОМ}}$ – номінальна ємність грейфера

ρ – насипна щільність матеріалу, т/м^3 ;

$m_{\text{ФАКТ}}^M$ – фактична маса матеріалу в грейфері;

$$m_{\text{ФАКТ}}^M = m_{\text{ГРЕЙФЕРА}}^{\text{ГРУЖ}} - m_{\text{ГРЕЙФЕРА}}^{\text{ПОРОЖН}}$$

$$m_{\text{НОМ}}^M = V_{\text{НОМ}} \cdot \rho$$

Якщо $[\phi] = 0,9 \dots 1,0$ – грейфер добре спроектований і сила впровадження щелеп дорівнює рівнодіючої від опору впровадженню.

Якщо $[\phi] < 0,6$, то грейфер має недостатню здатність і недостатню силу впровадження F і в цьому випадку виробляється коректування конструкції грейфера, що виконується на основі перевірного розрахунку, тобто коштує задача збільшити

силу зачерпывания, це можна досягти збільшенням мас окремих елементів грейфера, зміною їхніх розмірів, зменшенням кратності грейферного поліспада.

Можливо також переповнення грейфера, коли він надмірно занурюється в матеріал, у цьому випадку необхідно зменшити масу грейфера.

Реконструкція грейфера виробляється шляхом переробки експериментального грейфера, але не шляхом виготовлення нового грейфера, після чого грейфер випробують знову і визначається коефіцієнт заповнення ?.

На закінчення експериментальний грейфер подається на іспит для серійного виготовлення.

Таблиця 1 – Технічна характеристика виконуваних конструкцій грейферів

$m_{гр}, т$	$V, м^3$	$\rho_m, т/м^3$	$Q, т$	$U_{п}$
6,3	4,75	2,7 (руда)	16	5
6,55	8,0	1,2 (вугілля)	16	4

Магнітні крани

Магнітні крани призначені для підйому і транспортування феромагнітних матеріалів. Ці крани постачені вантажними електромагнітами, підвішеними на крюкової чи підвісці траверсі (на гнучкому чи твердому підвісі).

Вантажопідйомність магнітних кранів складає від 5 до 40, швидкість підйому 14-20 м/хв, швидкість пересування крана 70-120 м/хв, швидкість пересування візка 40-70 м/хв.

Металоконструкції цих кранів двухбалочные коробчатой конструкції, рідше з допоміжними фермами і мають високий опір утоми.

Магнітний кран складається з моста з механізмом пересування, однієї чи двох візків з механізмом підйому і пересування, піднімальних магнітів і кабіни.

Механізми пересування цих кранів і їхніх візків не мають відмінний від механізмів кранів загального призначення.

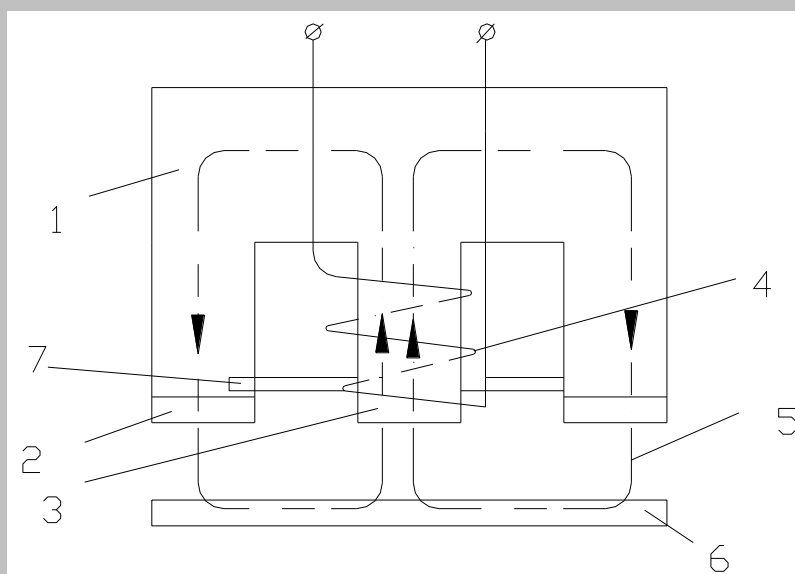
Вантажопідйомні електромагніти

Застосовуються для перевантаження феромагнітних матеріалів. Вони можуть установлюватися на наступних спеціальних кранах: мультимагнитных, магнитогрейферных, кліщових, колодцевых, стриперных, пратцен-кранах, порталних, плавучих, залізничних, копрових.

Магніти поділяються на 2 групи.

1 Тип М – круглий електромагніт, застосовується в основному для перевантаження скрапу і бойних куль. Діаметр серійних круглих магнітів – не більш 1600 мм.

2 Тип ПМ – прямокутний магніт (730x1200 мм), застосовується для перевантаження листового і профільного прокату.



1 – корпус 2 – зовнішній (кільцевий) полюсний башмак 3 – внутрішній (центральний) полюсний башмак 4 – котушка постійного струму 5 – магнітні силові лінії 6 – вантаж, що притягається, 7 – немагнітна шайба

Круглий вантажопідійомний електромагніт складається з литого герметичного корпусу 1, що виготовляється зі сталі з високою магнітною проникністю, котушки 4, кожна секція якої виконана з мідної стрічки. Витки секцій ізолювані тонким азбестовим папером, просоченої ізоляційним теплостійким лаком, чи стекловолокнистою стрічкою.

Смуги 3 утримують котушку знизу через немагнітну шайбу з високомарганцовистий сталі. З корпусом смуги з'єднують чи болтами зварюванням.

Магніти працюють на постійному струмі напругою 220В. якщо харчування приводів механізмів крана здійснюється перемінним струмом, то для харчування електромагнітів використовують статичні чи обертові перетворювачі. Харчування підводиться до магніту кабелем, що приєднаний до висновків котушки.

Робота магніту аналогічна роботі соленоїда, коли при пропусканні по котушці постійного струму виникає сила примагнічування F_M чи притягання $F_M > G$.

На вантажопідійомність магніту впливають наступні фактори:

1 Якість і форма поверхні вантажу. При гладкій плиті (сталеві чи болванки аркуші) вантажопідійомність магніту використовується на 100% , при перевантаженні чавунних паць і сталевих скрапу вона складає 6-33%, а при сталевій стружці 1,3-2,0%.

2 Хімічний склад матеріалу, що притягається. При змісті 4% Mn у металі вантажопідйомність магніту зменшується в 2 рази, а при змісті 4% Mn падає до нуля.

3 Температура поверхні вантажу. При $t \leq 200^\circ\text{C}$ вантажопідйомність не міняється, понад 200°C магнітна проникність вантажу значно знижується і при $t = 600^\circ\text{C}$ вантажопідйомність магніту дорівнює нулю.

Вантажопідйомність магніту

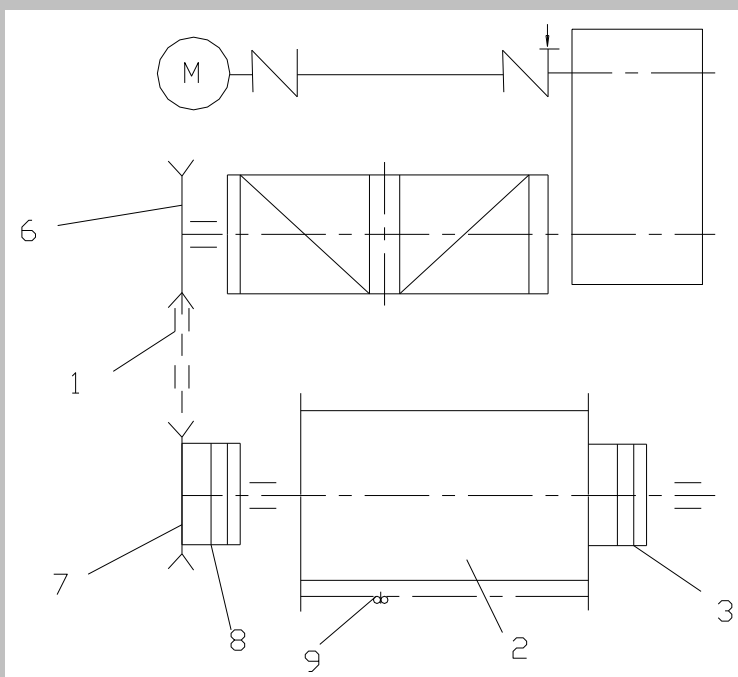
$$Q_M = kQ_M^{\text{MAX}},$$

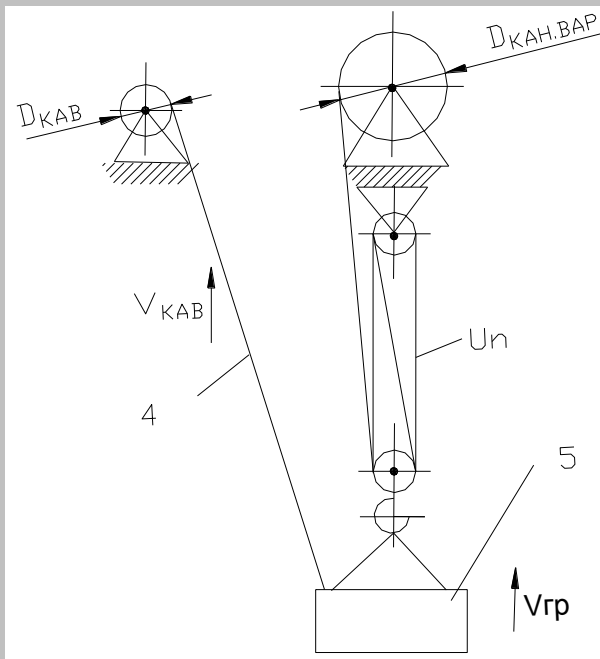
де k – коефіцієнт впливу різних факторів на вантажопідйомність магніту, до=1 (плита), до=0,015 (стружка);

Q_M^{MAX} – максимальна вантажопідйомність магніту (у вітчизняних

$Q_M^{\text{MAX}}=45\text{т}$, в імпортих $Q_M^{\text{MAX}}=50\text{т}$)

Магнітна лебідка





- 1 – ланцюгова (зубцювата) передача
- 2 – кабельний барабан з багатошаровою навивкою
- 3 – струмознімач
- 4 – електрокабель
- 5 – електромагніт
- 6,7 – зірочки
- 8 – фрикційна муфта
- 9 – кабелеукладач

Кабельний барабан одержує обертання від барабана механізму підйому через ланцюгову (зубцювату) передачу. Зірочка 6 зафіксована на валу барабана механізму підйому, а зірочка 7 з'єднана з зовнішнім диском фрикційної муфти 8, внутрішні диски якої можуть обертатися щодо валу кабельного барабана 2. обертання внутрішніх дисків фрикційної муфти передається валу кабельного барабана через кулачкову муфту, що включають вручну. При роботі крана без магніту кабельний барабан відключають, виводячи кулачкову муфту з зачеплення. На валу кабельного барабана встановлюється кільцевий струмознімач. Укладання кабелю на барабан в один шар з рівномірним кроком навивки робить кабелеукладач.

Число витків на кабельному барабані

$$Z_K = \frac{H}{\pi(D_{КАБ.Б.} + d_K)},$$

де H – висота підйому;

$D_{КАБ.Б.}$ – діаметр кабельного барабана;

d_K – діаметр кабелю

Передатне відношення відкритої передачі

$$U_{ОТК} = \frac{n_{КАН}}{n_{КАБ}},$$

де $n_{КАН}$ – число оборотів канатного барабана;

$n_{КАБ}$ – число оборотів кабельного барабана

$$n_{КАН} = \frac{60V_{КАН}}{\pi D_{КАН.Б.}} = \frac{60V_{ГР} U_{П.}}{\pi D_{КАН.Б.}};$$

$$n_{КАБ} = \frac{60V_{КАБ}}{\pi D_{КАБ.Б.}} = \frac{60V_{ГР}}{\pi D_{КАН.Б.}};$$

$$V_{КАБ} = V_{ГР};$$

$$U_{ОТК} = \frac{D_{КАБ.Б.} \cdot U_{П.}}{D_{КАН.Б.}}.$$

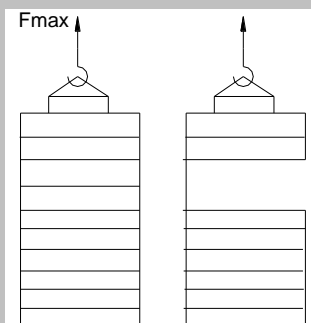
До технічних характеристик магніту, по яких він вибирається з каталогу відносяться: максимальна вантажопідйомність магніту; маса магніту; потужність; струм котушки; подводимое напруга; максимальна робоча температура нагрівання котушки. ПВ=50%.

Особливістю нагрюження магнітних лебідок є підвищені динамічні навантаження при відриві матеріалу від штабеля вантажу (підйом сталевих аркушів зі штабеля, підйом прокату з металевої підлоги).

$$F_{МАХ} = k_{ДИН} (G_{МАГ} + G)$$

II

$$F_{СТАТ}$$



$$F_{МАХ} = F_{СТАТ} + F_{ДИН} + F_{ПРИМАГНИЧ}$$

$k_{дин}=1,3...1...1,4$ —неметалічна підстава

$k_{дин}=1,8...2...2,0$ —металева підстава

Ці підвищені навантаження виникають при відриві вантажу внаслідок явища примагничивання, коли магнітне поле магніту охоплює також вантаж, що не підлягає підйому.

Таблиця – Технічні характеристики магнітів

Параметры	Тип магнита			
	M22	M82	ПМ15	ПМ25
1 Вантажопідйомність Q_M , т	7	45	7	14
2 Потужність P, кВт	2,82	15,4	2,3	4,4
3 Маса m_M , кг	710	9800	—	—
4 Ток I, А	15,8	—	—	—
5 Габаритні розміри, мм	Ø800	Ø1200	1100x475	1700x730

МЕТАЛУРГІЙНІ КРАНИ

1 Загальні зведення

У мартенівських цехах застосовують мультдо-завалочные крани, напально-завалочные машини, ливарні крани (міксерні, заливальні і разливочные) і крани для роздягання злитків (стрипперные).

У прокатних цехах застосовують колодцевые, крани для слябів, посадкові крани, крани з лапами.

У сталеплавильних цехах машинобудівних заводів застосовують мультотранс-тортные, завалочні і разливочные крани.

У ковальсько-пресових цехах – кувальні крани, ковальські напольные маніпулятори і посадкові машини.

У термічних цехах – гартівні крани.

Спеціальні металургійні крани обслуговуються тільки машиністом, тому вимагають повної механізації загартівних органів, що мають жорстку підвіску.

Багато металургійних кранів виконують не тільки підйомно-транспортні, але і технологічні операції.

2 Мультдо-завалочные крани

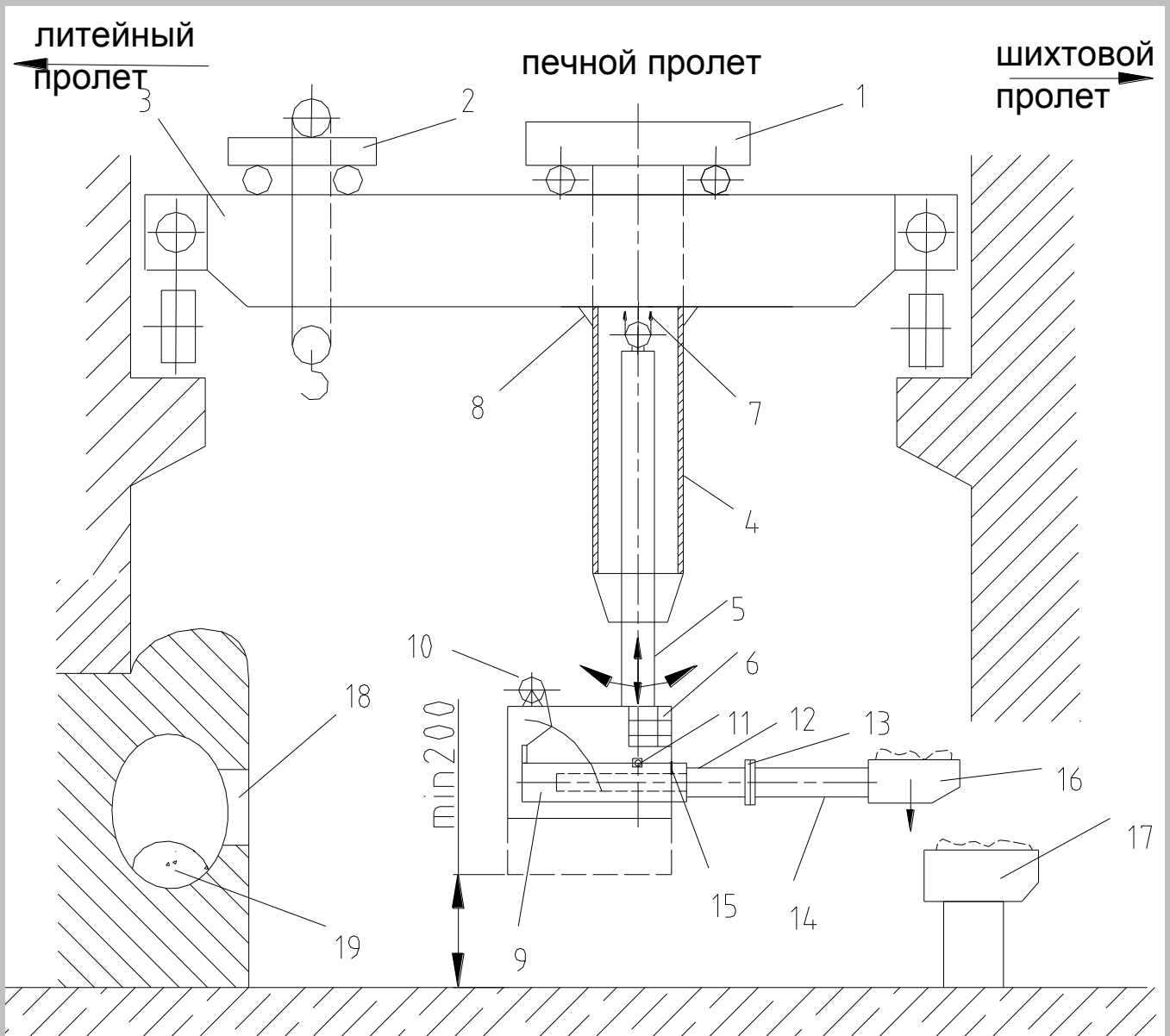
2.1 Загальні зведення

Установлюються на грубних прольотах мартенівських цехів європейського типу із садкою печей до 100т і виконують наступні операції:

- 1 Завалка шихти;
- 2 Розрівнювання шихти на подині печі хоботом крана;
- 3 Установка мульт у два ряди на мультдовій лаві;
- 4 Допоміжні і ремонтні роботи, у тому числі ремонт печей

2.2 Пристрій крана

Мультдозавалочный кран складається з моста і двох візків. Кран має звичайну конструкцію моста мостового крана й один загальний чи два роздільних механізми пересування.



Малюнок – Схема мультозавалочного крана

- 1 Головний візок, що переміщається по окремих подовжніх балках, що і допоміжний візок 2 (по одній чи колії по рівнобіжним);
- 3 Міст крана;
- 4 Шахта, жорстко зв'язана з рамою візка 1;
- 5 Колона, що вертикально переміщається по направляючим (вкладишах верхньої і нижньої траверс) шахти й обертова щодо шахти;
- 6 Кабіна з пультом керування краном, жорстко зв'язана з колоною 5;
- 7 Шатун, (чиканати ланцюги) механізму підйому колони;
- 8 Завзяті ролики, що запобігають відрив ходових коліс головного візка 1;

- 9 Хитна рама, хитання за допомогою кривошипно-шатунного механізму 10 і отже підйом і опускання мульди;
- 11 Вісь хитання рами;
- 12 Обертний мундштук;
- 13 Фланцеве (болтове) чи клинове з'єднання мундштука з хоботом 14 (тверде з'єднання);
- 15 Прорізи, що виключають поломки механізму хитання хобота 14 для випадку, коли при підйомі нагору шатуна чи мульда кінець хобота упруться у тверду перешкоду;
- 16 Мутьда з вантажем, з'єднана з хоботом 14 за допомогою механізму замикання мульди;
- 17 Мутьдова лава шихтового чи грубоного прольоту, на яку встановлюються навантажені чи порожні мульди;
- 18 Завалочне вікно печі 19.

Вантажопідйомність мульдозавалочного крана

$$Q=Q_1+Q_2=5+20 \text{ чи } 3,2+10,$$

де Q_1 – вантажопідйомність на кінці хобота;

Q_2 – вантажопідйомність допоміжного візка.

На рамі головного візка 1 установлений: механізм підйому колони, механізм повороту колони і механізм пересування візка. У кабіні 6 установлений: механізм обертання хобота, механізм замикання мульди.

2.3 Конструкція і механізму підйому колони

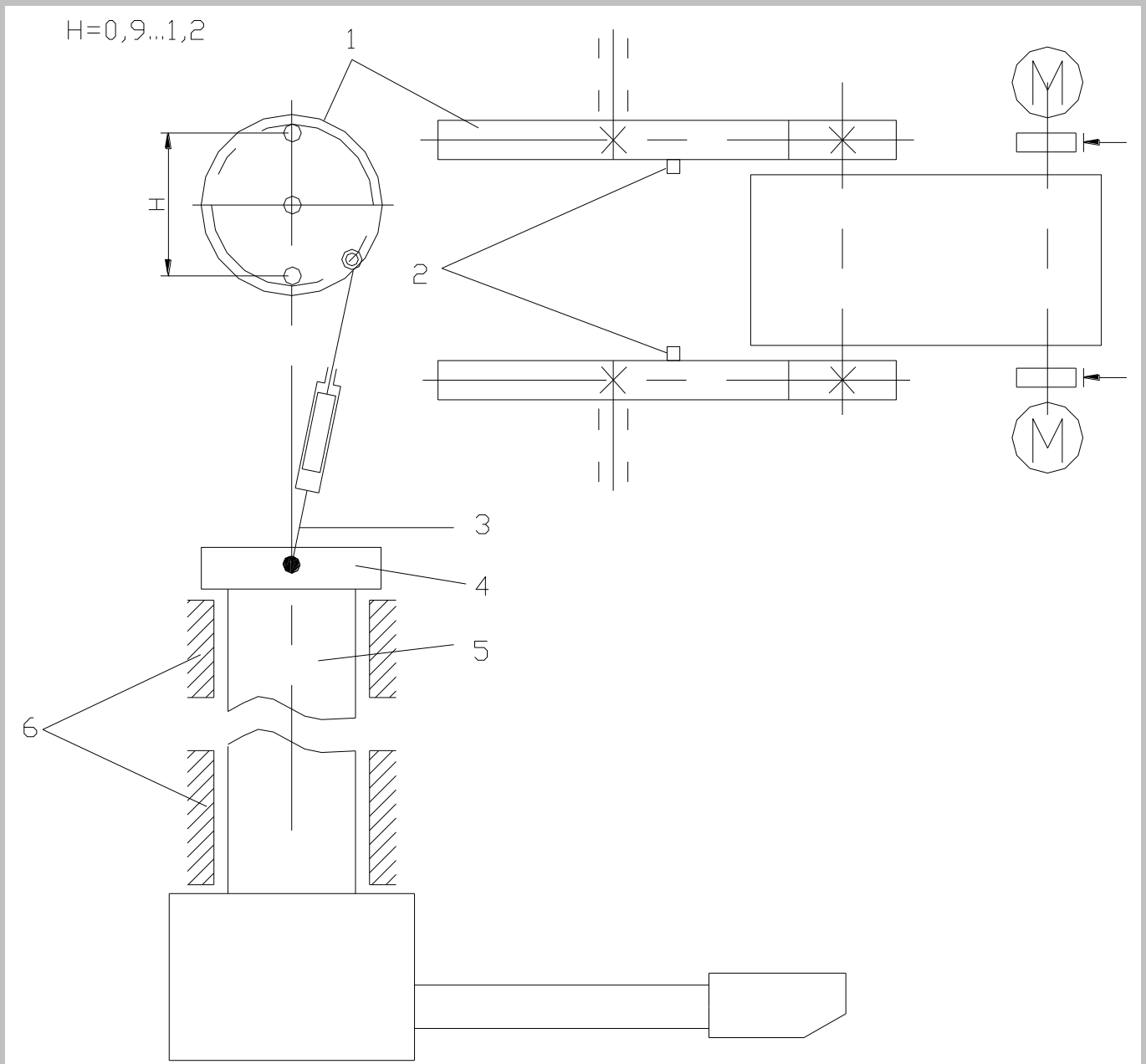
Розрізняють 3 типи цих механізмів: шатунний, канатний і ланцюговий.

Найбільш надійним є механізм на шатунах, хоча він і важелее, чим механізми інших типів.

Механізм на канатах легкий, простій по конструкції, але вимагає частої зміни канатів (недовговічний).

Механізм на ланцюгах унаслідок витяжки ланцюгів зараз не застосовується.

Розглянемо механізм підйому колони на шатунах



1 Зубчасті колеса відкритої передачі;

2 Пальці кривошипів;

3 Складені шатуни, що виключають поломки в механізмі підйому для випадку, коли при опусканні колони, вона зустріне тверду перешкоду, а пальці кривошипів не дійдуть до нижнього мертвого положення;

4 Неповоротна голівка поворотної колони 5;

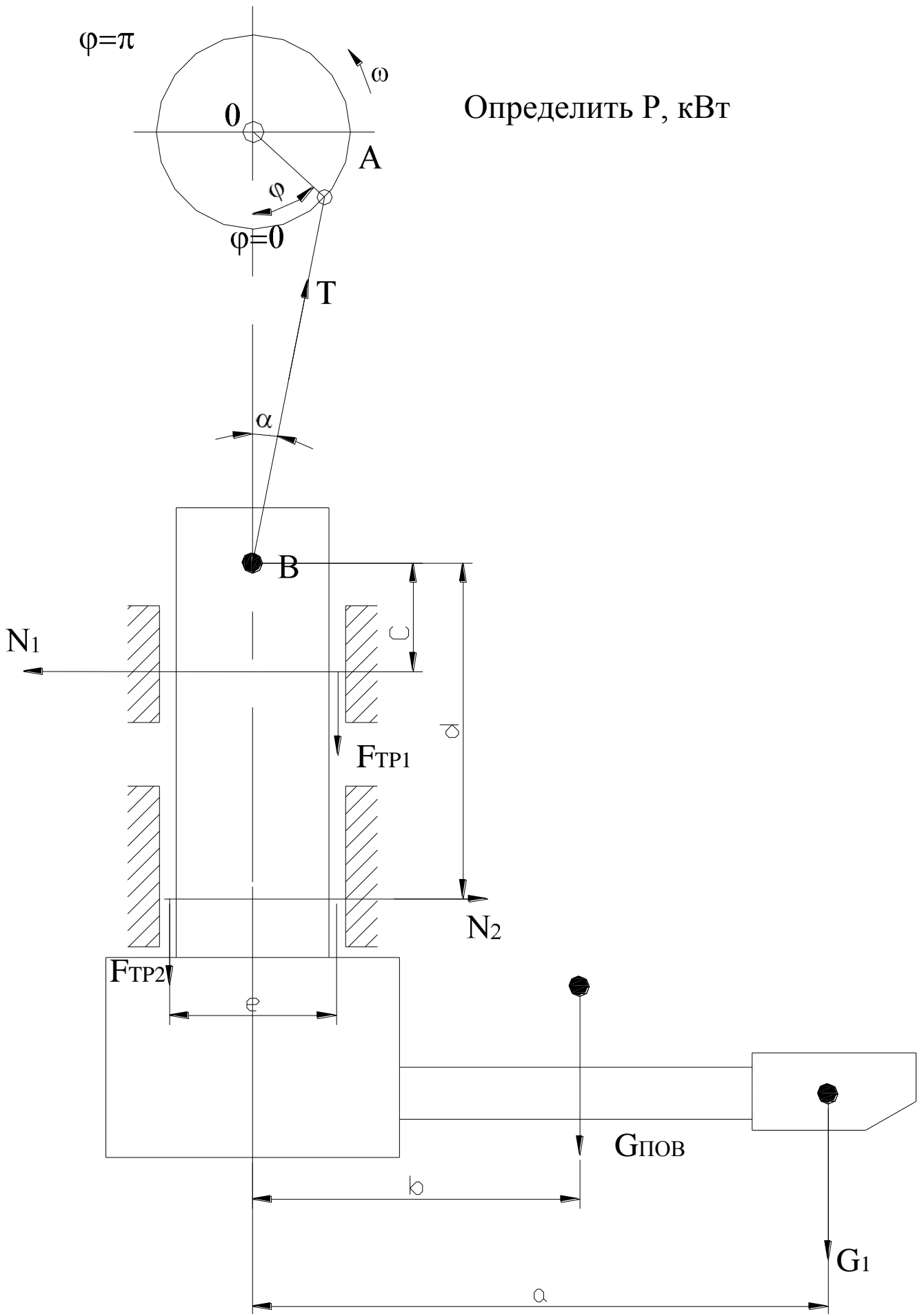
6 Верхній і нижній радіальні підшипники опори колони.

З позиції надійності в механізмі встановлюються два двигуни, кожний з яких розрахований на необхідний режим роботи.

Розрахунок потужності привода механізму підйому колони

$\varphi = \pi$

Определить P , кВт



Малюнок – Розрахункова схема механізму підйому колони

Визначимо зусилля в шатуні Т

$$\sum M_B = 0$$

$$G_1 a + G_{\text{ПОВ.КОЛ}} b + F_{\text{ТР1}} \frac{e}{2} - F_{\text{ТР2}} \frac{e}{2} + N_1 c - N_2 (d + c) = 0 \quad (1)$$

$$F_{\text{ТР1}} = f_{\text{ПРИВ}} N_1; \quad F_{\text{ТР2}} = f_{\text{ПРИВ}} N_2$$

$$\sum Y_i = 0$$

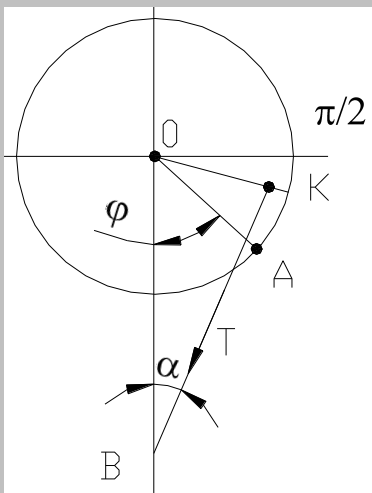
$$T \cos \alpha - F_{\text{ТР1}} - F_{\text{ТР2}} - G_2 - G_1 = 0 \quad (2)$$

$$\sum X_i = 0$$

$$T \sin \alpha - N_1 + N_2 = 0 \quad (3)$$

З (1),(2),(3) знаходимо Т, N₁, N₂

M₀ = Т · ОК – максимальний момент, що крутить, на валу кривошипа



З ΔАОК

$$\begin{aligned} OK &= OA \cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha - \varphi\right) = \\ &= OA \cos\left[\frac{\pi}{2} - (\alpha + \varphi)\right] = \\ &= OA \sin(\alpha + \varphi) \end{aligned}$$

OA = R (радіус)

AB = l

$$M_0 = T \cdot OA \cdot \sin(\alpha + \varphi) = T \cdot R \cdot \sin(\alpha + \varphi) = \text{var?const}$$

Механізм працює в напруженому режимі, тому його потужність визначають як середньоквадратичну з урахуванням температури нагрівання

Потужність

$$P = \frac{M_0^{\text{CP.KB}} \cdot \omega}{\eta_{\text{МЕХ}}}, \text{кВт} \quad M_0, \text{кН} \cdot \text{м}, \quad \omega, \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

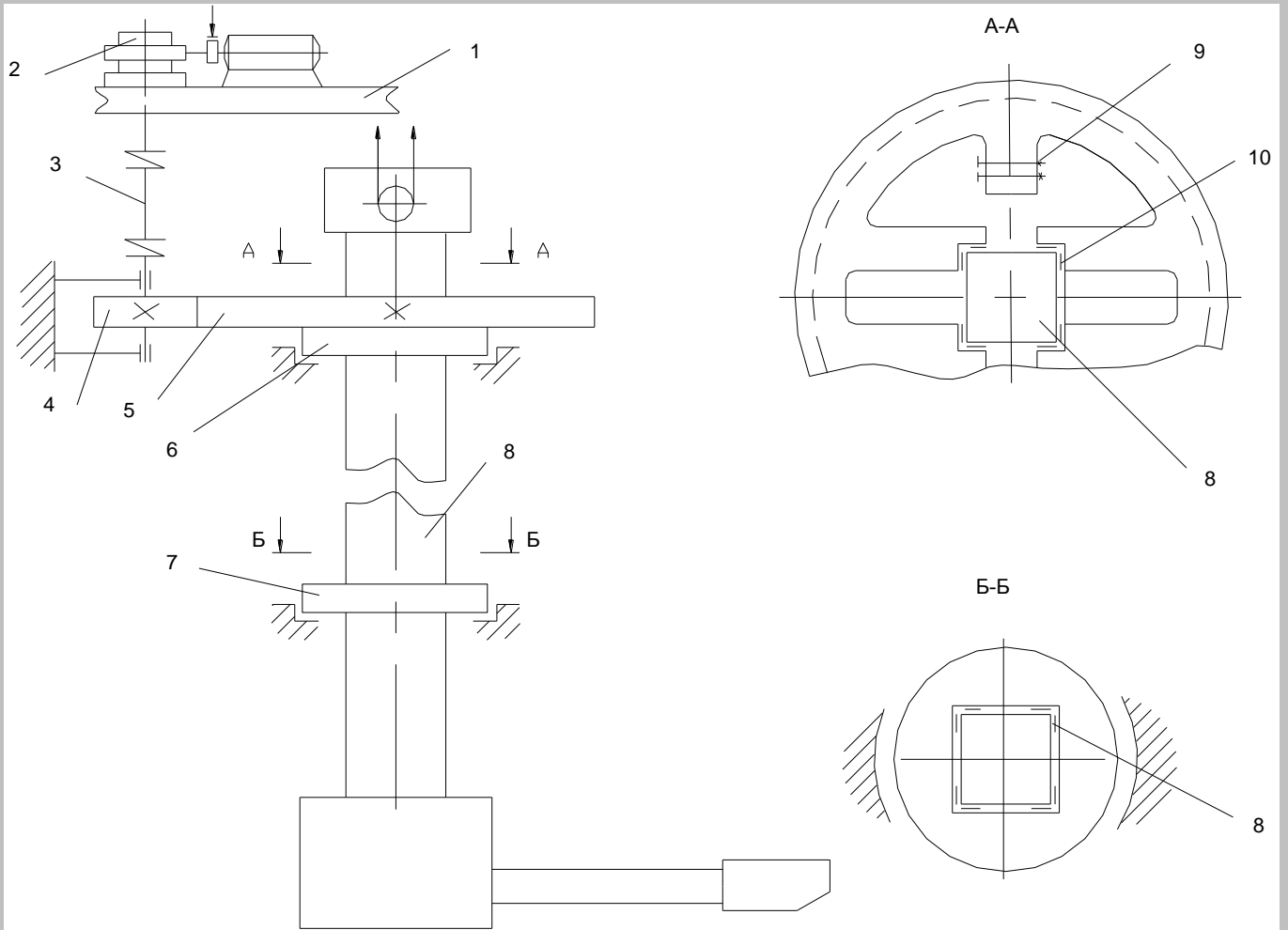
де M₀^{CP.KB} – середньоквадратичний момент

$$M_0^{\text{CP.KB}} = \frac{1}{T} \int_0^{\pi} M_0^2 d\varphi$$

$$M_0^{CP.KB} \cong 0,7T \cdot R$$

$$P = \frac{0,7T \cdot R \cdot \omega}{\eta_{MEH}}, \text{кВт}$$

2.4 Конструкція і розрахунок механізму обертання колони



Малюнок – Схема механізму обертання колони

- 1 – Рама візка;
- 2 – Привод механізму обертання, що включає черв'ячний редуктор з убудованої в нього муфтою граничного моменту;
- 3 – вертикальний вал, Що Плаває;
- 4 – Шестірня відкритої зубчастої передачі, опори вала, що закріплені на шахті;
- 5 – Складене зубчасте колесо відкритої передачі;
- 6,7 – радіальні підшипники верхньої і нижньої опор колони 8

Зубчасте колесо виконане рознімним і прикріплене болтами 9 до обертової частині верхньої траверси. Рознімним воно виконано для забезпечення монтажу і демонтажу;

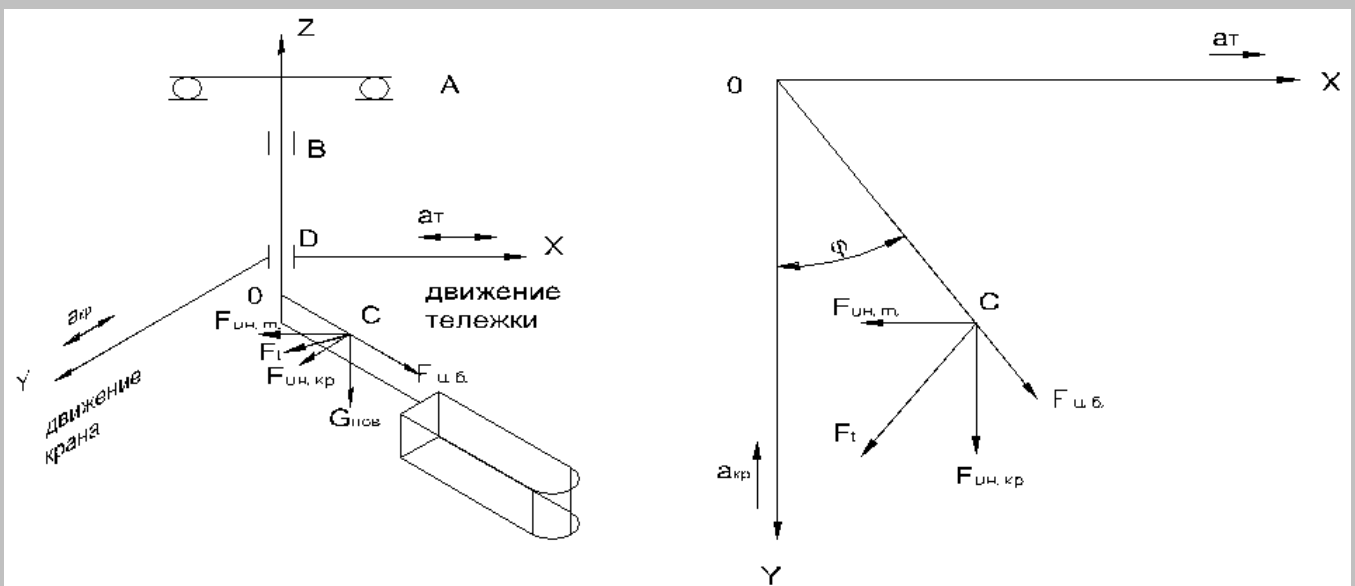
10 – Повзуни, закріплені або на колесі 5, або на корпусі опори колони

Колона має три опори:

- а) завзятий підшипник у неповоротній голівці колони;
- б) радіальний підшипник у зубчастому колесі;
- в) нижня радіальна опора

Розрахунок потужності привода механізму обертання колони

При визначенні необхідної потужності привода розглядається найбільш несприятливий випадок – несталий рух (чипуск гальмування) відразу трьох механізмів: механізму обертання колони, механізму пересування крана і механізму пересування візка



Відцентрова сила, що діє на кабінку і колону

$$F_{цб} = \frac{G_{пов}}{g} a_{\Pi} = \frac{G_{пов}}{g} \omega^2 \cdot OC;$$

a_{Π} – прискорення; ω – кутова швидкість; OC – радіус обертання колони.

Тангенціальна сила (сила інерції маси кабінки і колони при чипуску гальмуванні їх навколо осі колони)

$$F_{\tau} = \frac{G_{пов}}{g} a_{\tau} = \frac{G_{пов}}{g} \varepsilon \cdot OC$$

Сумарний момент сил інерції поворотної частини крана

$$M_{IH} = \varepsilon \cdot J, \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де J – момент інерції маси поворотної частини крана, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

ε – кутове прискорення, $1/\text{з}^2$.

$F_{IH.T}$ – сила інерції маси кабіни і колони при чий розгоні гальмуванні візка

$$F_{IH.T} = \frac{G_{\text{ПОВ}}}{g} a_T$$

$F_{IH.K}$ – сила інерції маси кабіни і колони при чий розгоні гальмуванні моста крана

$$F_{IH.K} = \frac{G_{\text{ПОВ}}}{g} a_K$$

Найбільший момент виникає при дії наступних сил

$$M_{\text{СОПР}} = M_0 = F_{\tau} \cdot OC + F_{IH.T} \cdot OC \cdot \cos\varphi + F_{IH.K} \cdot OC \cdot \sin\varphi + M_{\text{ТР.А}} + M_{\text{ТР.В}} + M_{\text{ТР.Д}} = \text{var},$$

де $M_{\text{ТР.А}}$, $M_{\text{ТР.В}}$, $M_{\text{ТР.Д}}$ – моменти від сил тертя, що виникають у верхньому і нижньому підшипниках і під'ятнику колони.

Потужність двигуна привода обертання колони при пуску

$$P = \frac{M_{\text{СОПР}}^{\text{МАХ}} \cdot \omega}{\eta_{\text{МЕХ}} \cdot \psi_{\text{СР}}}, \text{ кВт. } \psi_{\text{СР}} = \frac{M_{\text{П}}^{\text{С}}}{M_{\text{НОМ}}}; \quad M_{\text{СОПР}} = M_{\text{СОПР}}(\varphi)$$

Кут φ , при якому виникає $M_{\text{СОПР}}^{\text{МАХ}}$, можна визначити, якщо дорівняти до нуля по-

хідну від $M_{\text{СОПР}}$,
$$\frac{dM_{\text{СОПР}}}{d\varphi} = 0$$

При перемінному значенні φ

$$F_{IH.K} \cdot OC \cdot \cos\varphi - F_{IH.T} \cdot OC \cdot \sin\varphi = 0$$

відкіля

$$\text{tg}\varphi_0 = \frac{F_{IH.K}}{F_{IH.T}} = \frac{G_{\text{ПОВ}} \cdot a_K \cdot g}{G_{\text{ПОВ}} \cdot a_T \cdot g} = \frac{a_K}{a_T},$$

де φ_0 – кут, ін якому $M_{\text{СОПР}}$ – максимальний;

a_K – середнє прискорення моста крана;

a_T – середнє прискорення візка

Технічна характеристика крана по «Сибтяжмаш»

$Q=5+20\text{т}$ $V_{\text{П.ГАКА}}=10 \text{ м/хв}$ $n_{\text{ХОБ}}=20 \text{ про/хв}$
 $L=17\text{м}$ $V_{\text{ТЕЛ.ГР}}=45 \text{ м/хв}$ $V_{\text{КАЧ.КЛ}}=12 \text{ кач/хв}$
 $H_{\text{П.КЛ}}=1\text{м}$ $V_{\text{ТЕЛ.ВСП}}=35 \text{ м/хв}$
 $H_{\text{П.ГАКА}}=18\text{м}$ $V_{\text{КР}}=90 \text{ м/хв}$
 $V_{\text{под.кл.}}=5\text{м/хв}$ $n_{\text{КОЛ}}=4,5 \text{ про/хв}$

Напольно-завалочные машины

Здійснюють завалку шихти в мартенівські печі американського типу із садкою 600-900т. Перед печами по рейковому шляху переміщається тепловозом склад візків з навантаженими мульдами. На наступному рейковому шляху переміщаються напольно-завалочные машини. Вантажопідйомність цих машин досягає 10...15т.

Ливарні крани

1 Загальні зведення

По призначенню розрізняють три типи ливарних кранів: міксерний, заливальний, разливочний.

Міксерний кран працює в міксерному відділенні мартенівського цеху, здійснює підйом ковшів з рідким чавуном зі спеціальних залізничних вагонів чугуновозов і заливання рідкого чавуна в міксер. Міксер – ємність для збереження й осереднення складу рідкого чавуна. Місткість їх 1500т.

Завливочний кран працює в грубному прольоті мартенівського цеху, здійснює заливання рідкого чавуна в піч.

Разливочний кран – у разливочном прольоті, він робить розливання рідкої мартенівської сталі (чи конверторної) у изложниці.

Вантажопідйомність головних візків 100...630т, а допоміжних 20...100т.

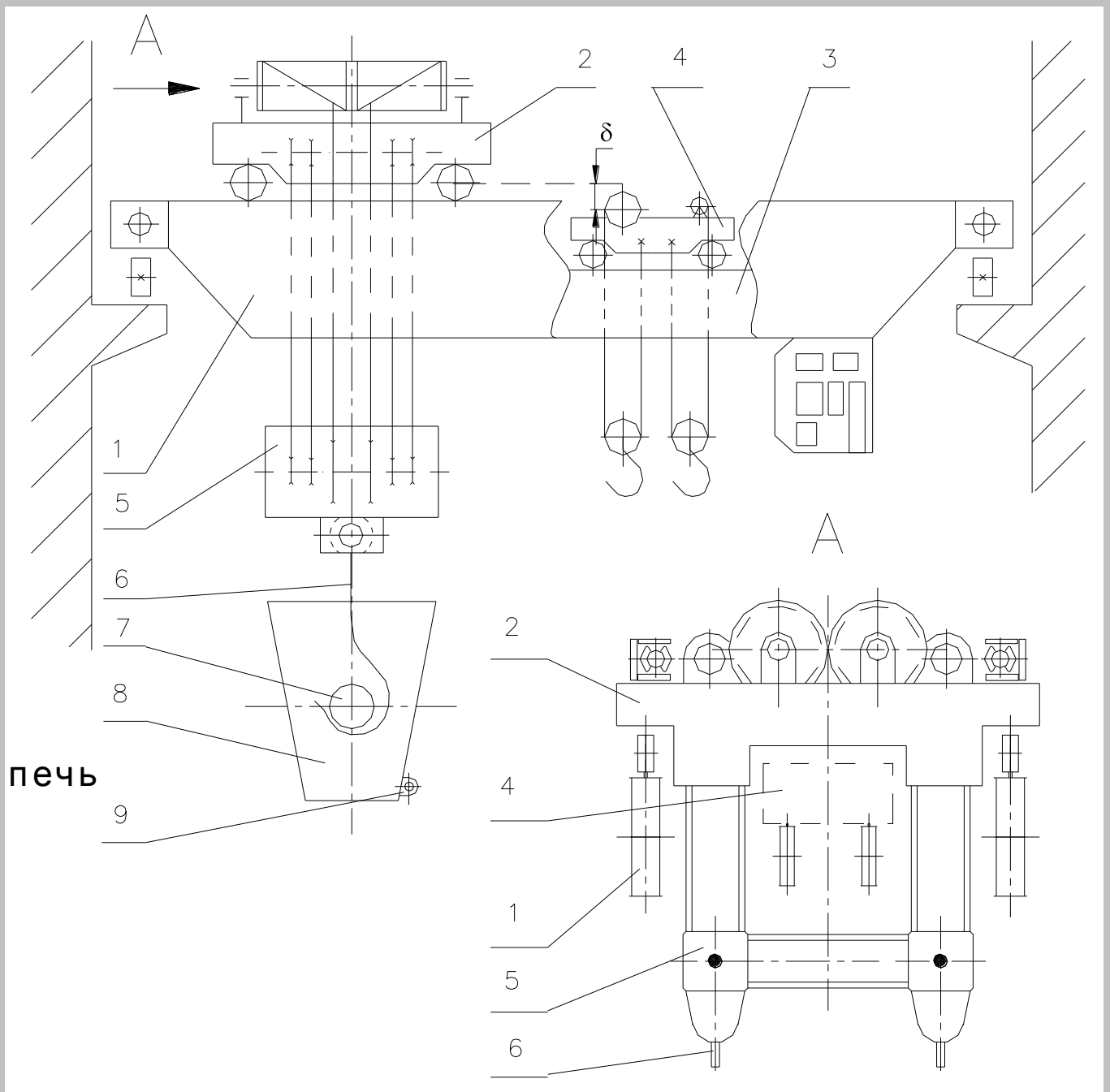
$$Q=Q_1+Q_2/Q_3=630+90/16,$$

де Q_1 – вантажопідйомність головного підйому,

Q_2 – вантажопідйомність великого підйому,

Q_3 – вантажопідйомність малого підйому.

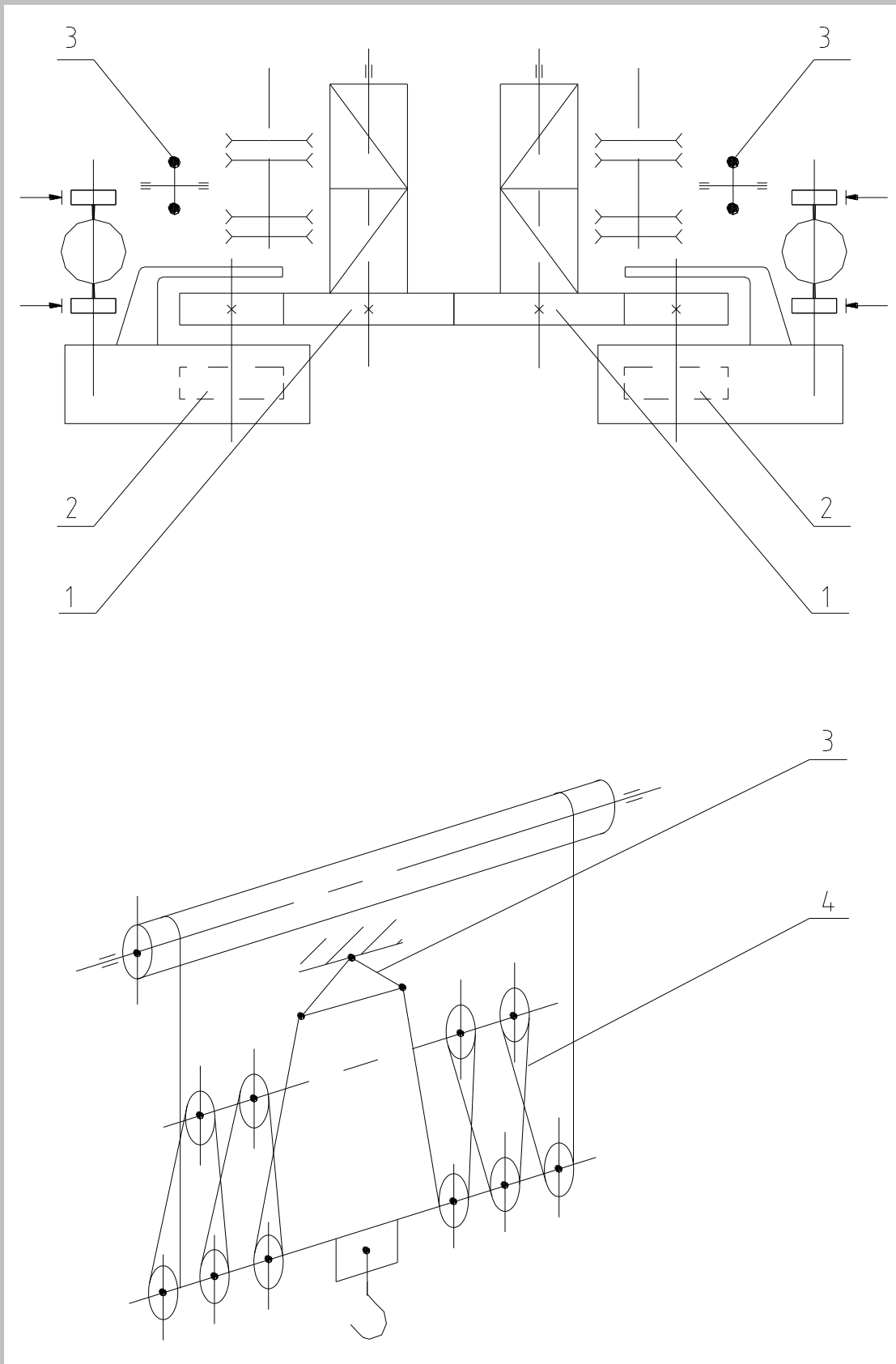
2 Пристрій крана



- 1 – головні подовжні балки моста, по яких переміщається головний візок 2;
 3 – допоміжні подовжні балки моста, по яких переміщається допоміжний візок
 4. Вони розташовані між головними профільними балками;
 5 – траверсу;
 6 – пластинчасті ливарні гаки;
 7 – цапфа ковша 8 з рідкою сталлю;
 9 – вушко, що дозволяє робити розливання сталі через носок ковша за допомогою великого підйому допоміжного візка (у випадку чи аварії несправності пристрою для сифонного розливання сталі, тобто через днище ковша)

Виконувані операції: а) разливочные; б) ремонт ковшів для рідкої сталі і шлаку; в) ремонт кранів, розташованих на нижньому ярусі цеху; г) допоміжні і збиральні операції

3 Конструкція й особливості розрахунку механізму головного підйому ливарного крана



1 – зубцюваті вінці, що знаходяться між собою в зачепленні і жорстко зв'язані з барабанами;

2 – зубчасті колеса з храповими пристроями;

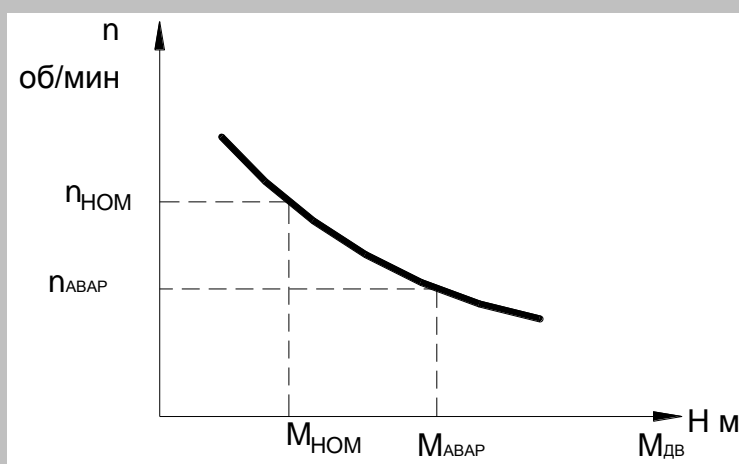
3 – зрівняльні важелі;

4 – здвоєний канатний поліспаст великої кратності $m=10...12$

3.1 Особливості конструкції механізму

1 Механізм обладнаний двома двигунами, що підвищують надійність його роботи. При виході з ладу одного двигуна розливання повинне бути закінчене при одному справному двигуні. Найчастіше застосовують двигуни постійного струму послідовного порушення, що мають ψ_{MAX} , $\psi_{MAX} = \frac{M_{MAX}}{M_H} = 4,5...5,5$ (коефіцієнт перева-

нтаження)



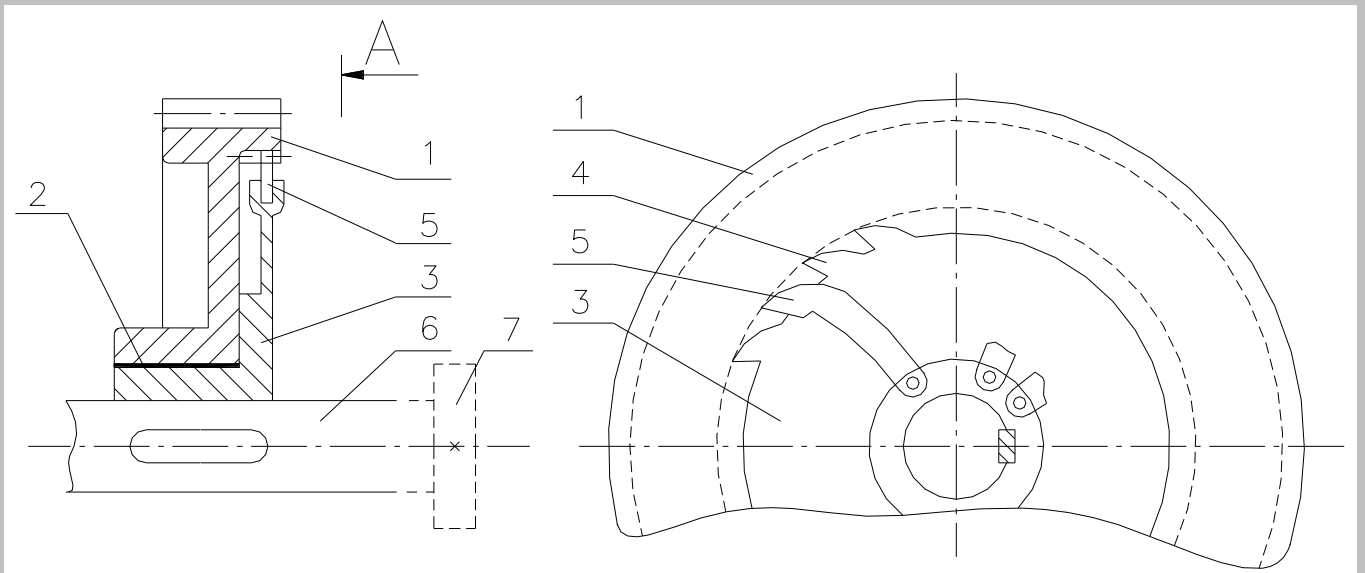
2 С барабаном жорстко з'єднані зубцюваті вінці 1, що знаходячись між собою в зачепленні, забезпечують синхронний чи підйом опускання обох ливарних гаків, тобто виключається нахил ковша навіть при різних механічних характеристиках двигуна (нахил ковша можливий у випадку різної витяжки канатів одного і другого поліспастів).

3 Замість зрівняльних блоків у кожному їх двох здвоєних поліспастів установлені зрівняльні важелі 3, що виключають падіння ковша при обриві однієї галузі поліспа-ста.

4 Установлені 4 гальма, кожний з яких повинний удержати номінальна вага вантажу.

5 На тихохідних валах кожного редуктора встановлені храпові пристрої, що вирівнюють навантаження між двигунами і забезпечують роботу одним двигуном

6 Вантажні канати з металевим чи азбестовим сердечником



Малюнок Схема храпового пристрою

1 – зубчасте колесо на тихохідному валу редуктора, посаджене вільно на підшипнику ковзання 2 на маточину диска 3 і имеющее внутрішні храпові зуби 4.

5 – собачки шарніра зв'язані з диском 3, що жорстко (на шпонці) посаджений на тихохідний вал редуктора 6.

7 – шестірня відкритої передачі, установлена на тихохідному валу редуктора і знаходиться в зачепленні з зубцюватим вінцем барабана.

Принцип роботи храпового пристрою

1 При нормальних умовах, коли двигуни розвивають однакові моменти, храпові пристрої на обох приводах замкнуті (тобто собачки упираються в зуби храповика).

2 Коли один із двигунів збільшує обороти (наприклад через несправність системи керування) при роботі на підйом він починає швидше обертати барабан свого привода і барабан суміжного привода. У результаті чого диск 3 суміжні приводи починає також обертатися, а колесо 1 суміжного привода починає відставати, це приводить до розмикання храпового пристрою суміжного привода і собачки цього привода будуть прощелкивать по зубах храповика. У цьому випадку випереджальний двигун бере на себе подвійне навантаження і, відповідно до механічної характеристики його швидкість буде зменшуватися.

Двигун суміжного привода, будучи розвантаженим у результаті розмикання храпового пристрою буде збільшувати свою швидкість, і в результаті швидкості обох двигунів будуть вирівняні й обоє храпових пристрої будуть замкнуті.

3 Коли один із двигунів виходить з ладу, то гальма цього двигуна автоматично загальмують його ротор і всі обертові деталі на ділянці від двигуна до вихідного зубчастого колеса редуктора аварійного привода. У цьому випадку справний двигун бере на себе подвійне навантаження, а собачки прощелкивають по зубах храповика нерухомого зубчастого колеса.

4 При необхідності опустити вантаж у випадку виходу з ладу одного двигуна храповик спеціальною кнопкою розгальмовує гальма аварійного привода і робить спуск вантажу.

3.3 Особливості розрахунку

1 Визначення вантажопідйомності на канатах

$$Q_{\text{КАН}} = Q_{\text{Н}} + m_{\text{ТР}} + m_{\text{КР}} + m_{\text{КАН}},$$

де $m_{\text{ТР}}$ – маса траверси;

$m_{\text{КР}}$ – маса гаків;

$m_{\text{КАН}}$ – маса канатів;

$Q_{\text{Н}} = Q_{\text{ГР}}$ – номінальна вантажопідйомність крана, наприклад $Q_{\text{Н}} = 630\text{т}$;

$$Q_{\text{КАН}} = (1,12 \dots 1,14) Q_{\text{Н}}$$

2 Вибір каната

Канат з металевим або азбестовим сердечником вибирається за загальноприйнятою методикою, але перевіряється на аварійний випадок, коли відбувається обрив однієї галузі в одному з двох здвоєних поліспаствів.

$$S_{\text{МАХ}} = \frac{Q_{\text{КАН}} \cdot g}{n_{\text{КАН}} \cdot \eta_{\text{МЕЕ}}} = \frac{Q_{\text{КАН}} \cdot g}{2U_{\text{ПОЛ}} \cdot 2\eta_{\text{МЕЕ}}},$$

кількість простих поліспаствів

кількість здвоєних поліспаствів

в одному здвоєному

Обраний канат перевіряють на аварійну ситуацію

$$S_{\text{АВ}} = 2S_{\text{МАХ}}$$

$$n_{\text{АВ}} = \frac{P_{\text{РАЗР}}^{\text{КАТАЛ}}}{S_{\text{АВ}}} \geq [n] = 2,5 \dots 3,$$

n_{AB} – аварійний запас міцності каната

3 Визначення необхідної потужності одного двигуна

$$P_1 = (0,65 \dots 0,7) \frac{Q_{КАН} \cdot g \cdot V_{П}}{\eta_{МЕЕ}}, \text{ кВт}$$

де $Q_{КАН,Т}$ $V_{П}$, м/с

4 Визначення гальмового моменту одного гальма

$$M_T = k_T M_{СТ}^T$$

$$M_{СТ}^T = \frac{2S_{МАХ} \cdot \frac{D_B}{2} \cdot 2 \cdot \eta_{МЕХ}}{U_{ОБЦ}} = \frac{2S_{МАХ} \cdot D_B \cdot \eta_{МЕХ}}{U_{РЕД} \cdot U_{ОТКР.П}}$$

$$U_{ОБЦ} = U_{РЕД} \cdot U_{ОТКР.П}$$

5 Фактичне прискорення при пуску і гальмуванні не повинне перевищувати прискорення, що допускається

$$a_{ф(п)(т)} \leq [a] = 0,1 \text{ м/с}^2$$

Таблиця – Технічна характеристика ливарних кранів

Параметри	Заводи виготовлювачі, фірми		
	ПО «Сибтяжмаш»	«Морган» США	«Крупп» Германія
$Q_{Т}$	450+90/16	454+68/23	450+100/25
$V_{п.гл.}$, м/мин	2,1	3	5,1
$V_{п.б.}$, м/мин	5,45	6,8	10,2
$V_{т.гл.}$, м/мин	20	23	20
$V_{кр.}$, м/мин	46,5	40	63
$M_{кр,Т}$	508	840	—

Крани для роздягання чи злитків стрипперные крани

1 Загальні зведення

Сталь, розлита в изложницы, приблизно через 20 хвилин перетворюється у твердий злиток, якому необхідно витягти (роздягнути). При нормальному режимі остигання (відповідає ТУ) і відсутності дефектів у изложнице, при витягу злитка переборюється тільки або його вага, або вага изложницы (сили тертя між злитком і изложницей). У противному випадку виробляється примусове роздягання, що виконується або стрипперным краном, або напольным стрипперным механізмом. При цьому створюються великі сили опору при роздяганні злитків. Тому крани мають великі зусилля виштовхування.

Стрипперный кран має міст і спеціальний візок. Вантажопідйомність КРС $Q_1/Q_2 - P_C - L = 32/12,5 - 2000 - 25$,

де Q_1 – вантажопідйомність на гаку;

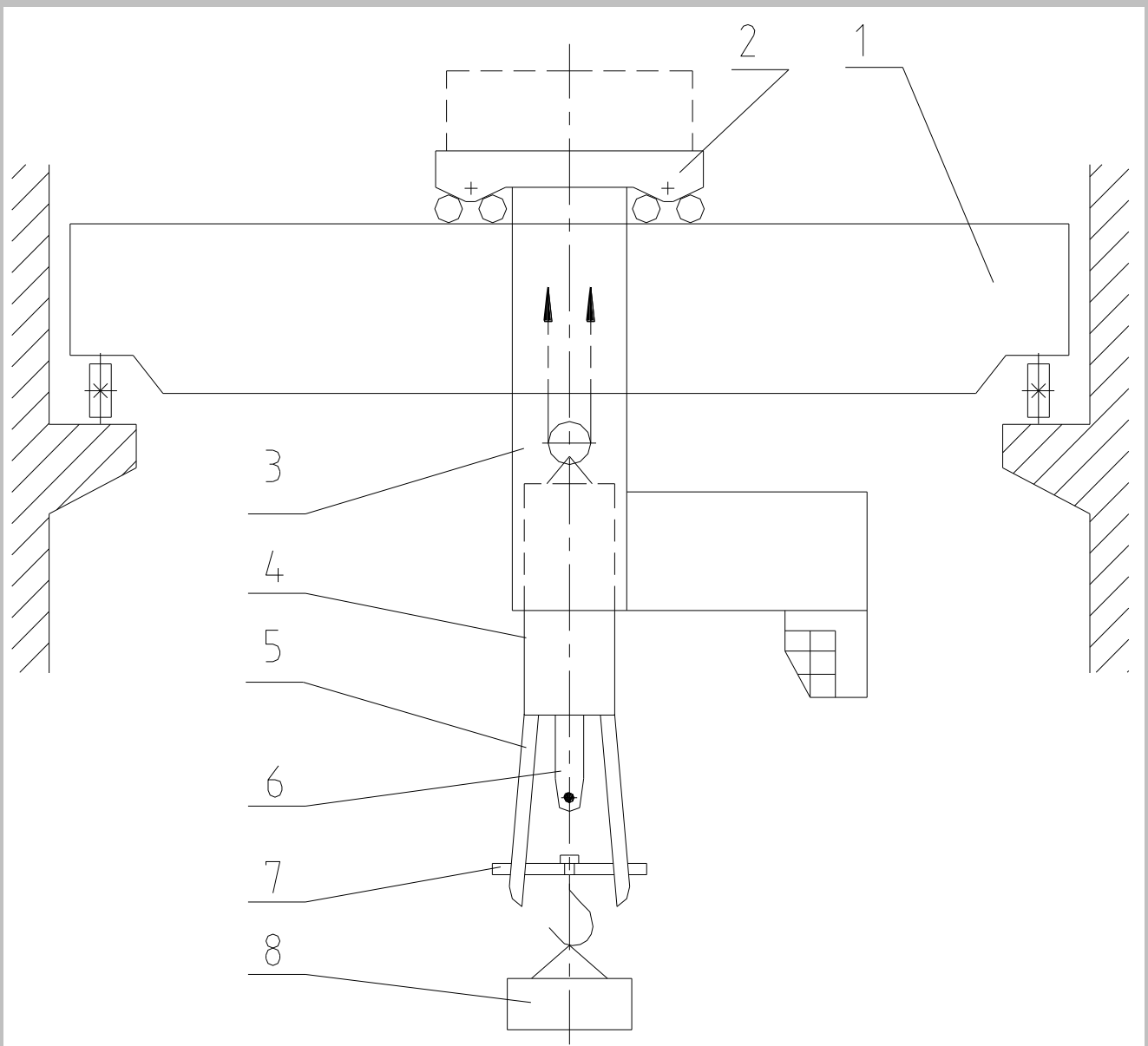
Q_2 – вантажопідйомність на малих кліщах $Q_2 = Q_{\text{ТЕЛ}}$;

P_C – зусилля стриппероваия (виштовхування), кН, крани бувають з P_C 2000кН, 2500кН, 4000кН, 5000кН.

L – проліт крана, м

Міст крана виконаний із двох могутніх балок коробчатого перетину, що спираються на дві кінцеві балки.

Основними робочими органами цих кранів є великі і малі кліщі.



Малюнок – Схема крана для роздягання злитків:

- 1 –міст крана;
- 2 –візок;
- 3 –шахта, жорстко зв'язана з рамою візка;
- 4 –патрон, що переміщається по напрямних шахти;
- 5 –великі кліщі, шарнірно зв'язані з патроном;
- 6 –малі кліщі, що змінюють свій розчин у перпендикулярній площині великим кліщам;
- 7 –вантажна балка з гаком, підтримувана великими кліщами;
- 8 –магніт

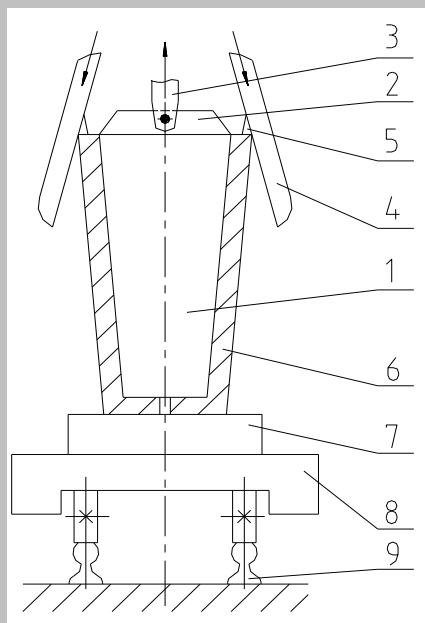
Виконання операції

1 Три основні технологічні підйомно-транспортні операції по роздяганню злитків

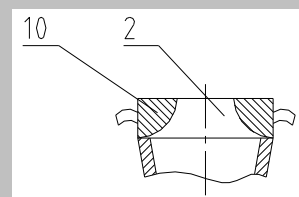
2 Допоміжні, збиральні і ремонтні роботи

Схеми основних технологічних операцій стріперного крана

1 Роздягання злитка розширенням догори

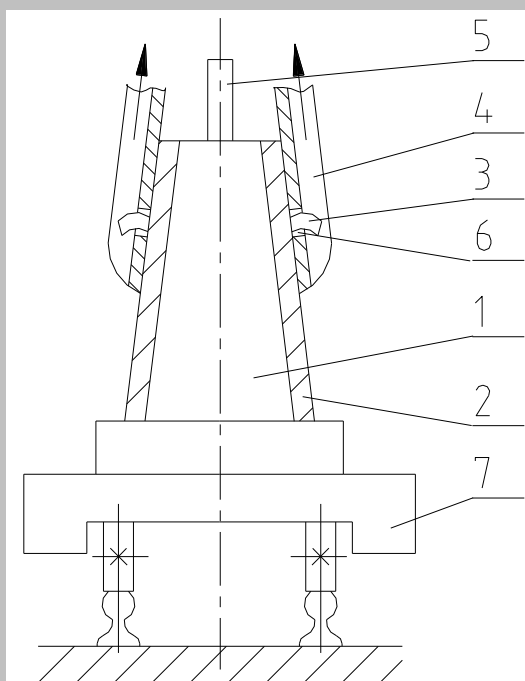


- 1 злиток;
- 2 -прибуткова частина злитка;
- 3 -малі кліщі;
- 4 – великі кліщі
- 5 –упори великих кліщів;
- 6 –глуха изложница;
- 7 –піддон;
- 8 –вагонетка;
- 9 –рейковий шлях цеху;
- 10–утеплювальна надставка на изложницю



При роздяганні злитка розширенням догори малі кліщі 3 захоплюють прибуткову частину 2 злитки 1 і піднімають його ричинами нагору. У цей час великі кліщі 4 упорами 5 притискають стінки изложниці 6 до піддона 7, розташованому на вагонетці 8, що переміщається по рейковому шляху 9 цеху. При роздяганні злитка малими кліщами зусилля виштовхування діють на злиток, на стінки изложниці і далі на упори великих кліщів. Це зусилля на піддон не передається. У стріперном механізмі

зусилля від великих і малих кліщів передається тільки на гвинт штемпеля і патрон, на піднімальний механізм крана, а отже і на міст не передається.



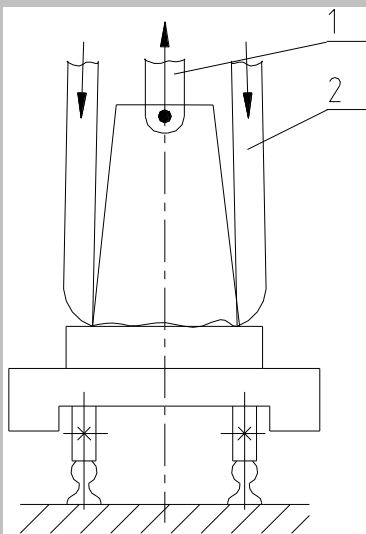
2 Роздягання злитка розширенням донизу

- 1 –злиток;
- 2 –наскрізна изложница;
- 3 –вуха (припливи) изложниці;

- 4 – великі кліщі;
- 5 – наконечник центрального гвинта стрипперного механізму;
- 6 – середні вушка великих кліщів;
- 7 – вагонетка

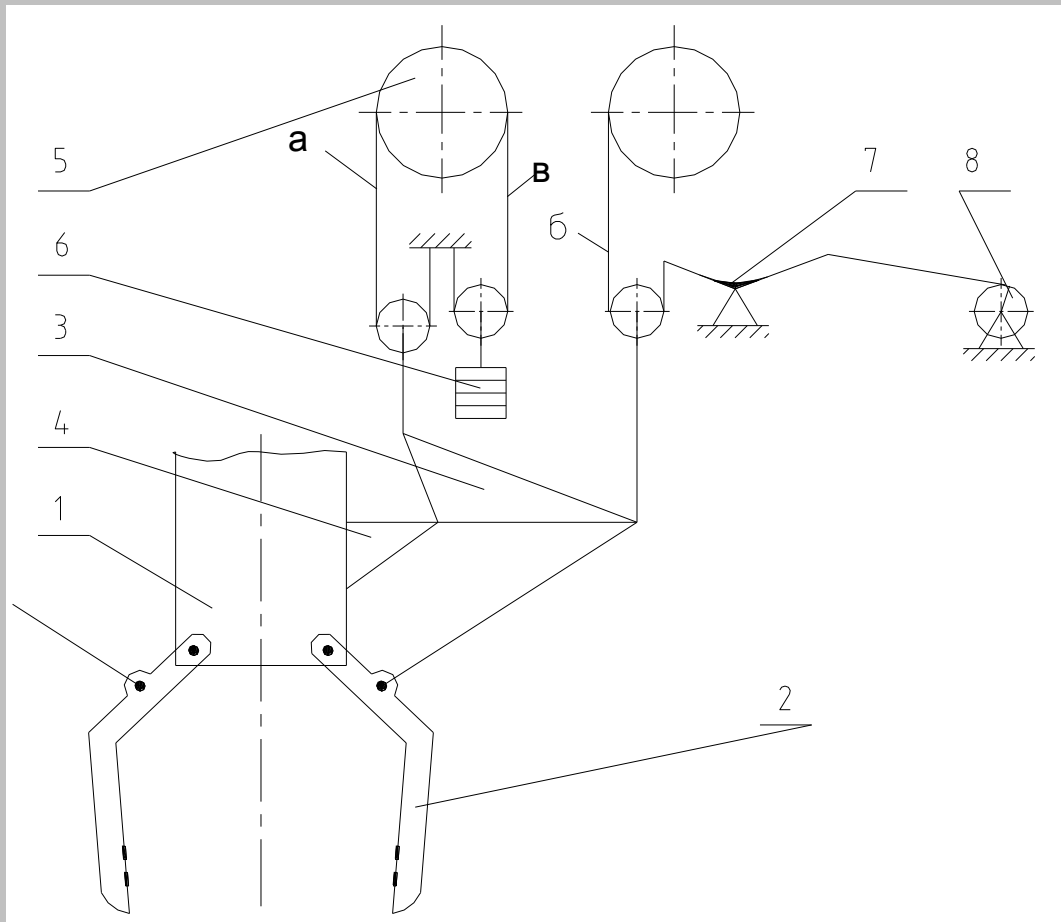
При роздяганні злитка розширенням донизу великі кліщі 4 середніми вушками 6 упираються в уші 3 изложниці і переміщують її нагору. У цей час наконечник 5 упирається в прибуткову частину злитка і не дозволяє останньому підніматися нагору разом з изложницею. У результаті подвійного впливу на злиток і изложницю сила виштовхування переборює опір стрипперованню, що діє на поверхні изложниці. Злиток залишається на піддоні, а изложниця знімається великими кліщами зі злитка. Зусилля при цій операції діють на злиток і изложницю, а також гвинтову систему стрипперного механізму.

3 Відривши злитка від піддона (продовження операції)



Якщо злиток приварився до піддона, то його відкривають малими кліщами 1. При цьому великі кліщі 2 упираються кінцями в піддон. При цьому зусилля від малих кліщів передається на злиток, піддон великі кліщі і не передається на піддон і міст крана.

Взаємодія механізму підйому патрона і механізму керування
великими кліщами



- 1 –патрон, підтримуваний вантажними канатами а, усередині якого розміщений механізм виштовхування (стрипперования);
- 2 –великі кліщі;
- 3 хитне коромисло, шарнірно зв'язане з корпусом патрона 1;
- 4 –кронштейни жорстко зв'язані з патроном;
- 5 –барaban механізму підйому, показаний у двох площинах, на яких з однієї сторони навиваються вантажні канати а і канати керування б, а з іншого боку – канати противаги в;
- 6 –противага;
- 7 –двуплечий хитний важіль;
- 8 кривошипно-шатунний механізм керування великими кліщами

Малюнок – Схема взаємодії механізму підйому патрона і механізму керування великими кліщами

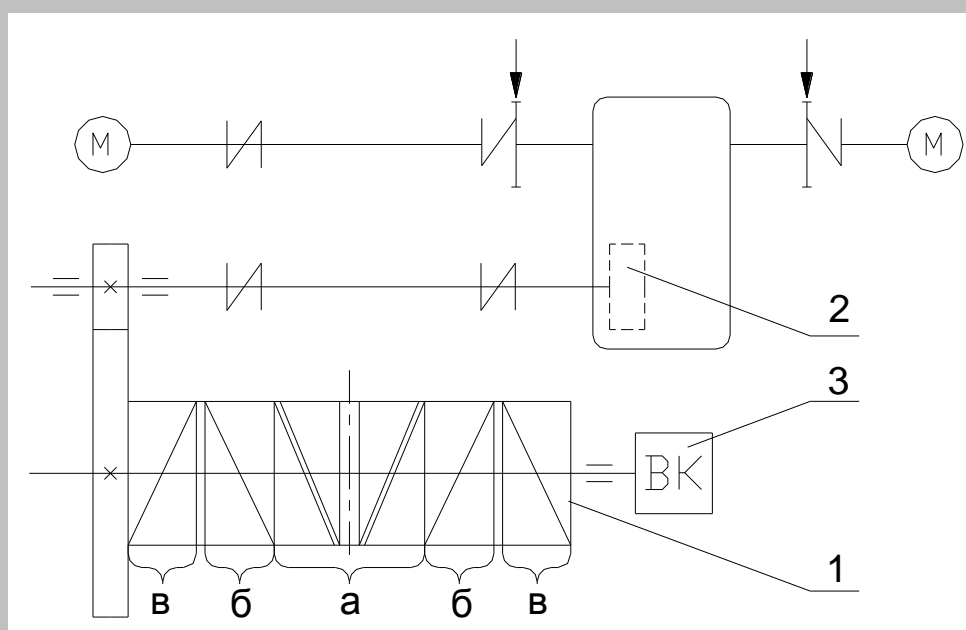
Особливості конструкції

1 На барабан механізму підйому намотується також галузь каната механізму керування з тією метою, щоб при підйомі й опусканні патрона великі кліщі не змінювали розчин.

2 Противага механізму підйому і храповий пристрій, установлена на тихохідному валу редуктора цього механізму, призначений для того, щоб виключити слабину у вантажних канатах і канатах керування у випадку, коли при опусканні патрона він зустрине тверду перешкоду (великі кліщі своїми упорами упруться в краї изложниці в першій чи операції великі кліщі своїми кінцями упруться в піддон у третій операції).

При твердому упорі і роботі двигунів на спуск різко зменшиться вантажний момент на валу барабана і стає менше моменту від ваги противаги на цьому ж валу. У результаті противага починає обертати барабан убік підйому, вибираючи слабину в канатах і розмикаючи при цьому храповий пристрій. Деталі на ділянці від двигуна механізму підйому до храпового пристрою можуть продовжувати працювати на спуск.

КОНСТРУКЦІЯ Й ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ПАТРОНА



Малюнок – Схема механізму підйому патрона

1 – барабан механізму підйому, що має три ділянки нарізки для здвоєних поліспаств: піднімальних, керування великими кліщами і противаги стріперного механізму;

2 – храповий пристрій;

3 – кінцевий вимикач патрона

а-ділянки двухзаходной нарізки барабана для вантажних канатів;

б- ділянки однозаходной нарізки для канатів керування великими кліщами;

в- ділянки однозаходной нарізки для канатів противаг стріперного механізму

Унаслідок великої маси стріперного механізму і маси вантажу, що піднімається, він підвішений на восьми галузях канатів. Канавки для канатів виконані подвійними, а кратність поліспаства дорівнює двом. Другі кінці канатів прикріплені до балансирної системи.

Особливості розрахунку механізму підйому

Цей механізм в основному роздягає злитки, відлиті розширенням донизу, і є найбільш завантаженим механізмом крана. Розрахунки привода механізму необхідно робити на нагрівання, з огляду на дуже високу температуру в цеху (+70(3))

1 Визначення вантажопідйомності на канатах

Розглядаються два випадки:

а) крановик перевіряє можливість вільного роздягання злитка, при цьому він великими кліщами піднімає изложницю в другій операції, або малими кліщами піднімає злиток у першій операції

$$Q_{\text{КАН}}^I = m_{\text{ПАТР}} + m_{\text{СЛИТ}} + m_{\text{ИЗЛ}}$$

б) робота з гаком

$$Q_{\text{КАН}}^{\text{II}} = m_{\text{ПАТР}} + m_{\text{БАЛКИ}} + Q_{\text{КРЮКА}} \\ \text{С К РЮКОМ}$$

Звичайно $Q_{\text{КАН}}^I > Q_{\text{КАН}}^{\text{II}}$

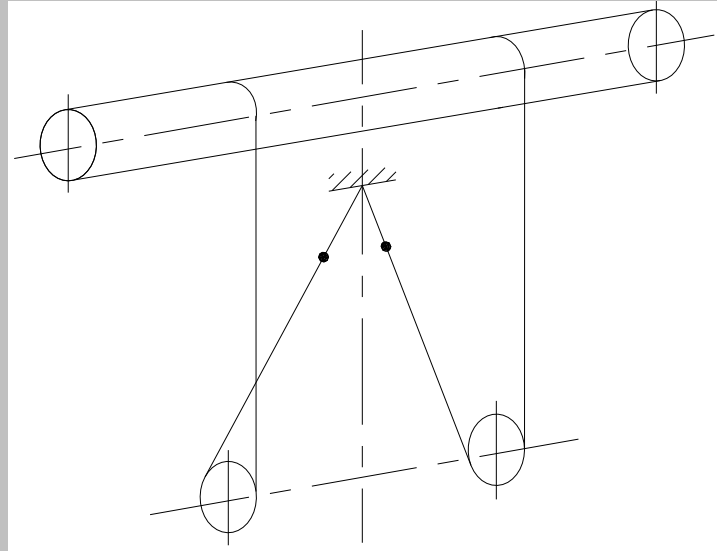
2 Визначення максимального зусилля в одній галузі

$$S_{\text{MAX}} = \frac{Q_{\text{КАН}}^{\text{РАСЧ}}}{2 \cdot U_{\text{П}} \cdot z \cdot \eta},$$

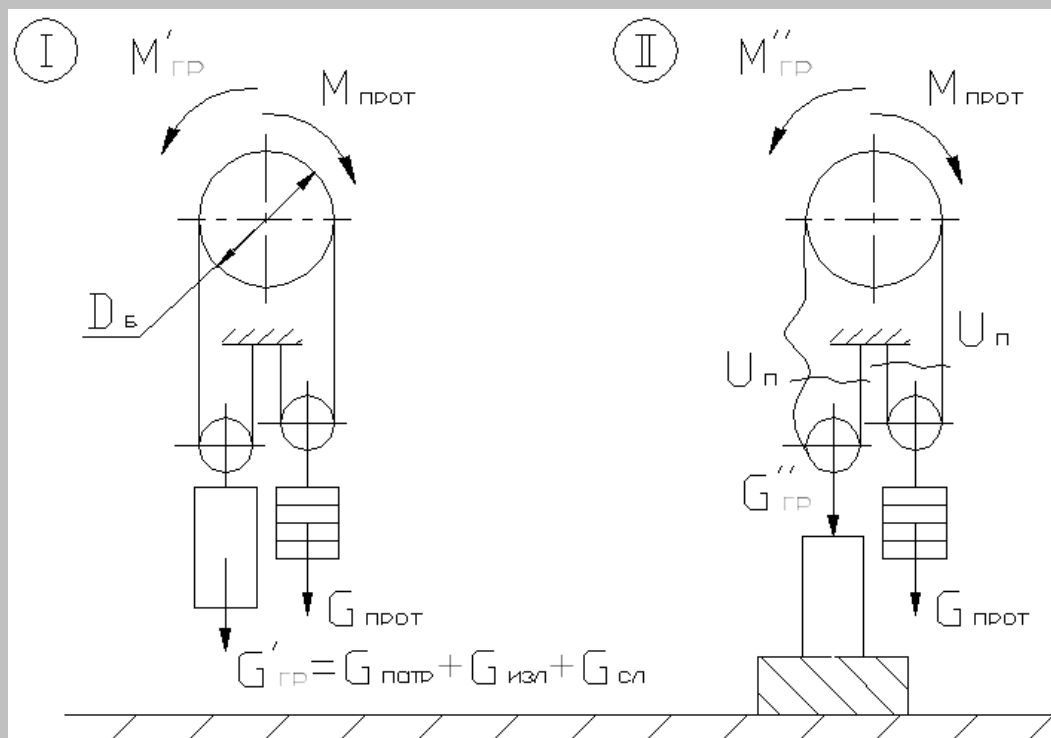
де 2 – складність поліспасти;

z – заходність нарізки барабана, $z=2$;

$U_{\text{П}}$ – кратність поліспасти



3 Визначення необхідної ваги противаги



$$1) M'_{\text{ГР}} \gg M_{\text{ПРОТ}}$$

$$2) M''_{\text{ГР}} < M_{\text{ПРОТ}} \quad M_{\text{ПРОТ}} = k_3 \cdot M''_{\text{ГР}} + M_{\text{ТР}}^{\text{б}},$$

де $M_{\text{ТР}}^{\text{б}}$ – момент від тертя в опорах барабана

$$M''_{ГР} = \frac{G''_{ГР} \cdot D_B}{U_n \cdot 2} ; \quad M_{ПРОТ} = \frac{G_{ПРОТ} \cdot D_B}{U_n \cdot 2}$$

$$\frac{G_{ПРОТ} \cdot D_B}{U_n \cdot 2} = k_3 \frac{G''_{ГР} \cdot D_B}{U_n \cdot 2} + M_{ТР}^{\delta}$$

$$m_{ПП}^{MIN} = \frac{G_{ПП}^{MIN}}{g}$$

звідси знаходиться $G_{ПП}^{MIN}$;

На практиці приймають $G_{ПРОТ} \approx (0,3 \dots 0,5) G_{ПАТР}$

4 Визначення необхідної потужності привода

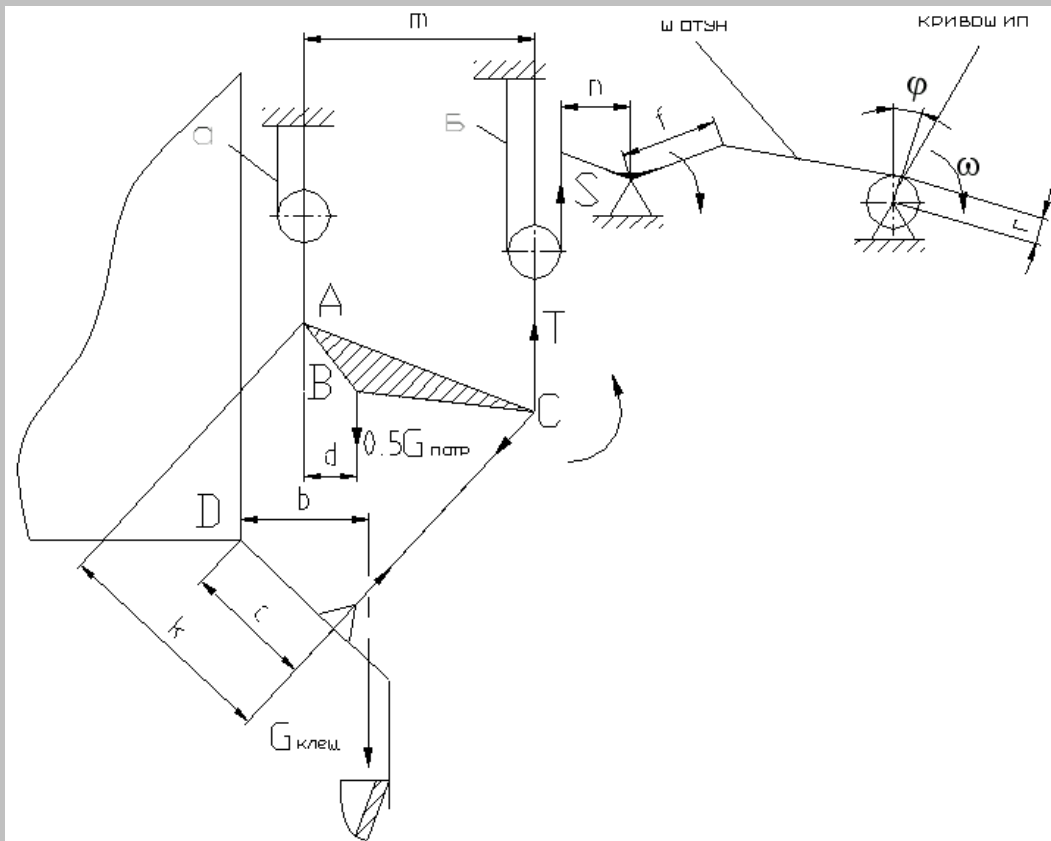
$$P_{СУМ} = \frac{\left(\frac{Q_{КАН}^{РАСЧ}}{\eta_{Н1}} - m_{ПРОТ} \cdot \eta_{Н2} \right) g \cdot V_{ПОД}}{\eta_{МЕХ}},$$

де $\eta_{Н1}$ – КПД направляючих шахти, уздовж якого переміщається патрон;

$\eta_{Н2}$ – КПД направляючих шахти, уздовж якого переміщається противага

Конструкція й особливості розрахунку механізму керування великими кліщами

Особливість конструкції полягає в тому, що при збільшенні розчину великих кліщів відбувається відповідний чи підйом опускання патрона. Це виконано для того, щоб великі кліщі своїми упорами не зсковзували з країв изложниці (перша операція), іншими словами – великі кліщі обжимають изложницю вагою патрона.



При виключеному механізмі керування і роботі тільки механізму підйому крапки А і С коромисла будуть синхронно підніматися, тобто коромисло не буде повертатися щодо крапки В, а виходить, розчин більший кліщів не буде змінюватися.

При виключеному механізмі підйому і включеному механізмі керування коромисло буде повертатися щодо нерухомої крапки А.

При переміщенні великих кліщів, тобто при повороті коромисла проти вартвої стрілки буде також підніматися патрон, тобто крапка В. така кінематика виконана з тією метою, щоб упираючися в краї изложниці великі кліщі не зсковзували з изложниці особливо при зносі крайок изложниці, тат як при цьому необхідно піднімати важку вагу противаги.

Визначимо потужність двигуна Р.

Для цього розглянемо рівновагу рицини

$$\Sigma M_D = 0$$

$$F \cdot c - G_{\text{клевц}} \cdot b = 0 \quad \rightarrow F = \text{var};$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$0,5G_{\text{патр}} \cdot d + F \cdot k - T \cdot m = 0; \quad \rightarrow T = \text{var};$$

$$S = \frac{T}{Un \cdot \eta_{\text{п}}};$$

$$M_0 = S \frac{n}{f} \cdot r \cdot \sin \varphi; \quad P = \frac{M_0^{\text{СР.КВ.}} \cdot \omega}{\eta_{\text{МЕХ}}}$$

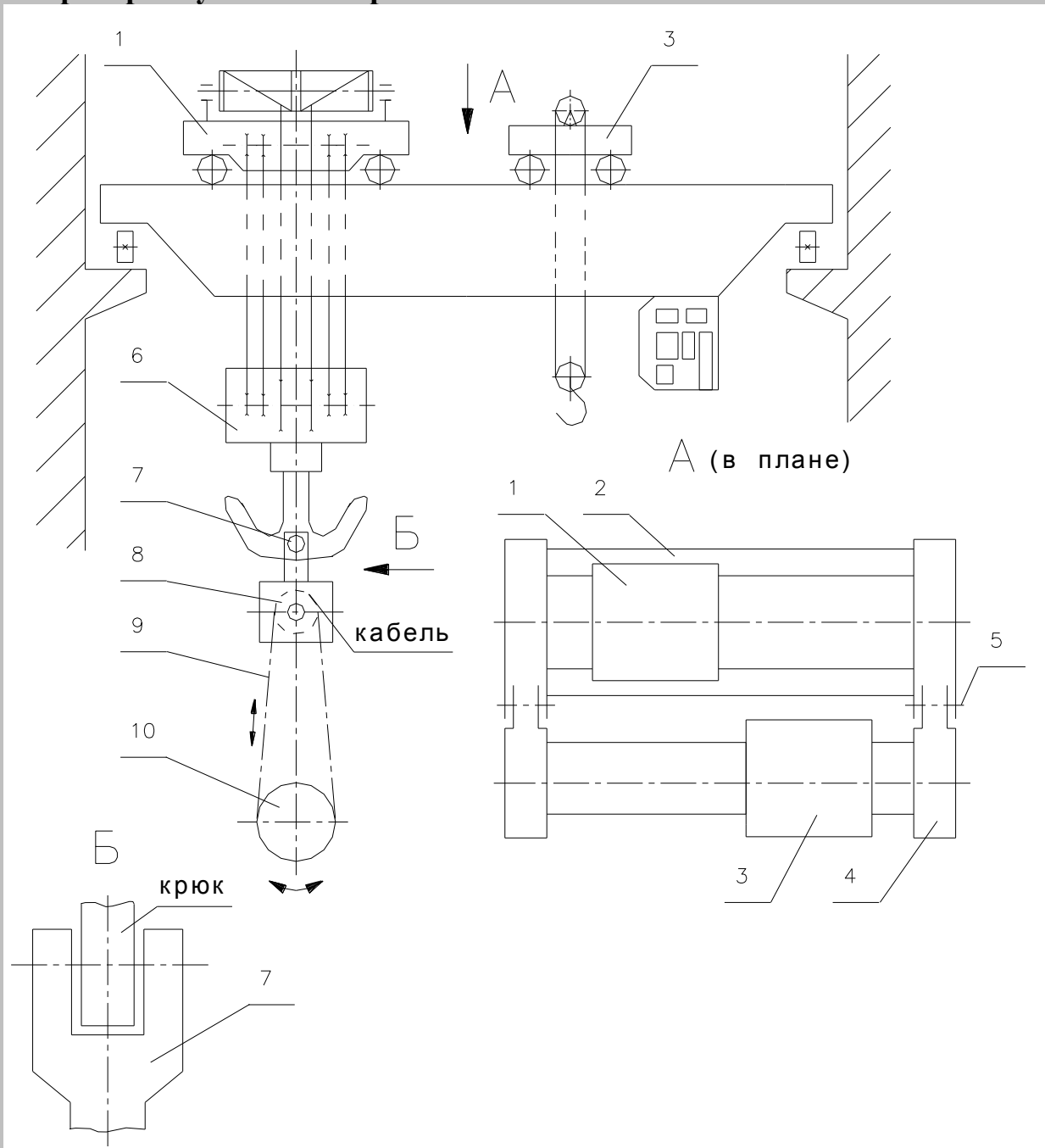
КУВАЛЬНІ КРАНИ

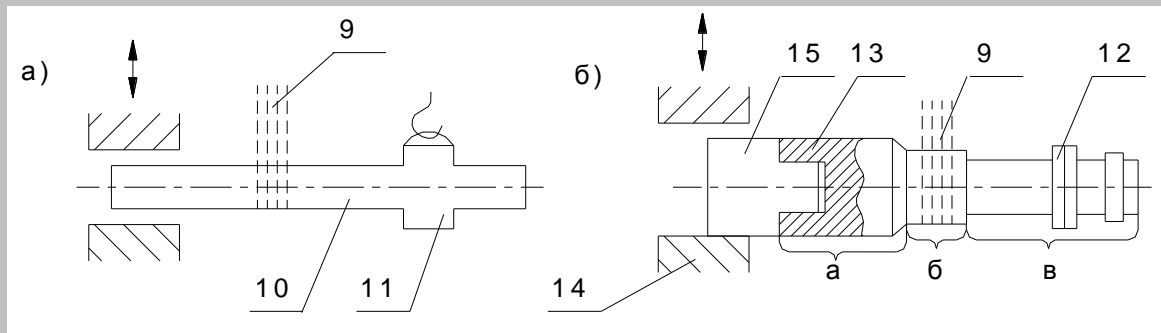
1 Загальні зведення

Роздязнені злитки надходять або на прокатні стани або на кувальні агрегати. Кування виробляється або за рахунок великого значення статичної сили преса, або молотами за рахунок великої кінетичної енергії падаючих частин. Обслуговування пресів здійснюється кувальними кранами і кувальними маніпуляторами. Кувальні крани мають вантажопідйомність від 75т до 300т $Q=Q_1+Q_2 = 300+100т$;

Q_1 -вантажопідйомність головного візка; Q_2 - вантажопідйомність допоміжного візка.

2 Пристрій кувального крана





1 – головний візок, що переміщається по головному мосту 2;

3 – допоміжний візок, що переміщається по допоміжному 4, що з'єднується з головним мостом 2 за допомогою шарнірного з'єднання 5;

6 – крюкова підвіска з дворогим гаком;

7 – виделкове захоплення кантователя 8, що з'єднується з дворогим гаком за допомогою пальця. Кантователь 8 містить механізм чи кантування повороту заготовлі.

9 – нескінченний багаторядний пластинчастий ланцюг;

10 – довга чи заготовля гранная частина патрона 13, охоплювана ланцюгом;

11 – бугель (хомут) з петлею, за допомогою якого підтримується заготовля гачком допоміжного візка;

12 – противаги;

13 – патрон, що складається з голівки а, гранной частини б і циліндричного хвостовика в;

14 – верхній рухливий і нижній нерухомий жваві преса;

15 – коротка заготовля, що з'єднується з голівкою патрона шляхом нагвинчування голівки на різьбовий хвостовик заготовлі

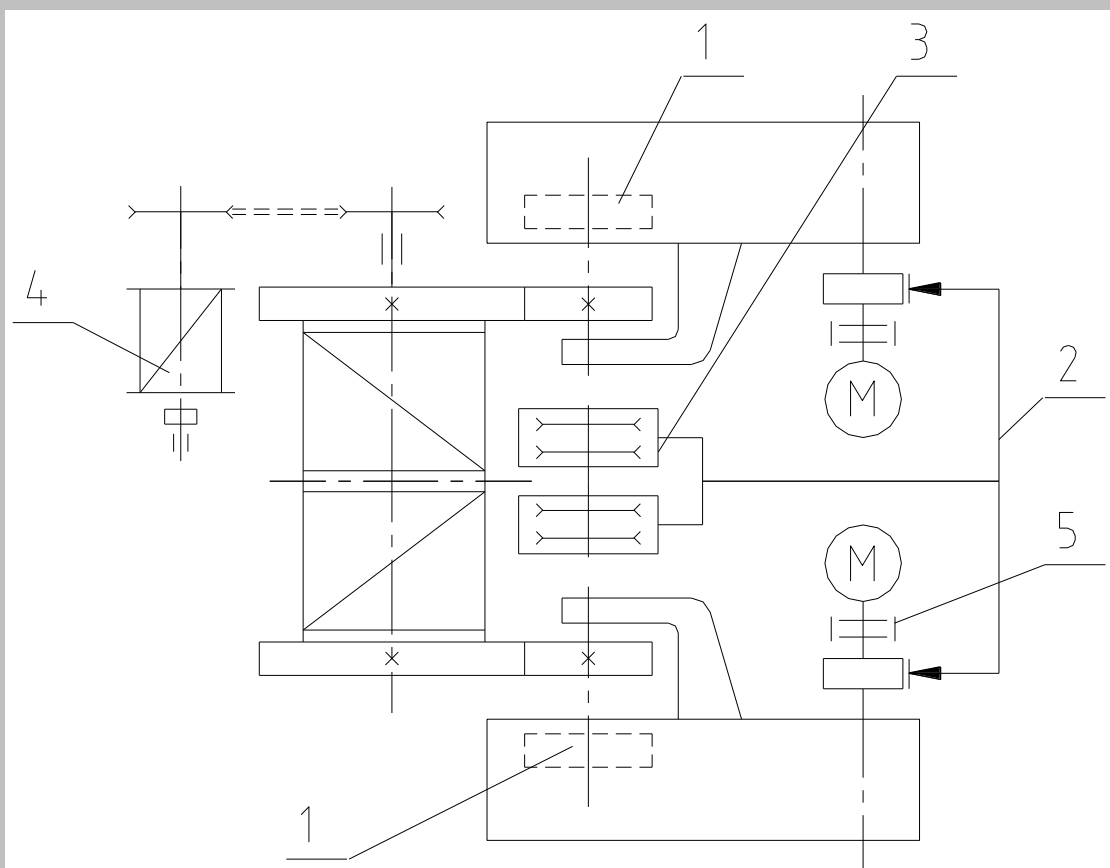
Перед подачею на кувальні агрегати, злиток проходить обдирні операції на грубих токарських верстатах, після чого він іменується заготовлею. На токарських верстатах також нарізається різьблення на хвостові заготовлі

3 Виконувані операції

3.1 Захоплення, транспортування й установка заготовель на склад, на залізничні платформи, на рольганг нагрівальної печі, на бойки пресів

- 3.2 Кантування заготівель, що лежать на нижньому бойку преса
- 3.3 Періодичне переміщення заготівель уздовж нижнього бойка
- 3.4 Ремонтні і допоміжні роботи

4 Конструкція й особливості розрахунку механізму головного підйому



Малюнок – Схема механізму головного підйому кувального крана

1 – храпові пристрої (пристрій і принцип роботи як у ливарного крана);

2 – підйомна система пристрою, що розгальмовує;

3 – верхні блоки поліспасти, установлені на подпружиненной платформі;

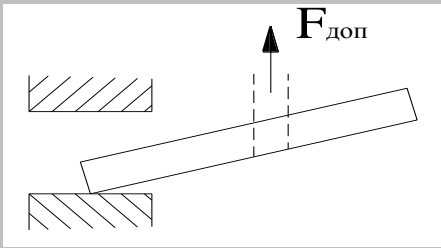
4 – кабельний барабан, що забезпечує електроживлення двигуна механізму кантування на кантователе;

5 – зубцюваті муфти

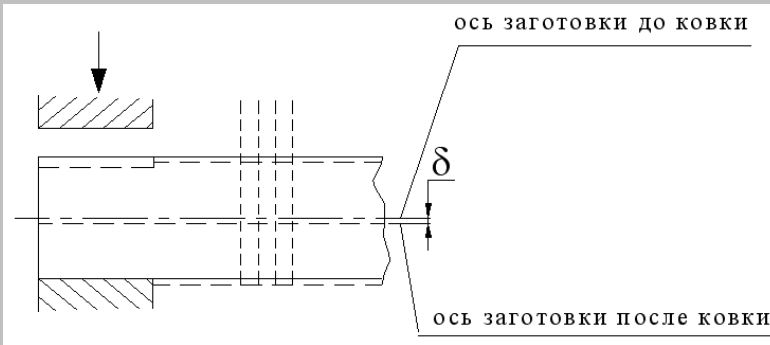
Особливості конструкції: наявність храпового пристрою і наявність пристрою, що розгальмовує, обмежуючі навантаження на механізм підйому і металоконструкцію крана в процесі кування при виключеному механізмі підйому.

Додаткові навантаження при куванні виникають у наступних випадках:

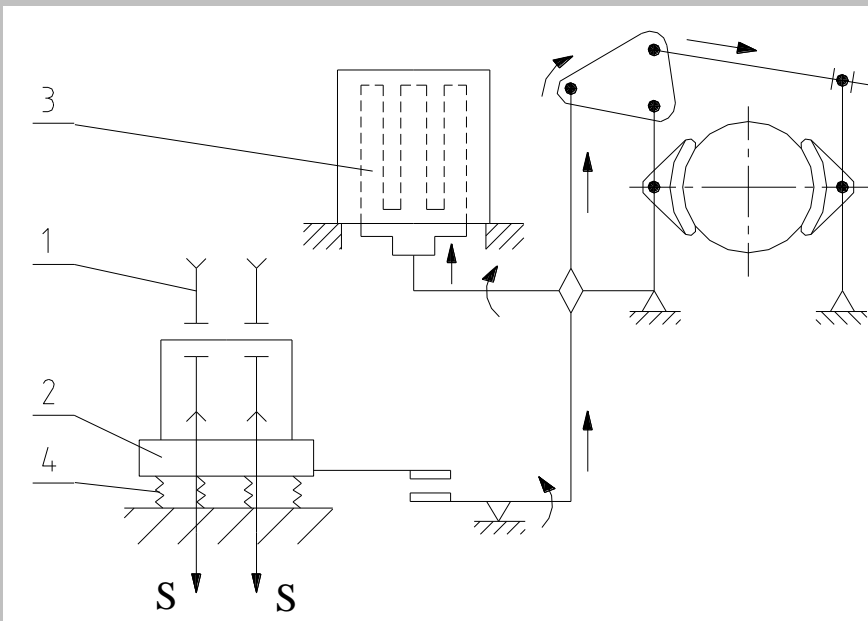
а) при куванні довгої, але похилої заготівлі



б) при пластичній деформації заготівлі



Малюнок – Схема кування



Малюнок – Схема пристрою, що розгальмовує

1– верхні блоки поліспасти, установлені на подпружиненій платформі 2;

3 – Ш-образний сердечник довгоходового магніту;

4 – циліндричні пружини (шість комплектів), $S_{\text{ПЕРЕГР}} = (1,15 \dots 1,2) S_{\text{НОМ}}$

Особливості розрахунку

1 Визначення вантажопідйомності на канатах

$$Q_{\text{КАН}} = Q_{\text{НОМ}} + m_{\text{кр.повв}};$$

$$Q_{\text{НОМ}} = Q_{\text{КРЮК}} = m_{\text{КАНТОВ}} + m_{\text{ЗАГ}} + m_{\text{ПАТР}} + m_{\text{ПРОТИВ}}$$

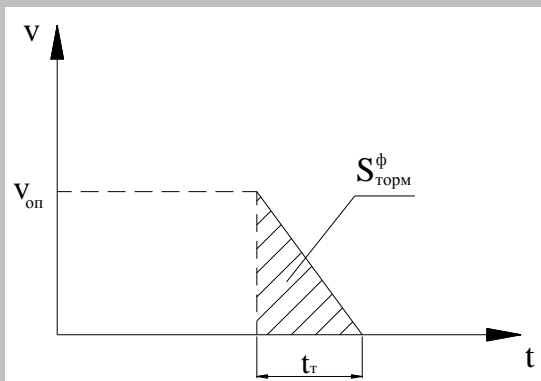
$$Q_{\text{НОМ}} = 250\text{т}; m_{\text{КАНТОВ}} = 50\text{т}$$

У зв'язку з малим значенням коефіцієнта перевантаження, канат вибирається за звичайною методикою, але перевантаження враховується при розрахунку деталей і вузлів на усталостну міцність

2 Визначення гальмового моменту гальм

Гальмовий момент визначається за загальноприйнятою методикою

$M_T^\Sigma = k_T \cdot M_{CT}^{ТОРМ}$, але розрахований гальмовий момент повинний бути перевірений на шлях гальмування вантажу при опусканні



$$S_{ТОРМ}^{\Phi} \leq l_{ТОРМ} = \frac{V_{ОПУСК}}{50 \dots 80}, \text{ мм}$$

де $V_{ОПУСК}, \text{ мм/хв} = 2,5 \text{ м/хв} = 2500 \text{ мм/хв}$

$$S_{ТОРМ}^{\Phi} = \frac{1}{2} V_{ОП} \cdot t_T ; \quad t_T = \frac{J \cdot \omega}{M_T - M_{CT}^{\text{СТ}}}$$

5 Конструкція і розрахунок механізму кантування

усі _____

Технічна характеристика кувального крана

	Сибтяжмаш	Фірма МАН
Q, т	300+100	200+50
L, м	30	27
H _{ГЛ} , м	25	35
H _{ВСП} , м	17	—
$V_{ПГЛ}, \frac{\text{м}}{\text{мин}}$	2,5	—
$V_{ПВСП}, \frac{\text{м}}{\text{мин}}$	5	—
$V_{ТГЛ}, \frac{\text{м}}{\text{мин}}$	30	—
$V_{ТВСП}, \frac{\text{м}}{\text{мин}}$	35	—
$V_{КР}, \frac{\text{м}}{\text{мин}}$	40	—
$V_{ЦЕПИ}, \frac{\text{м}}{\text{мин}}$	6,3	—

ПОРТАЛЬНІ КРАНИ

Портальні крани являють собою полноповоротные стрілові крани, поворотна частина яких установлена на катучем помосту, названому порталом, що пересувається по рейках, прокладеним по чи землі естакаді. Працюють у морських і річкових портах, доках, вугільних складах, ТЭЦ, на заводах залізобетонних виробів і на будівництві гідротехнічних споруджень.

Крани поділяються на двох груп:

1 Перевантажувальні, $Q=5...32$ т, працюють у крюковом, грейферному, магнітному і контейнерному режимах.

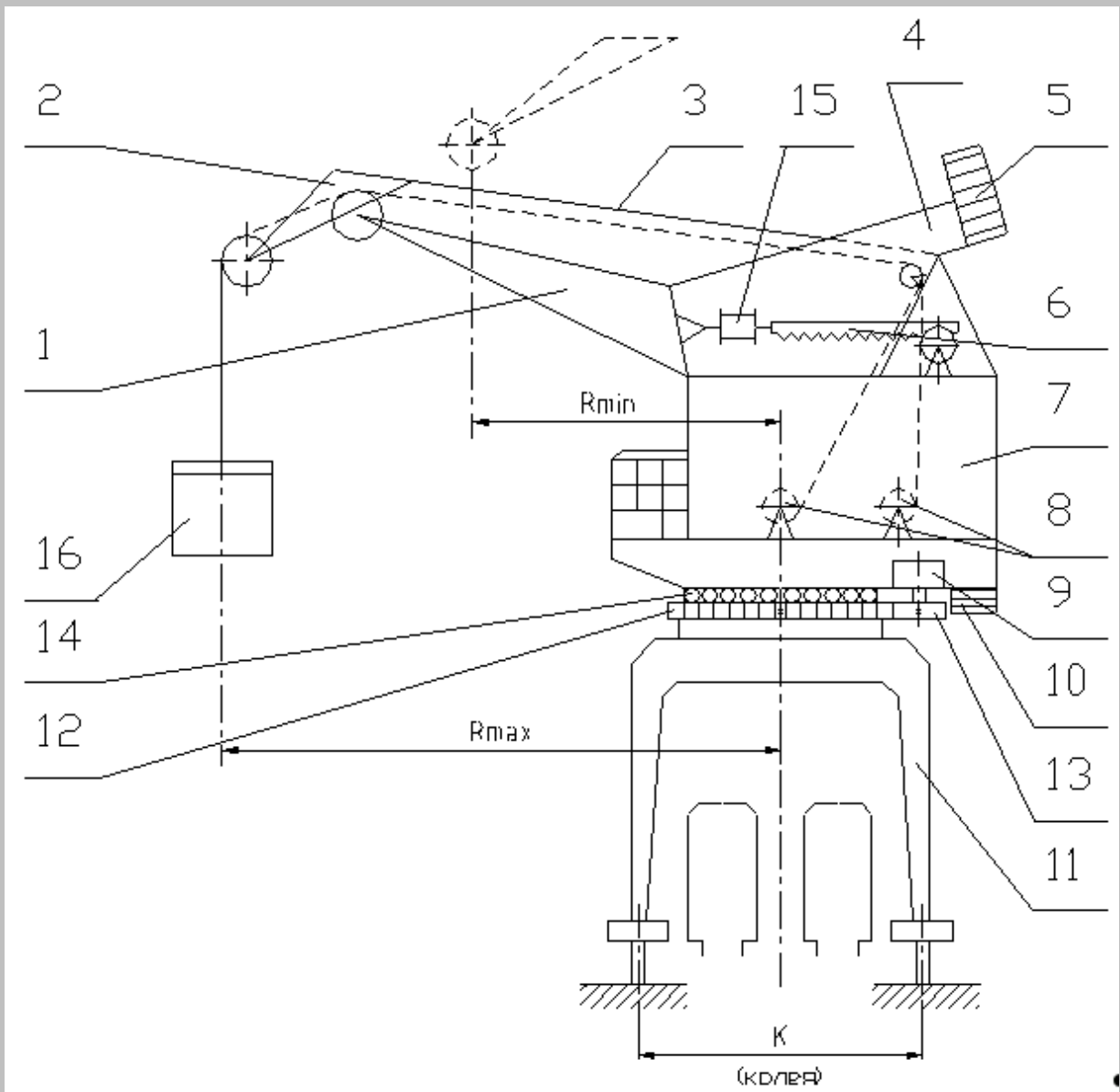
2 Монтажні, $Q=32...160$ т.

Крани позначаються КППК; КППГ(грейфер); КПМ(монтажний)

КППК 10–30–10,5 – кран портальний перевантажувальний крюковою, 10 – вантажопідйомність, т; 30 – максимальний радіус R (виліт), м; 10,5 – колія порталу, м;

КПМ 100–50–15,3 – кран портальний монтажний, 100 – вантажопідйомність, т; 50 – максимальний радіус R (виліт), м; 15,3 – колія порталу, м.

Для перевантажувальних кранів $Q=\text{const}$; для монтажних – $Q=\text{var}$.



Малюнок – Схем портального перевантажувального крана

1 – стріла (укосина);

2 – хобот непрофільований;

3 – гнучке відтягнення (у виді закритого товстого гвинтового каната);

4 – хитне коромисло з рухливою противагою 5;

6 – рейковий механізм зміни вильоту стріли (механізм хитання стріли);

7 – машинне приміщення, у якому розташовується ремонтний кран мостового типу, панелі електропостачання, слюсарня; грейферна лебідка 8, механізм обертання крана 9;

10 – нерухома противага;

11 – портал;

- 12 – зубцюватий чи цевочний обід, жорстко зв'язаний з порталом;
- 13 – шестірня відкритої зубцюватої чи цевочної передачі механізму обертання;
- 14 – катковий колісний чи роликовий опорно-поворотний пристрій;
- 15 – демпфер;
- 16 – грейфер

Є конструкції кранів, у яких мається поворотна колона, жорстко зв'язана з платформою машинного приміщення і дві опори, що має, у порталі; верхня - катковий радіальна опора; нижня радіально-завзята підшипникова опора

Конструкції стрілових систем і їхній порівняльний аналіз

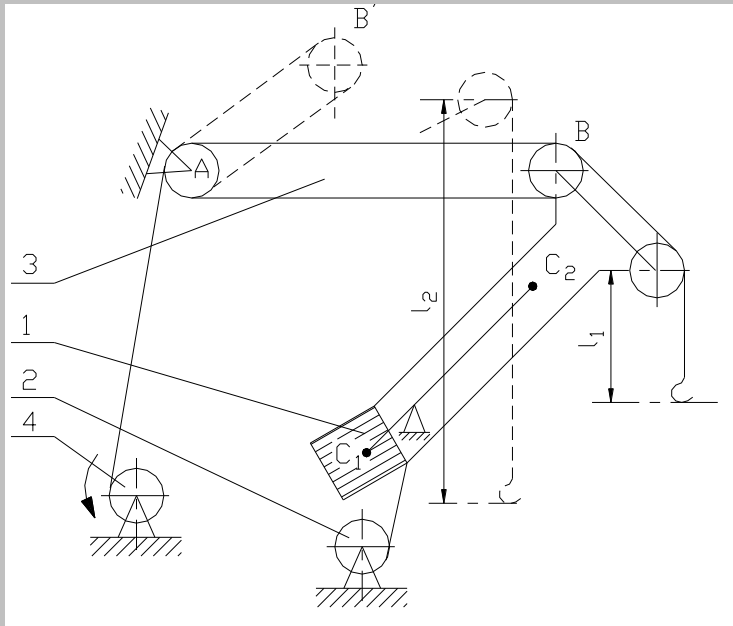
На порталних кранах, як правило, застосовуються урівноважені стрілові системи, що повинні відповідати двом головним вимогам:

- 1 Системи повинні бути урівноважені за допомогою рухливої противаги, що дозволяє знизити потужність двигуна механізму зміни вильоту;
- 2 Система повинна забезпечити горизонтальну чи досить положисту траєкторію вантажу при хитанні стріли, що дає дві переваги:
 - а) забезпечує експлуатаційні зручності при роботі крана;
 - б) знижує потужність двигуна механізму зміни вильоту

На практиці найбільше поширення одержали чотири стрілові системи

- 1 Пряма стріла зі зрівняльним поліспадом;
- 2 Пряма стріла зі зрівняльним блоком;
- 3 Шарнирно-сочлененная стрілова система з непрофільованим хоботом і гнучким відтягненням;
- 4 Шарнирно-сочлененная стрілова система з непрофільованим хоботом і твердим відтягненням

Стрілові системи зі зрівняльним поліспастом

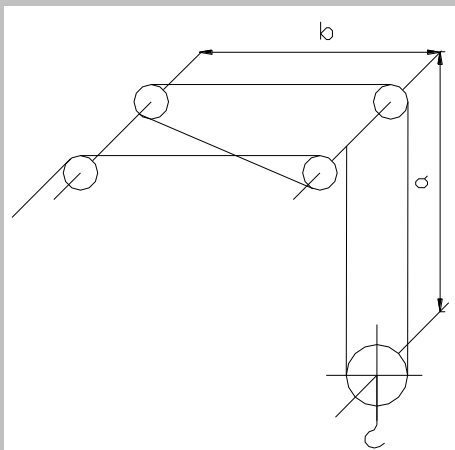


- 1 – противага на продовженні стріли ідеальне що врівноважує, тому що його центр ваги Z_1 , центр ваги стріли Z_2 і вісь хитання стріли Про лежать на одній прямій;
- 2 – кривошипно-шатунний механізм зміни вильоту;
- 3 – зрівняльний поліспаст
- 4 – механізм підйому

Малюнок – Схема стрілової

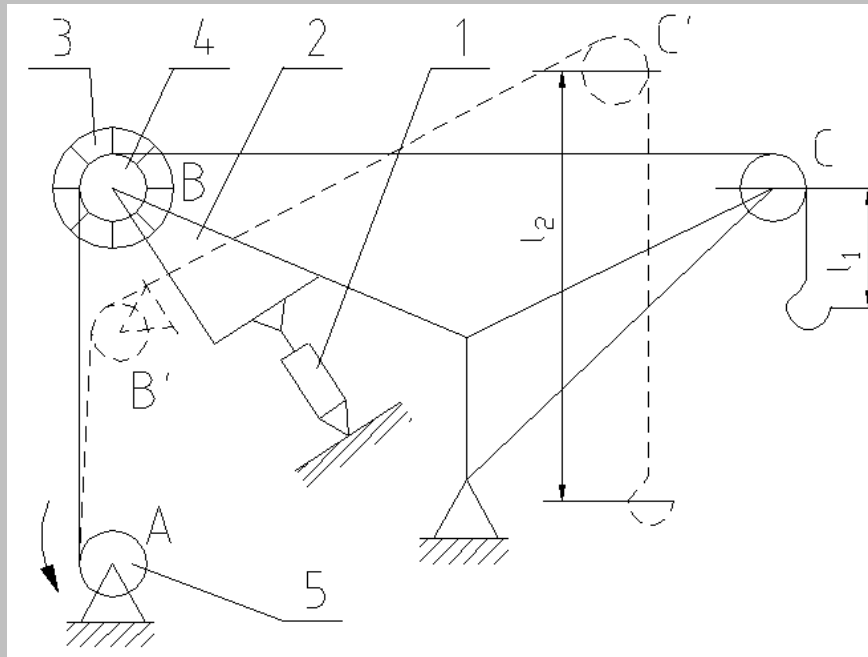
системи зі зрівняльним поліспастом

$$l_2 - l_1 = (AB - AB')m$$



Горизонтальність переміщення вантажу внаслідок перекочування каната по блоках.
 При зміні вильоту, коли механізм не працює, довжини вантажного a і зрівняльного b поліспастів змінюються в протилежних напрямках, що дозволяє забезпечити траєкторію вантажу близької до горизонтальної прямої

Стрілова система зі зрівняльним блоком



- 1 – гідравлічний механізм зміни вильоту;
- 2 – хитне коромисло;
- 3 – рухлива противага;
- 4 – зрівняльний блок;
- 5 – барабан механізму підйому

Малюнок – Схема прямої стріли зі зрівняльним блоком

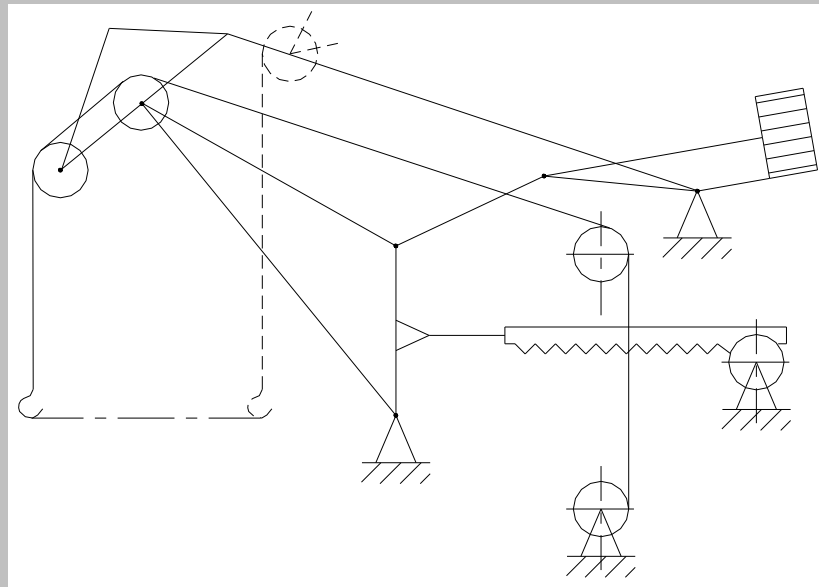
$$l_2 - l_1 = (AB + BP') - (AB' - B'C')$$

Чи положистість горизонтальність траєкторії досягається також унаслідок перекочування каната по блоці.

У порівнянні зі стрілою зі зрівняльним поліспадом стріла зі зрівняльним блоком має більш складну конструкцію підйомної системи, але менше число блоків, загальну довжину і знос вантажних канатів

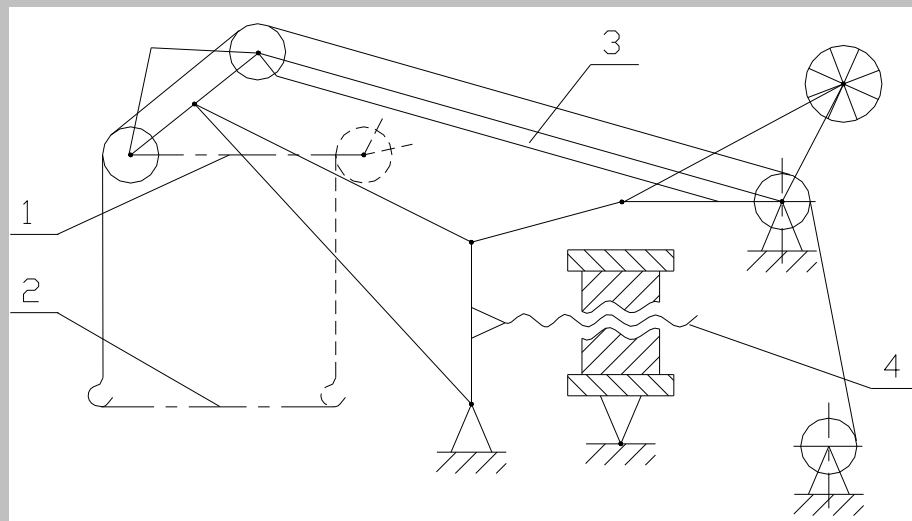
Стрілові системи з непрофільованим хоботом і гнучким відтягненням

Положистість траєкторії досягається за рахунок кінематики стрілової системи, тобто хобот переміщається по злегка похилій траєкторії і внаслідок невеликого перекочування канатів



Малюнок – Схема стрілової системи з непрофільованим хоботом і гнучким відтягненням

Стрілові системи з непрофільованим хоботом і твердим відтягненням



1,2 – еквидистантні траєкторії кінця хобота і вантажу;

3 – тверде відтягнення;

4 – гвинтовий механізм зміни вільоту

Малюнок – Схема стрілової системи з непрофільованим хоботом і твердим відтягненням

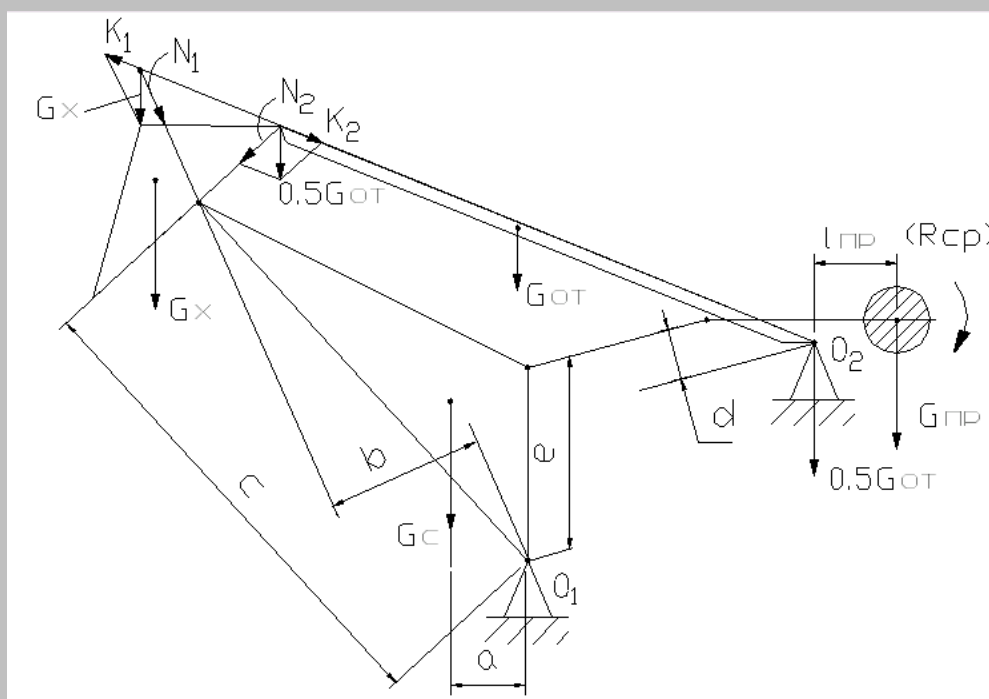
Оскільки вантажний канат запасован по периметрі стрілової системи, то траєкторії хобота і вантажу будуть еквидистантні, а вантажний канат не буде перекочуватися по блоках

Порівняльний аналіз систем

- 1) системи 1 і 2 легше по масі, чим 3 і 4;
- 2) довжина вільної підвіски в систем 1 і 2 більше, ніж у 3 і 4, що викликає більше розгойдування вантажу на канатах і ускладнює керування краном;
- 3) стріли систем 1 і 2 майже розвантажені від крутіння, що також дозволяє знизити їхню масу. Габарити вантажу, що піднімається, можуть бути досить великі при стрілах невеликої довжини в систем 3 і 4. Щоб підняти такий же вантаж, стріли систем 1 і 2 повинні бути виконані великої довжини;
- 4) стрілові системи застосовуються при наступних грузопідйомностях: 1 і 2 при $Q=5...10...10\text{т}$; 3 – при $Q=10...16...16\text{т}$; 4 – при $Q=16...160\text{т}$

Визначення маси рухливої противаги

Противага призначена для зрівноважування елементів стрілової системи (стріли хобота, відтягнення), але не вантажу. Зрівноважування маси вантажу виробляється самою кінематикою стрілової системи. Розрахунок будемо вести на прикладі шарнірно зчленованої стрілової системи з непрофільованим хоботом



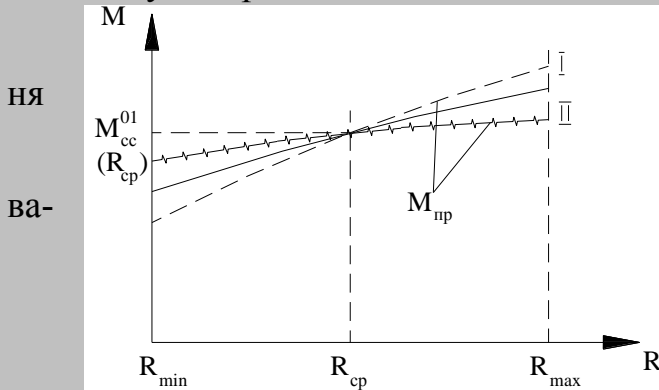
Малюнок – Розрахункова схема шарнірно зчленованої стріли з твердим відтягненням

Знайдемо моменти від ваги елементів стрілової системи і ваги противаг щодо точки PRO_1

$$M_{CC}^{O_1} = G_c a + N_1 b + N_2 c = \text{var}$$

Унаслідок того, що хобот робить складне плоскопаралельне рух, його вага потрібно привести до елемента, що обертається щодо крапки ПР_О₁, тобто стрілу, і взяти момент цієї приведенної сили щодо крапки ПР_О₁. При цьому розглянемо рівновагу хобота.

Силу G_{OT} розкладемо по кінцях відтягнення.



Приймають, щоб ідеальне зрівноважування було на середньому вильоті стріли крана, тобто в приведених значеннях момент відги елементів стрілової системи буде дорівнює моменту від ваги противаги

$$M_{CC(Rcp)}^{O_1} = M_{ПР(Rcp)}^{O_1}$$

Приймають, що противага повинна

ідеально врівноважувати стрілову систему на середньому вильоті

$$M_{ПР(Rcp)}^{O_2} = G_{ПР} \cdot l_{ПР(Rcp)}$$

Плечем противаги $l_{ПР}$ задаються конструктивно, виходячи з конструктивних і експлуатаційних розумінь

Конструктивні розуміння

При збільшенні $l_{ПР}$ зменшується маса противаги, а значить і маса крана і навпаки, при збільшенні маси противаги збільшуються його розміри і вітрове навантаження, що діє на противагу, а значить і на кран

Експлуатаційні розуміння

При збільшенні $l_{ПР}$ збільшується задній габарит крана, що можливо приведе до зіткнення з поруч коштує краном при роботі вузьким чи фронтом при зближенні кранів

$$M_{CC(Rcp)}^{O_1} = M_{ПР(Rcp)}^{O_2} \frac{1}{d} \Rightarrow G_{ПР}; \quad m_{ПР} = \frac{G l_{ПР}}{g}$$

Визначивши вагу противаги, побудуємо момент від противаги щодо крапки ПР_О₁, для всіх крапок вильоту.

На практиці може бути дві криві противаги, що накладаємо на графік. Прийнятність тієї чи іншої кривої (I чи II) визначається питаннями безпеки, щоб при поло-

мці механізму зміни вильоту, стріла установилася в безпечне середнє положення. Прийнятної є крива I.

КОНТЕЙНЕРНІ КРАНИ

Розрізняють наступні типи контейнерних кранів: козлові, порталні, суднові, плаваючі, автомобільні і берегові консольні перевантажувачі. До таких кранів пред'являються наступні вимоги:

- швидкість захоплення і віддачі контейнера;
- високі швидкості механізмів для забезпечення великої продуктивності (до 900 т/ч);
- можливість маніпуляцій з контейнером (повороти, нахили і т.д.) при маневруванні в стиснутих місцях.

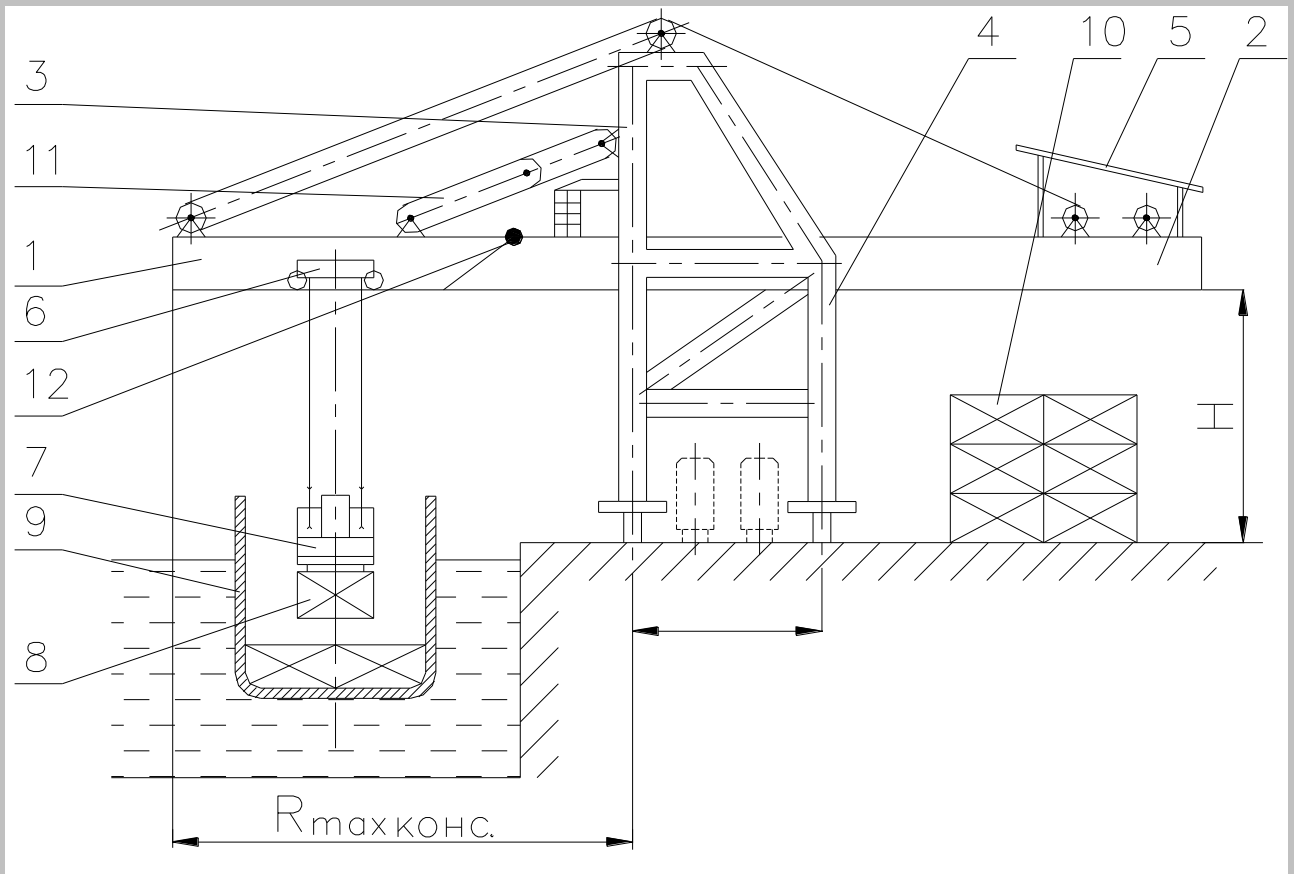
Контейнерні крани призначені для перевантаження контейнерів, виготовлених згідно стандарту ISO і ДСТ 18477-79.

Контейнери – це тара, у якій можна транспортувати насипні, штучні і наливні вантажі, включаючи вантажі зі специфічними вимогами по температурі, вологості, виброзащите (тілі- радіо- і інша подібна апаратура).

Вантажопідйомність контейнерів 30, 25, 20 і 10т. Довжина L=12192, 9125, 6058 і 2991мм, ширина B=2438мм, висота H=2591 і 2438мм.

Береговий консольний контейнерний перевантажувач

Найбільш сучасним засобом навантаження і розвантаження судів і транспортування контейнерів на залізницю є берегові контейнерні перевантажувачі. Залізничні колії в порту при використанні берегових перевантажувачів можуть бути розташовані так само, як і при устаткуванні портів порталними кранами, тобто паралельно причальної лінії. Берегові перевантажувачі можуть бути встановлені на пірсі. Такі берегові перевантажувачі можуть бути використані як для транспортування контейнерів, так і для насипних вантажів. В останньому випадку їх постачають грейферами, а іноді і конвеєрами (грейферно-конвеєрні перевантажувачі)



Малюнок – Схема берегового консольного контейнерного перевантажувача

1 – морська піднімальна консоль моста;

2 – тилова (берегова) консоль моста;

3,4 – опори перевантажувача, зближені друг щодо друга (на відміну від козлових кранів) і жорстко зв'язані між собою системою розкосів, утворять портал, під яким розміщений залізнична колія.

У верхніх частинах кожної з опор маються щогли, на яких закріплені стрижневі чи контактні відтягнення, що підтримують консолі.

5 – машинне приміщення, у якому розташовуються: механізм підйому морської консолі; механізм підйому вантажу; механізм пересування візка;

6 – вантажний контейнерний візок з канатною тягою;

7 – загарбна чи балка спредер;

8 – контейнер;

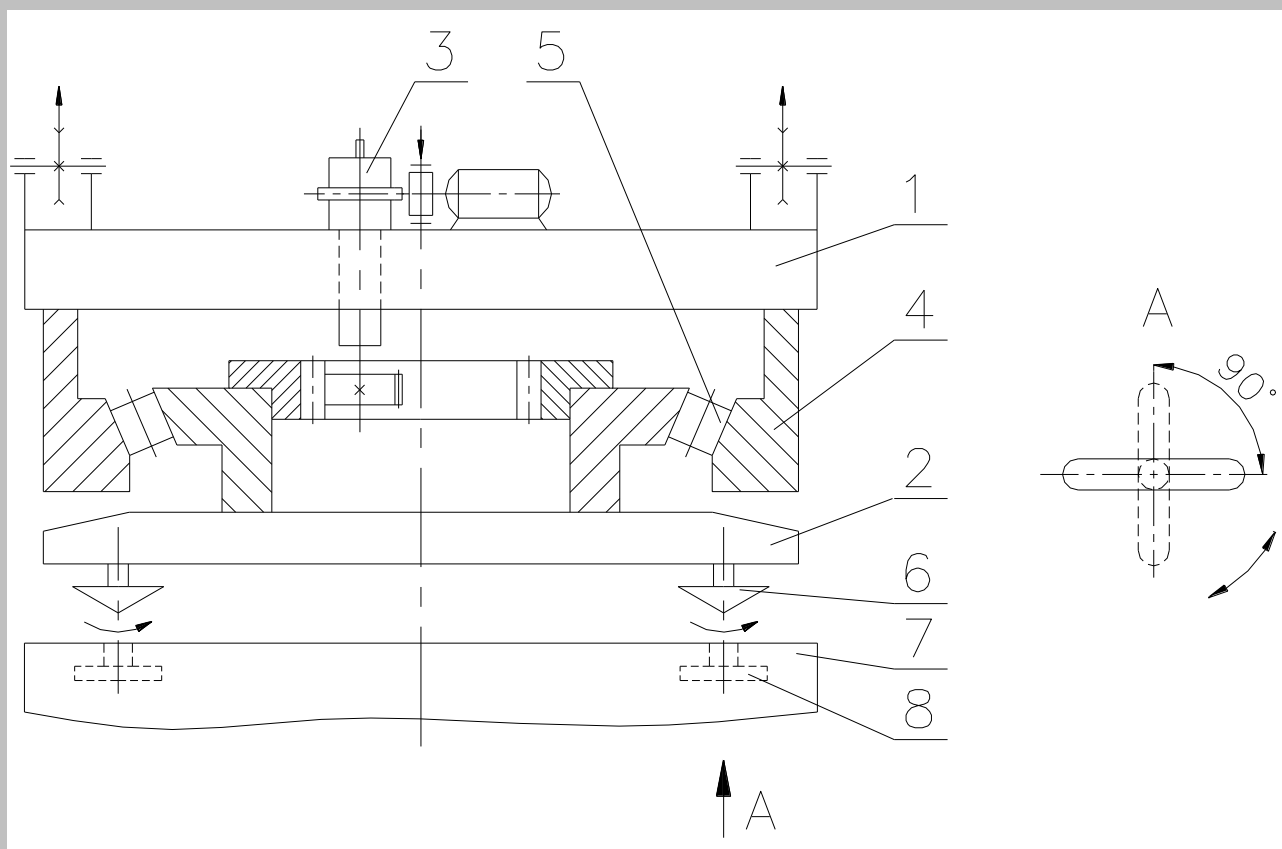
9 – судно-контейнеровоз;

10 – тиловий склад;

11 – відтягнення, що складається;

12 – шарнір (вісь повороту) морської консолі.

СПРЕДЕР



Малюнок – Схема спредера

1 – неповоротна рама спредера;

2 – поворотна рама спредера;

3 – привод повороту поворотної рами 2;

4 – опорно-поворотний пристрій з радіально-завзятим роликовим підшипником 5;

6 – кутове поворотне захоплення (замок) з Т-образними голівками. Багнети повертаються спеціальним приводом, установленим на спредері;

7 – контейнер;

8 – кутовий фитинг контейнера для захоплення.

При захопленні контейнера Т-образные голівки замків повинні бути введені в отвори верхніх фитингов і повернені на 90° . Для одночасного уведення всіх чотирьох загарбних голівок в отвори верхніх фитингов спредер повинний бути орієнтований на контейнері за допомогою напрямних на рамі. На кожній з подовжніх балок

спредера розташовані дві тверді напрямні, а на поперечних – дві відкидні. Підвіску спредера здійснюють на чотирьох поліспахах. На рамі спредера мається шестеренний насос для гідроциліндрів поворотних замків захоплення і відкидної напрямних спредера. Насос приводиться в дію електродвигуном ($P \approx 1,5 \text{ кВт}$), харчування якого здійснюється за допомогою гнучкого кабелю.

Власна маса спредера значна. Так при вантажопідйомності контейнерів 20т $m_{\text{СПР}} \approx 3 \text{ т}$. Відповідно вантажопідйомність крана приймають до 30т.

Технічна характеристика

$$Q_{\text{НОМ(на канатах)}} = 40 \text{ т}$$

$$Q_{\text{СПРЕДЕРА}} = 32 \text{ т}; \text{ (для контейнерів масою 30т)}$$

$$R_{\text{МАХ. КОНС.}} = 35 \text{ м}; \quad V_{\text{П}} = 40 \text{ м/хв} \quad \Pi = 30 \text{ конт/година}$$

$$R_{\text{ТЫЛ. КОНС.}} = 12,5 \text{ м}; \quad V_{\text{Т}} = 120 \text{ м/хв} \quad m_{\text{К}} = 58,5 \text{ т}$$

$$H = 30 \text{ м}; \quad V_{\text{К}} = 43 \text{ м/хв}$$

МОСТОВІ ПЕРЕВАНТАЖУВАЧІ

Мостові перевантажувачі по конструктивному виконанню близькі до козлових кранів, але відрізняються великими прольотами і значними швидкостями пересування візків. Їхні мости бувають ферменної шпренгельної чи балкової конструкції, вони встановлюються на високих катучих опорах.

Мостові перевантажувачі призначені для транспортування масових вантажів при стійких вантажопотоках (у морських і річкових портах, їхніх причалах, на складах металургійних заводів, ТЭЦ). У портах перевантажувачі служать для розвантаження судів, на промислових підприємствах вони убудовані в технологічну лінію.

Мостові перевантажувачі розрізняються між собою числом і довжиною (однакові чи різні) консолей, а також способом їхнього кріплення до моста. До відмітних ознак можна віднести також спосіб приєднання опор до верхньої будівлі у вертикальній і горизонтальній площинах (тверде, шарнірне), висоту опор (однакові по чи висоті різні), і взаємне розташування моста і візка (з нижнім чи верхнім переміщенням візка).

Якщо мостовий перевантажувач призначений для транспортування вантажів «з води», то одну з його консолей виконують піднімальною. У цьому випадку на пролітній будівлі поміщають механізм підйому консолі. Для обслуговування складів секторної форми призначені радіальні перевантажувальні мости, одна з яких закріплена в центрі складу і виконана з можливістю повороту навколо вертикальної осі, а інша з можливістю переміщення по круговому рейковому шляху. Деякі мостові перевантажувачі поряд з вантажними візками обладнають стаціонарними чи пересувними стрічковими конвеєрами (для роботи в кар'єрах). На мосту мостових перевантажувачів можуть бути встановлені: грейферний візок, грейферний стрілової поворотний кран, візок із загарбним органом роторного типу. Візка мостових перевантажувачів звичайно автономні, але зустрічаються і з канатною тягою. В основному візки переміщуються по верхньому поясі моста, рідше по нижньому. Маса мостових перевантажувачів 600...2500т і більш, тому його пересування здійснюється по декількох рейках (до 8 шт.). При проектуванні механізму пересування мостових перевантажувачів виходять з навантаження на одне колесо (250-450кн). Відстань між рейками

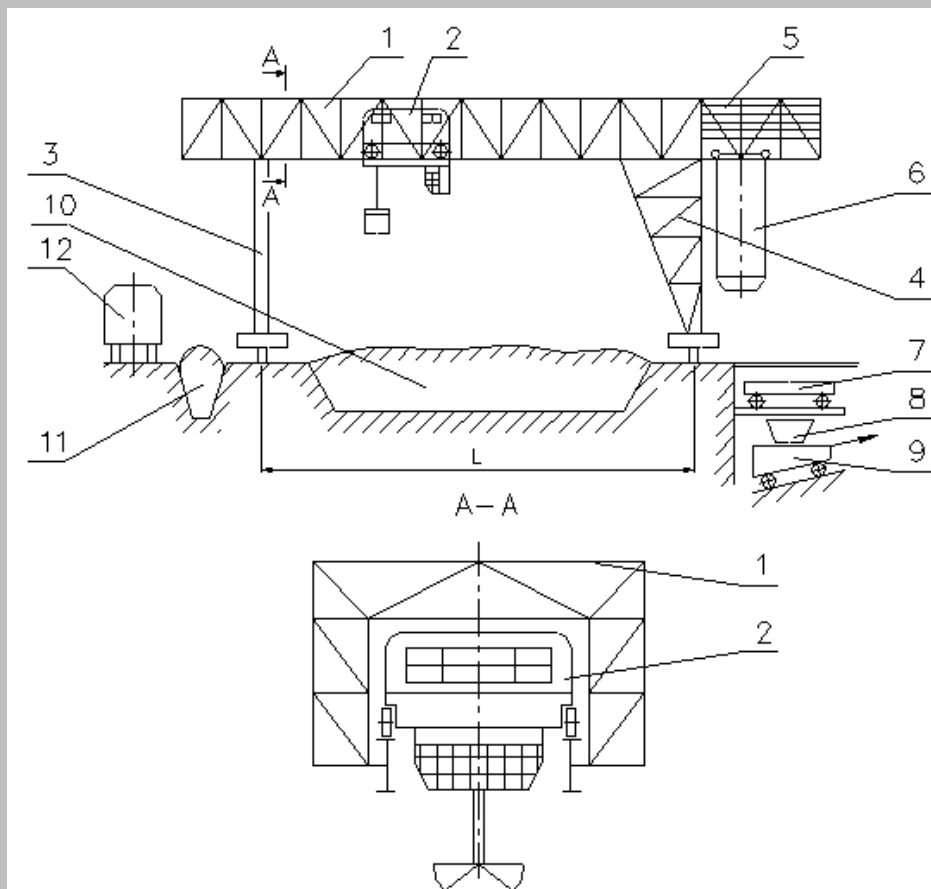
під однією опорою приймають від 500 до 2000 мм. Загальне число коліс у мостових перевантажувачів складає 96.

Особливістю конструкцій мостових перевантажувачів є наявність могутніх буферних пристроїв, що виключають ушкодження візків і металоконструкції моста при наїзді на кінцеві упори. Буферні пристрої складаються з чотирьох комплектів послідовно розташованих пружин. Довжина такого буферного пристрою складає 6м і більш, їхній устанавлюють не на візку, а по кінцях моста, щоб не збільшувати масу візка.

Технічна характеристика мостових перевантажувачів

Продуктивність, $\Pi=300.1000\text{т/ч}$; вантажопідйомність, $Q=25...40...40\text{т}$; проліт, $L=30...115\text{м}$; довжина консолей до 50м; швидкість підйому $V_{\Pi}=30...100\text{м/хв}$; швидкість пересування візка $V_{\Gamma}=50...360\text{м/хв}$; пересування моста $V_{\text{М}}=9...30...30\text{м/хв}$.

Рудний перевантажувач



Малюнок – Принципова схема рудного перевантажувача

1 – міст ферменної конструкції; 2 – грейферний візок опорного типу; 3 – гнучка чи хитна опора; 4 – тверда просторова опора; 5 – ремонтна ділянка, де розміщені чи балка бруківки кран для ремонту механізмів візка; 6 – пересувна лійка для цілеспрямованого потоку матеріалу у вагони-ваги 7 чи з метою зменшення пилени на основному складі 10; 8 – стаціонарна лійка; 9 – візок скіпового підйомника, що подає руду в доменну піч; 11 – прийомна траншея; 12 – місце установки вантажних чи вагонів вагоноперекидача.

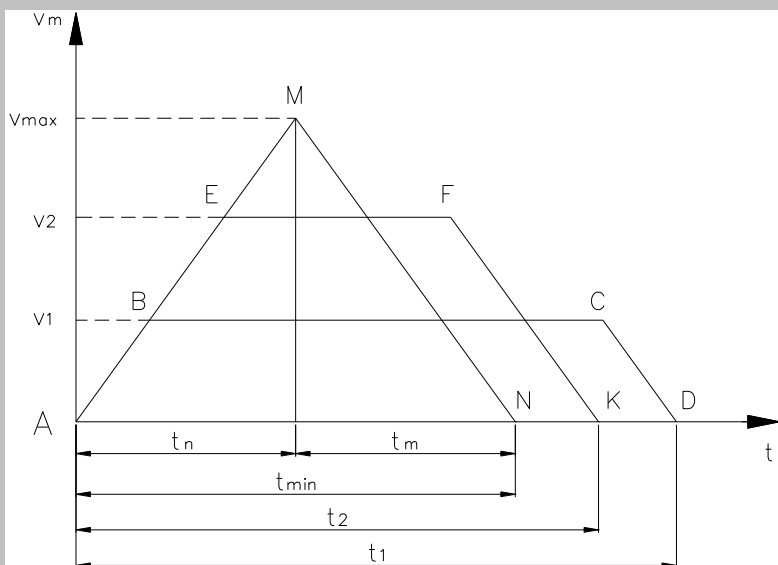
Кран працює в трьох варіантах:

- а) прийомна траншея – склад;
- б) прийомна траншея – виробництво;
- в) склад – виробництво.

Вибір швидкостей механізмів перевантажувача

Висока продуктивність мостових перевантажувачів (500...7000т/ч) досягається за рахунок роботи механізму підйому грейферної лебідки і механізму пересування візка. Пересування мостових перевантажувачів є настановним рухом. На практиці застосовуються наступні значення швидкостей: $V_{\Pi}=10...80...80\text{м/хв}$; $V_{\text{ТЕЛ}}=200...250\text{м/хв}$; $V_{\text{К}}=10...30...30\text{м/хв}$.

Визначимо максимальну теоретичну швидкість пересування візка, за умови, що візок проїжджає повну довжину моста і що вона розганяється і гальмується з максимально можливим прискоренням:



$$a_{\Pi}^{\text{MAX}} = a_{\Pi}^{\text{MAX}} = 1,0...1,2 \frac{\text{M}}{\text{с}^2}, \text{ що}$$

досягаються тим, що всі колеса візка є приводними. Площа $ABC = \text{пл. AEFK} = \text{пл. AMN} = L_M$,

де L_M – довжина моста.

Площа

$$AMN = L_M = \frac{1}{2} (v_{\Pi} + t_{\Gamma}) \bar{y}_{\text{MAX}};$$

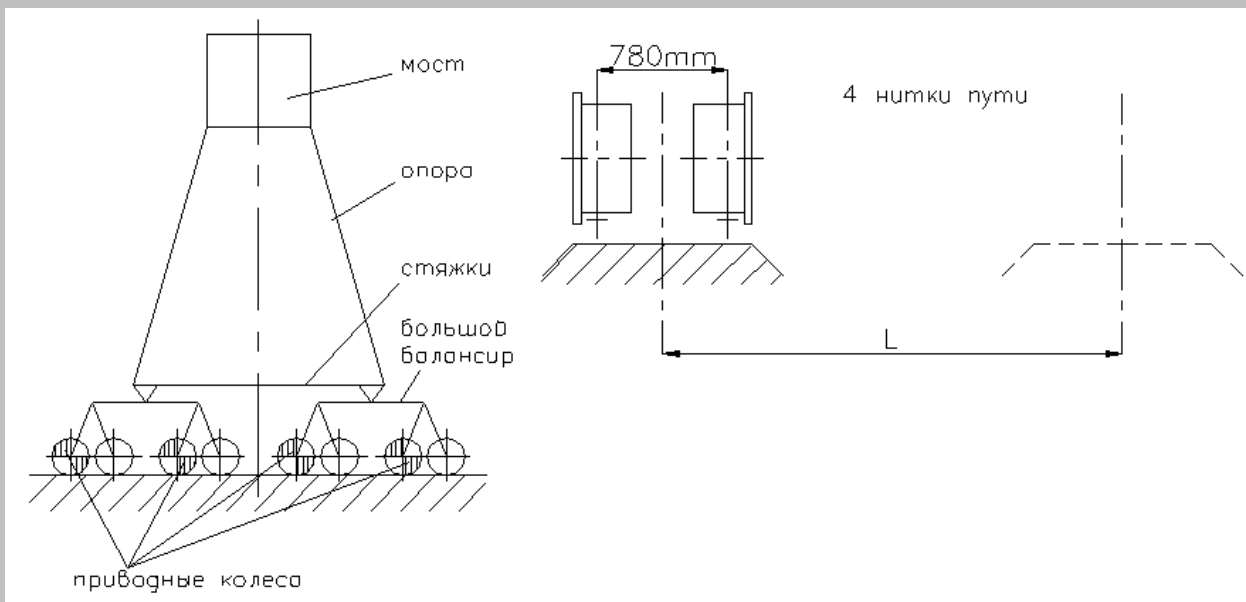
$$t_{II} = t_I.$$

$$t_{II} = 2 \frac{V_{MAX}}{a_{MAX}}; \quad L_M = 2 \frac{V_{MAX}^2}{a_{MAX}}; \quad V_{MAX} = \sqrt{L_M \cdot a_{MAX}} \approx 600 \frac{M}{МИН} \quad V_{РАБ} = 0,4V_{MAX}$$

При великій швидкості пересування, щоб знизити динаміку від нерівностей подтележечного шляху (удари на стиках, місцеві изгибные деформації шляху), колеса візка виконуються підресорними. На кожному кінці моста встановлено по 3 типи кінцевих вимикачів і пружинні буфери (амортизатори). Перший вимикач робить електродинамічне гальмування візка. Другий – дублює роботу першого. Третій вимикач включає механізм гальма. В експлуатації гальмування візка виробляється крановиком електродвигунами методом протиковлючення.

Конструкція і розрахунок механізму пересування перевантажувача

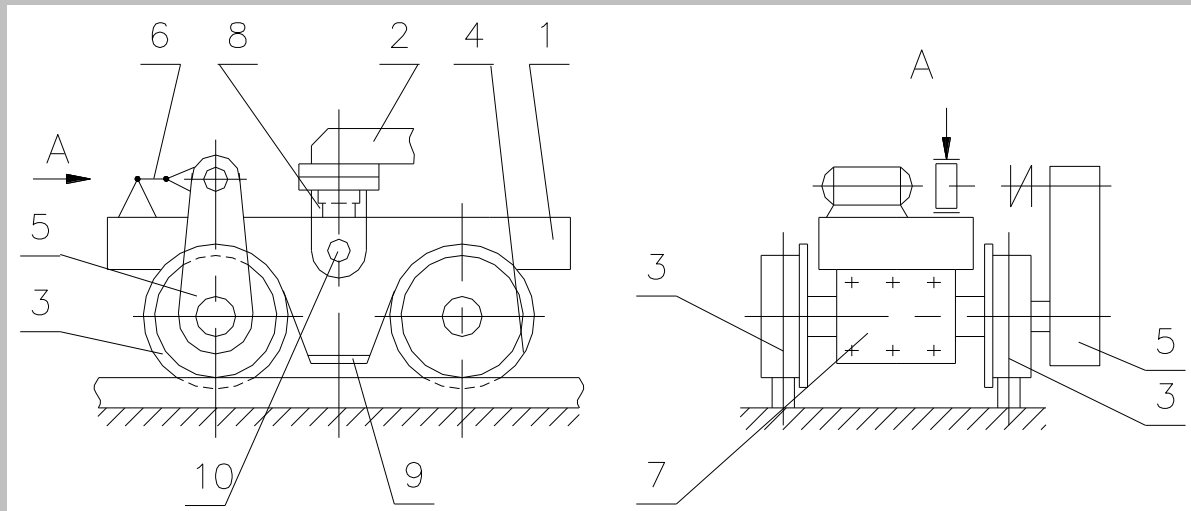
Всвязи з великою масою перевантажувача (до 250т), його ходова частина являє собою багатоярусну балансірну систему при двох чи чотирьох нитках підкранової колії. На перевантажувачах застосовуються тільки роздільні механізми пересування, установлені по кілька приводів на кожній опорі



При двох нитках шляху загальна кількість двухребордных коліс – 16. При пересуванні мостового перевантажувача небезпечним моментом є чи досягнення перевищення граничного перекосу, що приводить або до сходу перевантажувача з рейок, або до поломок металоконструкції, опор і ходової частини. Для того, щоб зменшити

перекося моста при його пересуванні візок перевантажувача встановлюється в строго визначеному місці на мосту. Це місце фіксується кінцевими вимикачами. При такій положенні візка реакції на опорах будуть приблизно однаковими, а значить і опору від тертя в ходових частинах будуть однаковими.

Конструкція приводного ходового візка



Малюнок – Схема приводного візка

1 – маленький балансир;

2 – великий балансир;

3 – приводний схил, що представляє собою вал з жорстко насадженим на його кінцях ходовими одноробордними колісьми;

4 – неодружений схил;

5 – начіпний редуктор, що має дві опори: 1-я – вал приводних схилів; 2-я – серга 6, що охороняє редуктор від повороту;

7 – кутова букса;

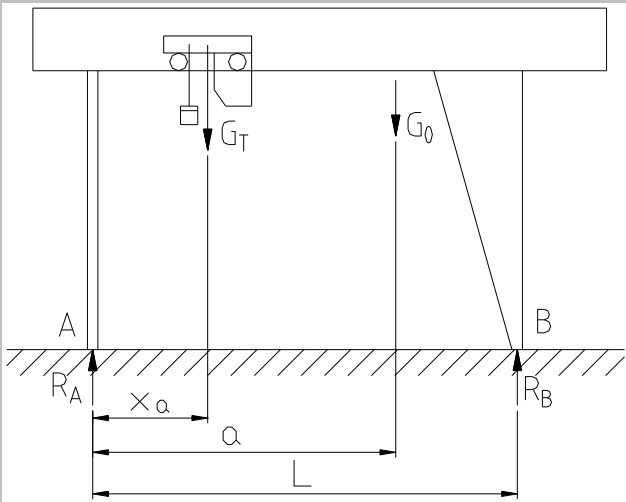
8 – кульова опора (шарнір), що дозволяє малому балансиру компенсувати перекося як уздовж рейки, так і поперек;

9 – упор, що виключає ушкодження колісьми при сході крана з рейок і полегшуючий установку ходового візка на рейку. Упор, встановлюється на мінімальній відстані від рейки (20 мм);

10 – палець, установлений сззором.

Розрахунок механізму пересування

Визначаємо координати положення візка при русі перевантажувача



Умова $R_A=R_B$, треба визначити X_a

$$G_0=G_K-G_T,$$

де G_K і G_T – вага крана і візка

$$R_A=R_B=0,5G_K$$

$$\Sigma M_A=0$$

$$G_T \cdot X_a + G_0 \cdot a - R_B \cdot L = 0 \rightarrow X_a$$

Загальний статичний опір пересуванню

$$W_{\text{СОПР}}=W_{\text{ТР}}+W_{\text{В}}+W_{\text{УКЛ}}+W_{\text{ПЕР}},$$

де $W_{\text{ТР}}$ – опір від тертя в ходових частинах на прямолінійній ділянці шляху;

$W_{\text{В}}$ – опір від вітрового навантаження;

$W_{\text{В}}$ – опір від ухилу шляху;

$W_{\text{ПЕР}}$ – опір від перекосу

Всязи з великим прольотом кранів і малою твердістю мостів, рух кожної опори є відносно незалежним, тобто одна опора незначно впливає на рух іншої опори (несинхронне переміщення опор), тому опір пересуванню розглядається окремо для кожної опори.

$$W_{\text{СОПР}} = W_{\text{СОПР}}^A + W_{\text{СОПР}}^B$$

а) $W_{\text{СОПР}}^A = \omega \cdot R_A$; де ω – коефіцієнт опору руху на прямолінійній ділянці шляху,

$$\omega = \frac{\mu d + 2k}{D} k_p,$$

де μ – коефіцієнт тертя в підшипниках, приведений до цапфи колеса;

k – коефіцієнт тертя катання;

d – діаметр цапфи;

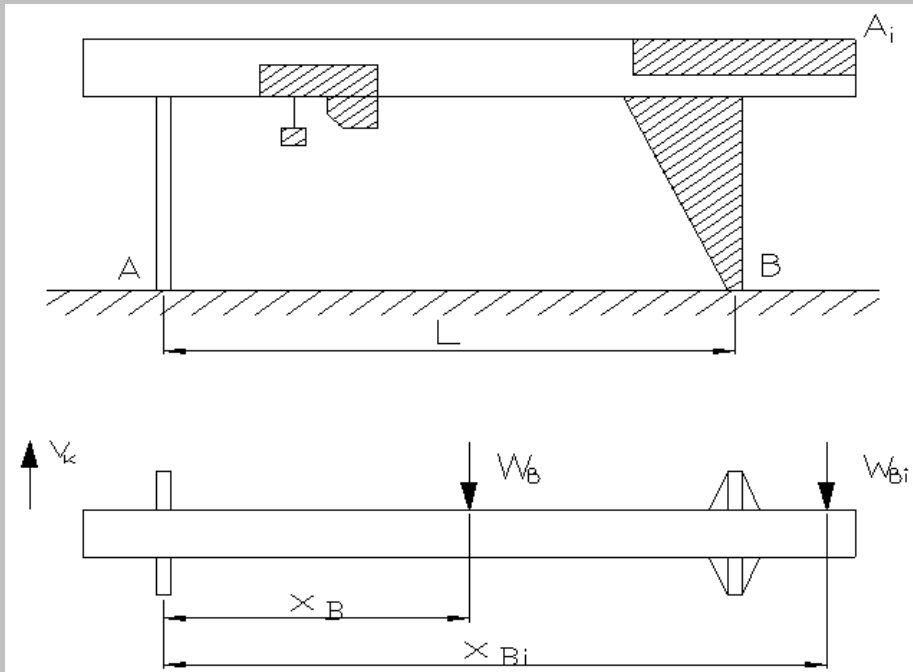
D – діаметр колеса;

k_p – коефіцієнт, що враховує тертя реборд і маточин коліс.

$$W_{\text{СОПР}}^B = \omega \cdot R_B$$

б) опір від вітрового навантаження на конструкцію крана і на вантаж

$$W_B = \sum_{i=1}^n W_{bi}$$



Малюнок – Схема вітрового навантаження

$$W_{Bi} = q_i A_i C_i k_i n_i ;$$

де q_i – динамічний тиск (швидкісний напір) вітру, $\text{Па} = \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$;

A_i – навітряна площа конструкції і вантажу, м^2 ;

C_i – коефіцієнт аеродинамічної сили;

k_i – коефіцієнт, що показує зміна динамічного вітрового тиску зі зміною висоти розташування навітряної площі; до $h=10\text{м}$ $k=1$; при $h=100\text{м}$ $k=2$;

n_i – коефіцієнт, що враховує методику прочностного розрахунку; при методі граничних станів $n=1,1$, при методі напруг, що допускаються, $n=1$.

$$\sum S_A = 0$$

$$W_B \cdot X_b = \sum_{i=1}^n W_{bi} X_{bi} \rightarrow X_b$$

$$W_b^A = W_b \frac{L - X_b}{L}; \quad W_b^B = W_b \frac{X_b}{L}.$$

в) опір від ухилу шляху

$$W_{УКЛ}^A = R_A \cdot i_A ; W_{УКЛ}^B = R_B \cdot i_B,$$

де $i_{A,B}$ – відносні ухили шляху, $i = \text{tg}\alpha$, α – кут нахилу шляху

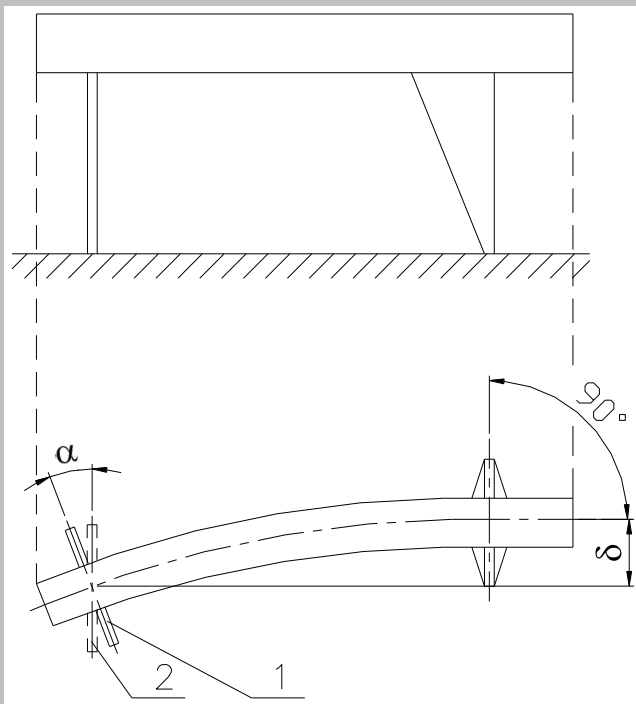
г) опір від перекосу

У загальному випадку перекіс крана виникає від різних опорів на опорах, у результаті відхилень у механічних характеристиках приводів на різних опорах, у результаті відхилень діаметрів ходових коліс. Перекіс визначається хвилею забігання однієї опори щодо іншої.

Крани повинні бути обладнані обмежниками граничних перекосов. величина граничного перекосу залежить від конструкції з'єднання опор з мостом.

Розрізняють тверді і шарнірні мости.

Твердий міст:

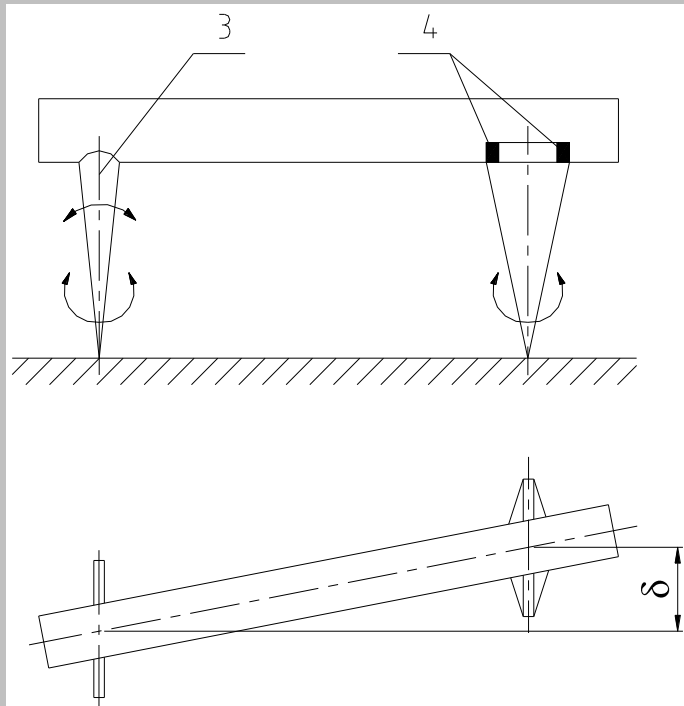


1 – верхня частина гнучкої опори зв'язана з мостом;

2 – нижня частина гнучкої опори зв'язана з ходовою опорою

При $L=76,2\text{м}$, $\delta_{\text{ПРЕДЕЛЬН.}}=0,6\text{м}$

Шарнірний міст



3 – кульовий шарнір;

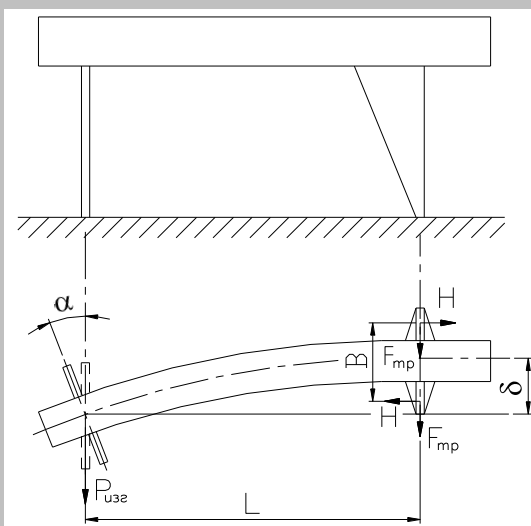
4 – подушки ковзання

При $L=76,2\text{м}$, $\delta_{\text{ПРЕДЕЛЬН.}}=6\text{м}$

На практиці, всязи з вимогами здешевлення технології виготовлення металоко-
нструкцій і підвищення надійності роботи обмежників перекосу звичайно застосо-
вують тверді мости.

Будемо вважати, що перекіс крана виникає під дією деякої умовної сили $P_{\text{изгиба-}}\text{ющей}$,
прикладеної до гнучкої опори. Ця сила буде викликати изгибную деформацію
моста, чи стиск розтягання елементів ферменной конструкції твердої чи опори її
скручування, якщо вона виконана коробчатого типу.

Завдання полягає в тім, щоб в усіх вище перерахованих випадках знайти таке
максимальне значення перекосу $\delta_{\text{МАХ}}$, при якому міцності елементов будуть забезпе-
чені.



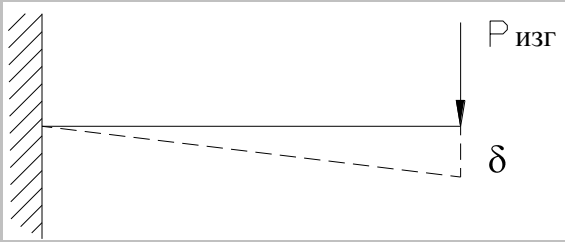
Визначимо перекіс, що допускається, і опір від
перекосу з умови міцності елемента моста, гнучкої
і твердої опор

1. Міцність моста

$$P_{\text{изг}} = C_{\text{изг}} \cdot \delta,$$

де $C_{\text{изг}}$ – изгибная твердість, $\frac{\text{Н}}{\text{м}}$

δ – переки́с, м



$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M_{\text{изг}}}{W} \leq [\sigma_{\text{изг}}];$$

де $M_{\text{изг}} = P_{\text{изг}} \cdot L$;

W – осьовий момент інерції перетину

$$P_{\text{изг}} = \frac{\sigma_{\text{изг}} \cdot W}{L} \rightarrow \delta_{\text{max}}^M = \frac{P_{\text{изг}}}{C_{\text{изг}}}$$

$P_{\text{изг}}$ – згинаюча сила при деформації моста.

2. Міцність твердої опори

а) ферменная конструкція

Під дією зусилля $P_{\text{изг}}$, методами будівельної механіки, можна визначити зусилля елементів $F_{\text{сж}}$, $F_{\text{раст}}$

$$\sigma_{\text{сж(раст)}} = \frac{F_{\text{сж(раст)}}}{S} \leq [\sigma_{\text{сж(раст)}}]; \Rightarrow F_{\text{сж(раст)}} = [\sigma_{\text{сж(раст)}}] \cdot S \Rightarrow$$

Методом будівельної механіки знаходимо $P_{\text{изг}}^{\text{ж.оп.}}$ (звратною дією)

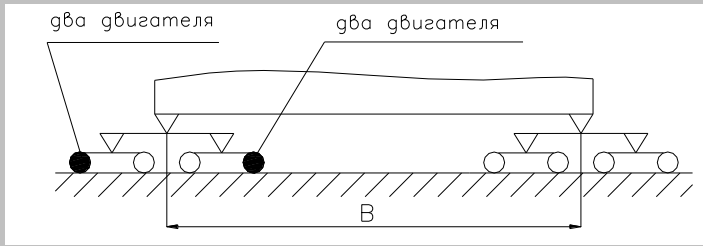
$$\Rightarrow P_{\text{изг}}^{\text{ж.оп.}} \Rightarrow \delta_{\text{max}}^{\text{ж.оп.}}$$

б) коробчатая конструкція

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\text{полярный}}} = \frac{P_{\text{изг}} \cdot L}{W} \leq [\tau_{\text{кр}}] \Rightarrow P_{\text{изг}} \Rightarrow \delta_{\text{max}}$$

З декількох значень δ_{max} вибирається мінімальне розрахункове значення і по ньому визначається:

$$P_{\text{изг}}^{\text{расч}} = C_{\text{изг}} \delta^{\text{расч}}$$



Розглянемо рівновагу металоко-

трукції крана

$$P_{\text{изг}}^{\text{расч}} \cdot L = H \cdot B$$

$$H = \frac{P_{\text{изг}} \cdot L}{B}$$

$$W_{\text{пер}}^B = 2F_{\text{тр}} = 2H \cdot f, \text{ де } f - \text{ коефіцієнт тертя ковзання між ребордою і головкою}$$

рейки.

$$W_{\text{пер}}^A = 0 \text{ (приймається } =0 \text{ всьязи з малої що крутить і изгибной твердістю).}$$

Аналогічно можна визначити додаткові перекоси й опір від перекосів можна визначити з умови міцності елементів опор.

Потужність двигунів на опорах

$$P_A = \frac{W_{\text{сопр}}^A \cdot V_K}{\eta_{\text{мех}}}; \quad P_B = \frac{W_{\text{сопр}}^B \cdot V_K}{\eta_{\text{мех}}}$$

При незначній відмінності P_A і P_B їх приймають однаковими з метою уніфікації приводів на кожній опорі

$$P_{1A} = \frac{P_A}{Z_A}; \quad P_{1B} = \frac{P_B}{Z_B},$$

де Z_A і Z_B – число двигунів в опорах А и В.

Стійкість козлових кранів

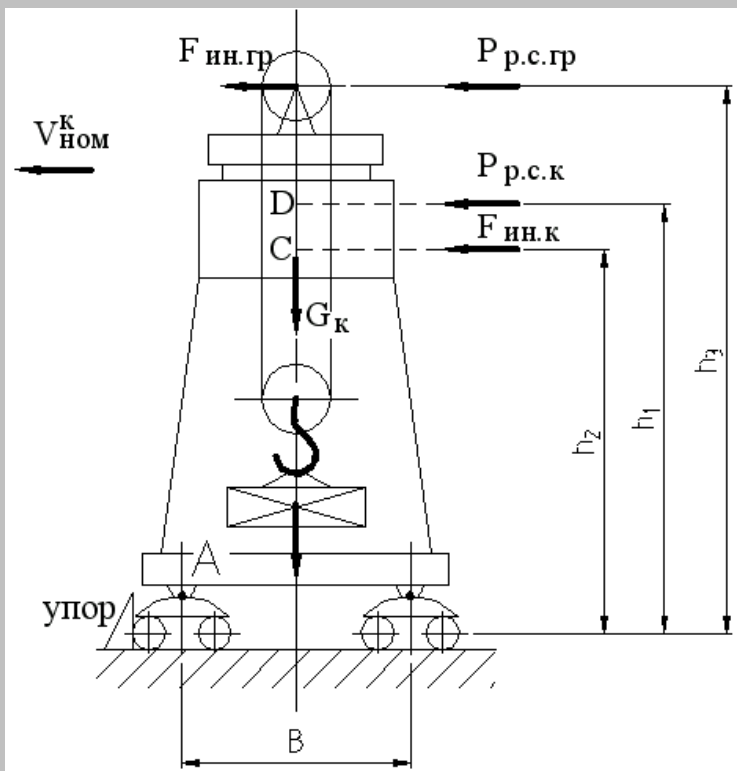
Стійкість козлових кранів перевіряють на перекидання в подовжньому і поперечному напрямках щодо кранового шляху з урахуванням вітрового навантаження при гальмуванні і сил інерції. Розрізняють стійкість крана робочого і неробочого стану.

Ступінь стійкості крана виражають коефіцієнтом стійкості, що являє собою відношення моментів, що утримують кран від перекидання, до моментів сил, що перекидають кран, тобто

$$K_{yc} = \frac{M_{уд}}{M_{опр}}$$

Стійкість робочого стану крана уздовж шляху

Розглядається найбільш небезпечний випадок, коли при спрацьовуванні кінцевих вимикачів кран може здійснити наїзд на тупикові упори при русі з номінальною швидкістю. Наїзд крана на упори розглядається як випадок різкого гальмування, при якому відбуваються як пружні, так і залишкові деформації металоконструкції крана, буферів і самих упорів.



Малюнок – Схема сил, що діють на кран у робочому стані, при визначенні стійкості крана уздовж шляху.

т.З – центр ваги крана;

т.D – центр подветренной площі крана;

т.A – ребро перекидання;

Час гальмування визначений експериментально і шляхом математичного моделювання і прийняте $t=0,5...0...0,8$ с при $V_{НОМ}^K = 15...30$ м/мин.

$$F_{ИН.і} = m_i \cdot a_{К.Т.},$$

де $a_{К.Т.}$ – прискорення при гальмуванні;

$$a_{К.Т.} = \frac{V_{НОМ}^K}{t_T},$$

де до – поправочний коефіцієнт, що враховує зростання номінальної швидкості під дією вітру, до=1,1...1...1,3

$$a = \frac{15 \cdot 1,3}{60 \cdot 0,5} = 0,65 \text{ м/с}^2; a = \frac{30 \cdot 1,3}{60 \cdot 0,8} = 0,81 \text{ м/с}^2$$

Унаслідок відхилення вантажу на канатах під дією деяких сил перекидання крана буде відбуватися під дією цих сил, але прикладених по осі барабана

$F_{ИН.К}$, $F_{ИН.ГР}$ – сили інерції крана і вантажу;

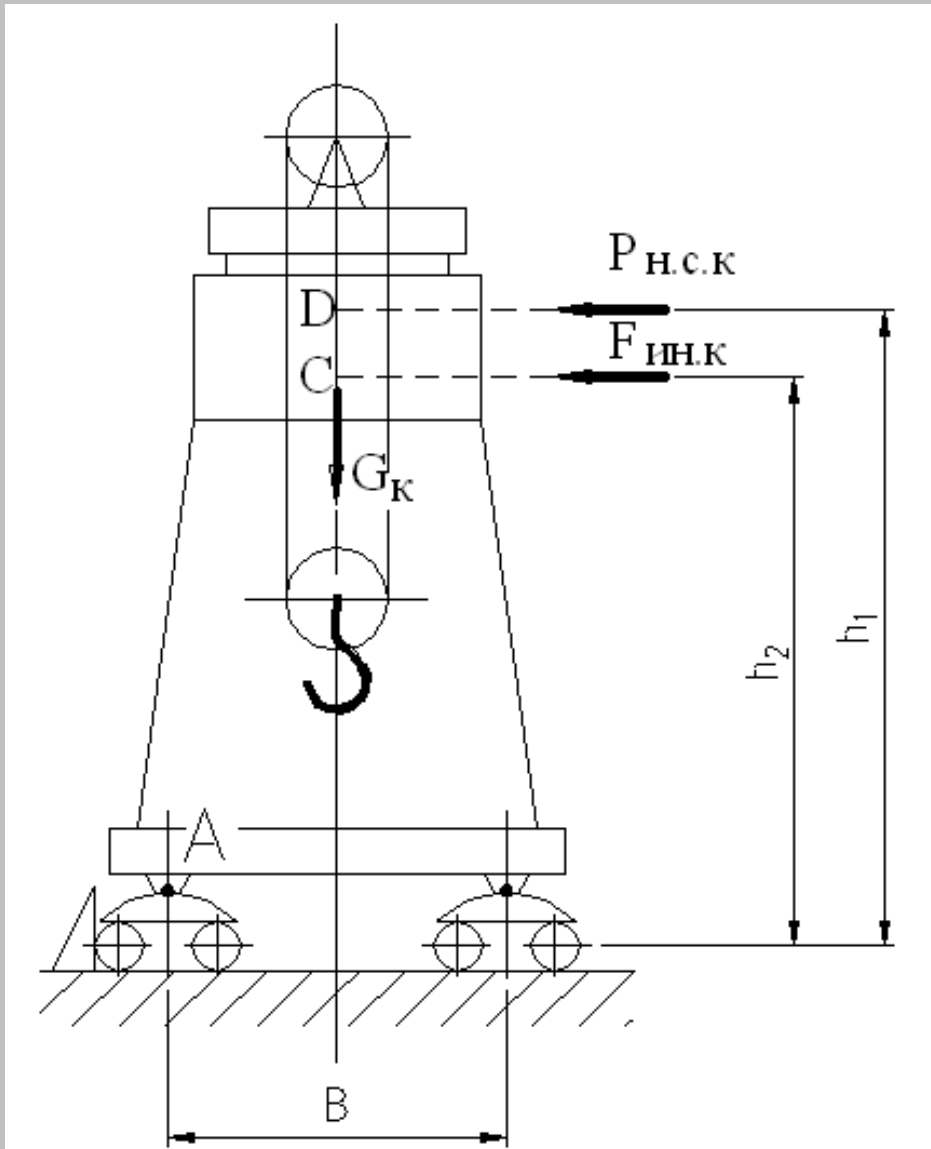
G_K и $G_{ГР}$ – вага крана і вантажу;

$P_{Р.С.К.}$, $P_{Р.С.ГР}$ – максимальне вітрове навантаження робочого стану на кран і вантаж.

Коефіцієнт стійкості

$$K_{УС.РС} = \frac{M_{УД}}{M_{ОПР}} = \frac{(G_K + G_{ГР}) \cdot 0,5B}{P_{Р.С.К.} \cdot h_1 + F_{ИН.К} \cdot h_2 + (F_{ИН.ГР} + P_{Р.С.ГР}) \cdot h_3} \geq 1,15$$

Стійкість неробочого стану крана уздовж шляху



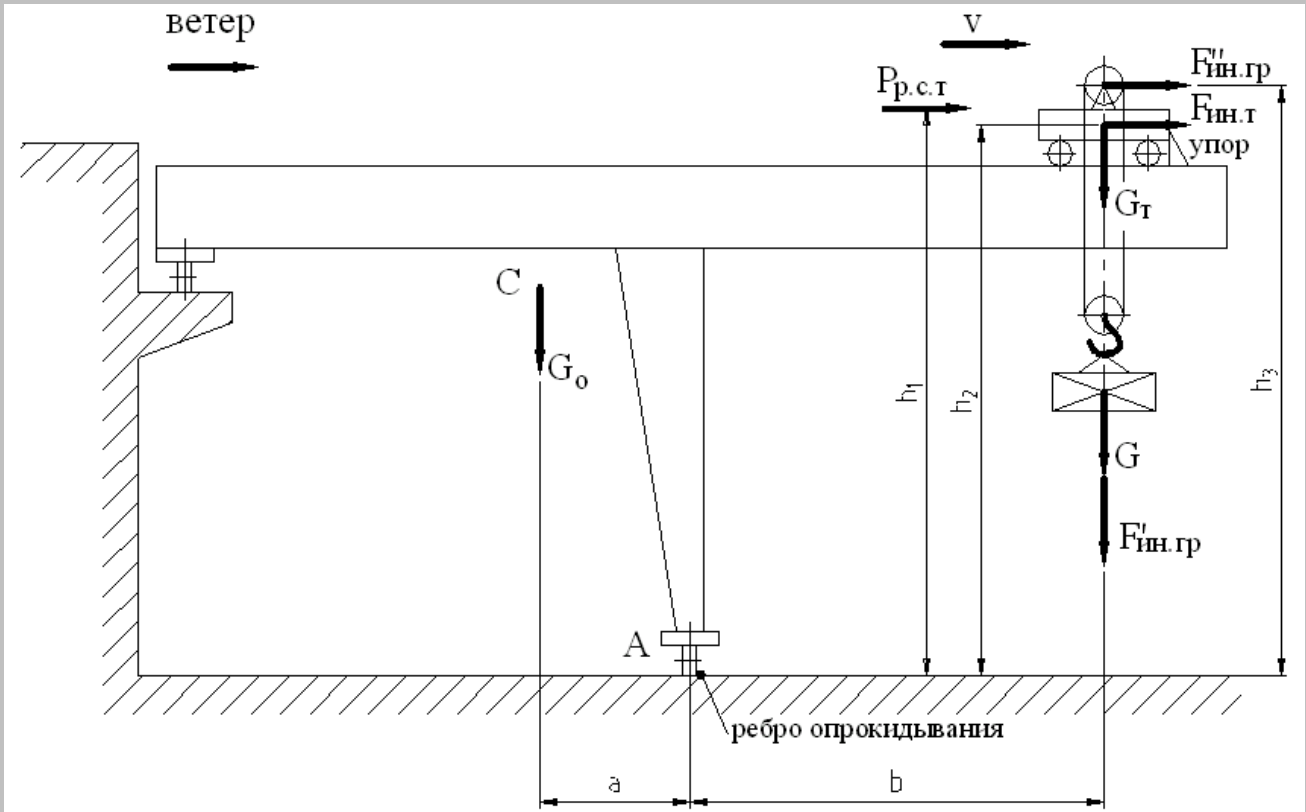
Малюнок – Схема сил, що діють на кран у неробочому стані, при визначенні стійкості крана уздовж шляху.

$$K_{УС.Н.С} = \frac{M_{уд}}{M_{опр}} = \frac{G_K \cdot 0,5B}{P_{Н.С.К.} \cdot h_1 + F_{ин.к. Н.С.} \cdot h_2} \geq 1,15$$

де $P_{Н.С.К.}$ – максимальне вітрове навантаження неробочого стану, що діє на кран;

$F_{ин.к. Н.С.}$ – сила інерції крана неробочого стану.

Робоча стійкість напівкозлового крана поперек шляху



Малюнок – Схема сил, що діють на напівкозлової кран, при визначенні стійкості крана уздовж шляху.

$$G_0 = G_K - G_T$$

Розглядається стійкість крана для випадку наїзду візка на тупиковий упор.

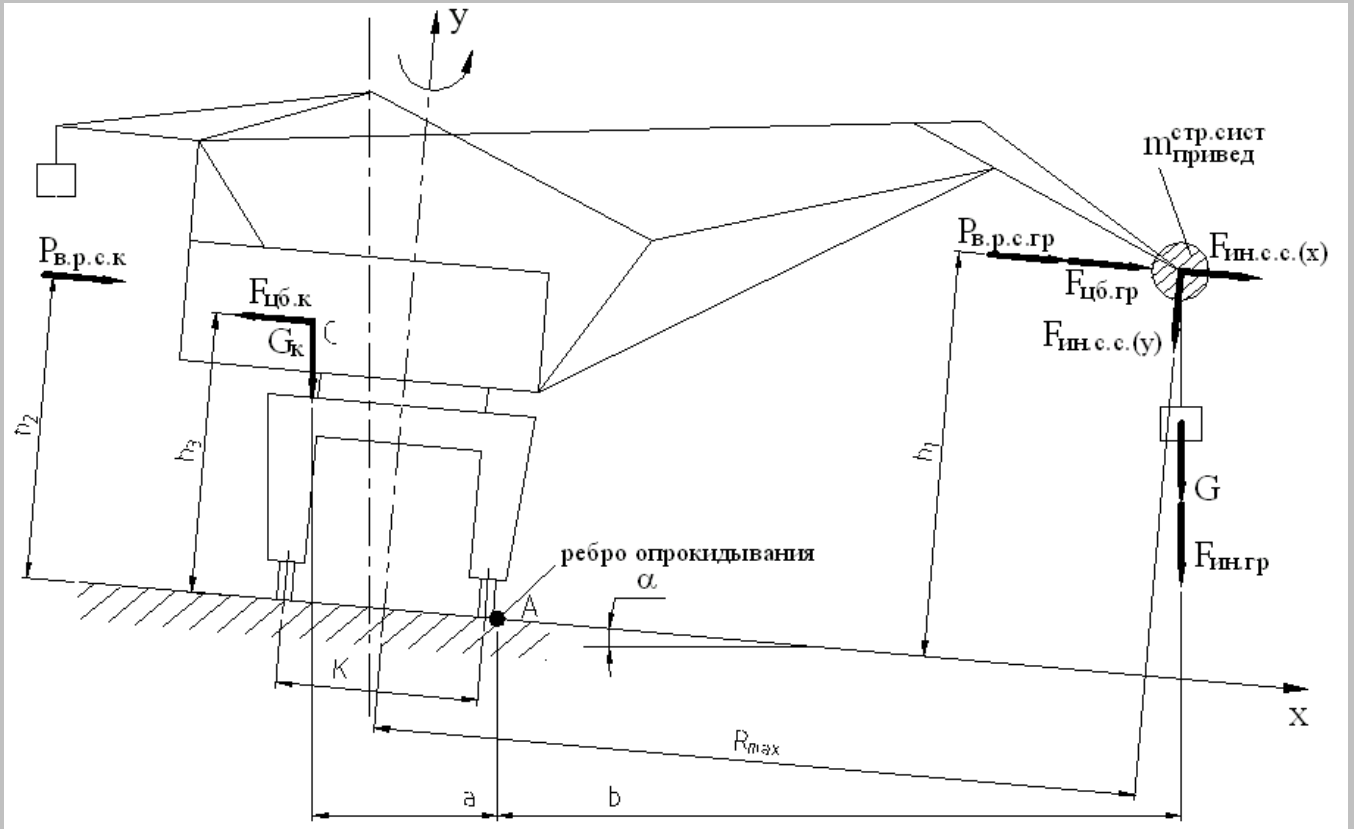
$$K_{УС.Р.С} = \frac{M_{уд}}{M_{ОПР}} = \frac{G_0 \cdot a}{(G + G_T + F'_{ИН.ГР})b + P_{Р.С.Т} \cdot h_1 + F_{ИН.Т} \cdot h_2 + F''_{ИН.Т} \cdot h_3} \geq 1,15$$

Стійкість порталних кранів

Розрізняють стійкість вантажну, чи стійкість робочого стану, і власну, чи стійкість неробочого стану. При цьому стріла може розташовуватися в трьох положеннях: уздовж шляху, поперек шляху і під кутом 45° до осі шляху.

Вантажна стійкість визначається при роботі крана з номінальним вантажем на максимальному вильоті при максимальному тиску вітру робочого стану, що діє на стрілі убік перекидання, при нахилі шляху убік стріли з вантажем і відхиленні вантажних канатів від вертикалі на кут α ,. При цьому кран прагнути перекинутися убік вантажу навколо ребра (лінії) перекидання А.

Розглянемо вантажну стійкість крана поперек шляху при пуску механізму на підйом підвішеного номінального чи вантажу гальмуванні вантажу, що опускається, пуску (гальмуванні) механізму зміни вильоту стріли (МНВ) і одночасним поворотом крана з постійної (сталого) швидкістю, при цьому дує максимальний вітер робочого стану – це самий несприятливий випадок.



Малюнок – Схема навантажень до розрахунку вантажної стійкості

Для визначення сил інерції, що діють на стрілову систему при роботі МНВ, масу стрілової системи приводять на кінець хобота

С – центр ваги крана;

$P_{в.р.с.до}$ – тиск вітру робочого стану на весь кран;

$F_{ц.б.до}$ – відцентрова сила, що діє на весь кран

$P_{в.р.с.кр.}$ – тиск вітру робочого стану на вантаж, приведені на кінець хобота;

G- вага вантажу;

$F_{ин.с.с.(x)}$, $F_{ин.с.с.(y)}$ – сили інерції стрілової системи, що діють по осі x у відповідно;

$F_{ц.б.гр.}$ – відцентрова сила, що діє на приведена на кінець хобота;

α – кут поперечного нахилу шляху, $\alpha=0...2...2$

Коефіцієнт вантажної стійкості

$$K_{ГР.УСТ} = \frac{M_{уд}}{M_{ОПР}} = \frac{G_K \cdot a}{(G + F_{ИН.ГР})b + (P_{В.Р.С.ГР.} + F_{ЦБ.ГР} + F_{ИН.С.С.Х}) \cdot h_1 + P_{В.Р.С.К.} \cdot h_2 F_{ИН.С.С.У.} (R_{МАХ} - 0,5K) - F_{ЦБ.К} \cdot h_3} \quad (1,4)$$

$\geq 1,15$

Власна стійкість визначається для незавантаженого (непрацюючого) крана при положенні укосини, що відповідає мінімальному вильоту, при вітрі неробочого стану назустріч стрілі і нахилі підкранової колії убік противаги.

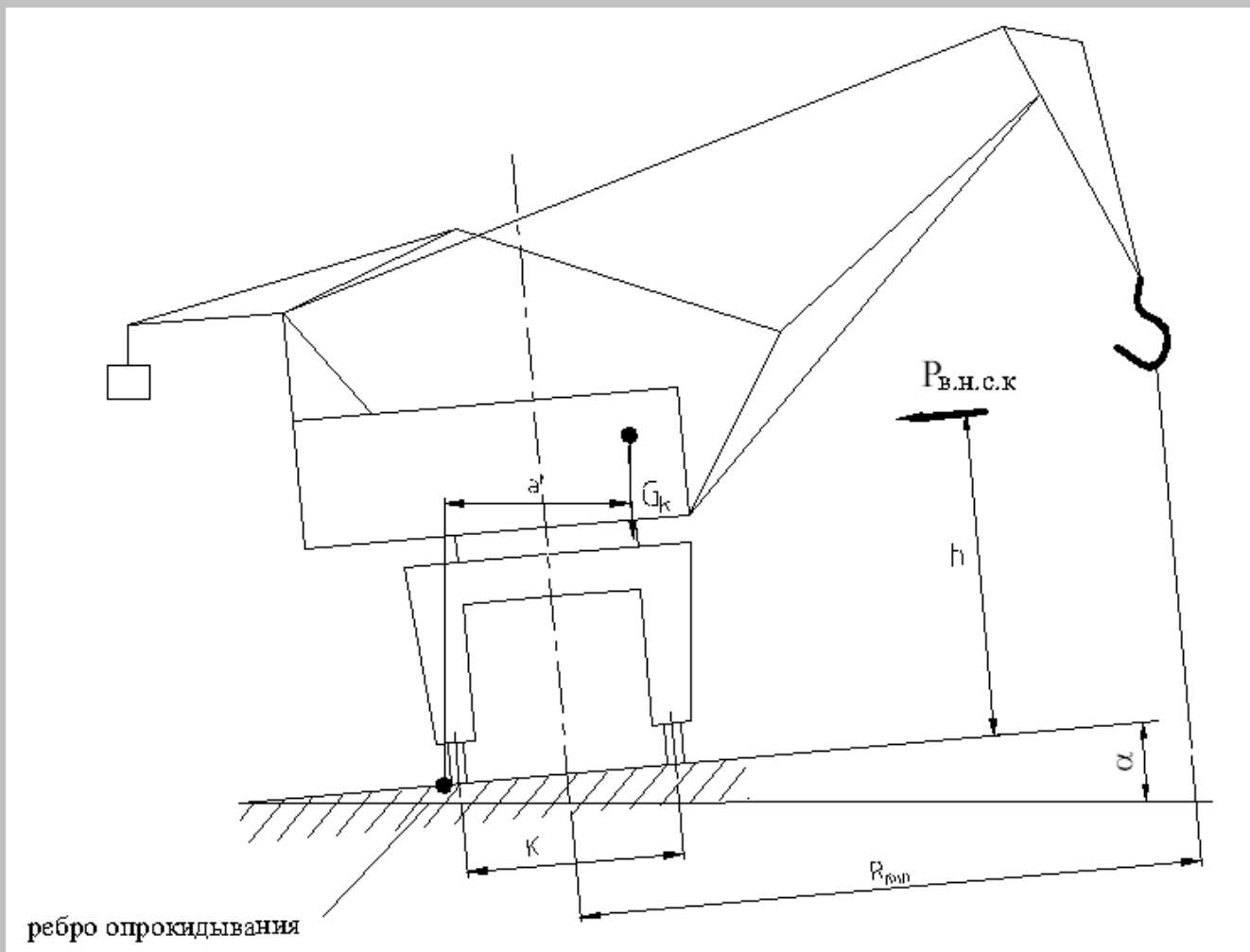
Згідно «Правилам», коефіцієнт власної стійкості визначається як відношення моменту, створюваного вагомий усіх частин крана щодо ребра перекидання, до моменту від вітрового навантаження неробочого стану щодо того ж ребра перекидання

Коефіцієнт власної стійкості

$$K_{СОБ.УСТ} = \frac{M_{уд}}{M_{ОПР}} = \frac{G_K \cdot a}{P_{В.Н.С.К.} \cdot h} \geq 1,4$$

З огляду на дуже важкі наслідки, зв'язані з перекиданням порталних кранів, коефіцієнти вантажної і власної стійкості варто приймати не менш 1,4.

У виняткових випадках, наприклад для докових кранів (щомають звичайно малу ширину колії), що при коефіцієнті стійкості 1,4 вимагають постановки важкого баласту в портал, можна, при обліку всіх додаткових навантажень, знижувати значення $K_{ГР.вуст.}$ і $K_{соб.вуст.}$ до мінімальної, необхідної «Правилами» – 1,15 \. У цих випадках варто постачати кран запобіжними подхватами, що запобігають перекидання крана.



Малюнок – Схема навантажень до розрахунку власної стійкості

СПЕЦІАЛЬНІ КРАНИ ДЛЯ ВИКОНАННЯ БУДІВЕЛЬНО-МОНТАЖНИХ І РЕМОНТНИХ РОБІТ

До них відносяться козлові крани для ГЕС, ТЭЦ, АЕС, баштові будівельні і суднобудівні, порталні, монтажні, плавучі, козлові будівельні і судноремонтні і т.д.

1 Козлові крани для ГЕС

Ці крани призначені для виконання операцій, зв'язаних з монтажем і експлуатацією ГЕС. Специфічні умови експлуатації цих кранів обумовлюють розмаїтість їхніх конструкцій. Ці крани звичайно великої вантажопідйомності (100-630т) при відносно малих прольотах (7,5-27м)

Козлові крани для ГЕС поділяються на три групи:

1 Крани для монтажу й обслуговування машинних залів, вони виконують операції з елементами гідроагрегатів (статорами, роторами і робочими колісьми гідротурбін, електротрансформаторами) і іншими вантажами;

2 Крани для машинних залів і гребель;

3 Крани тільки для гребель вони виконують операції з гідрозатворами, со-роудерживаючими ґратами, плоскими грейферами (на схема показана 3 положення петлевих підвісок з цими вантажами, що піднімаються за допомогою двох петлевих підвісок).

Ці крани можуть бути бесконсольними чи з консолями, а також можуть бути виконані зі стрілами. Іноді застосовуються напівкозлові крани.

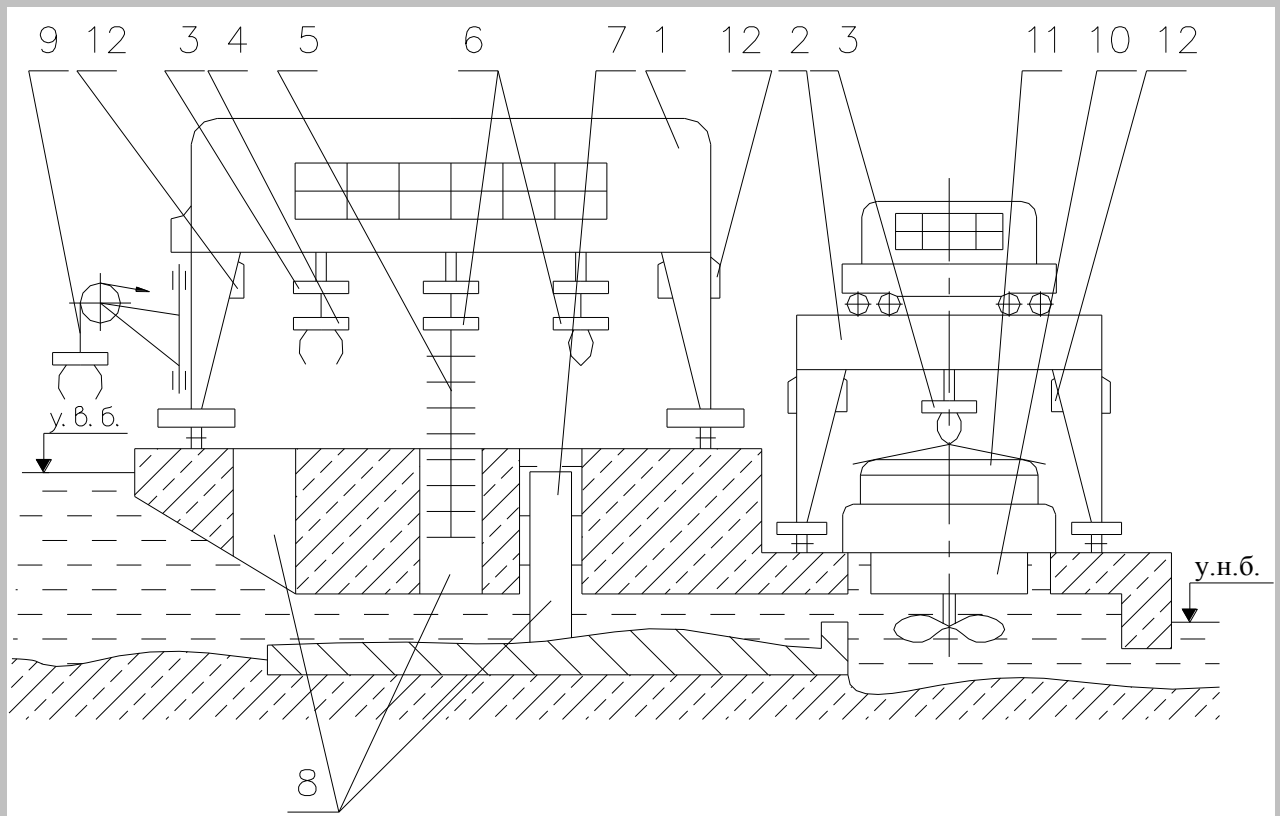
Вантажопідйомності кранів

1-й групи $Q=Q_1/Q_2=400/100\text{т}$;

2-й групи $Q=2x_1/Q_2=2x250/50\text{т}$;

де Q_1 – вантажопідйомність однієї петлевої підвіски;

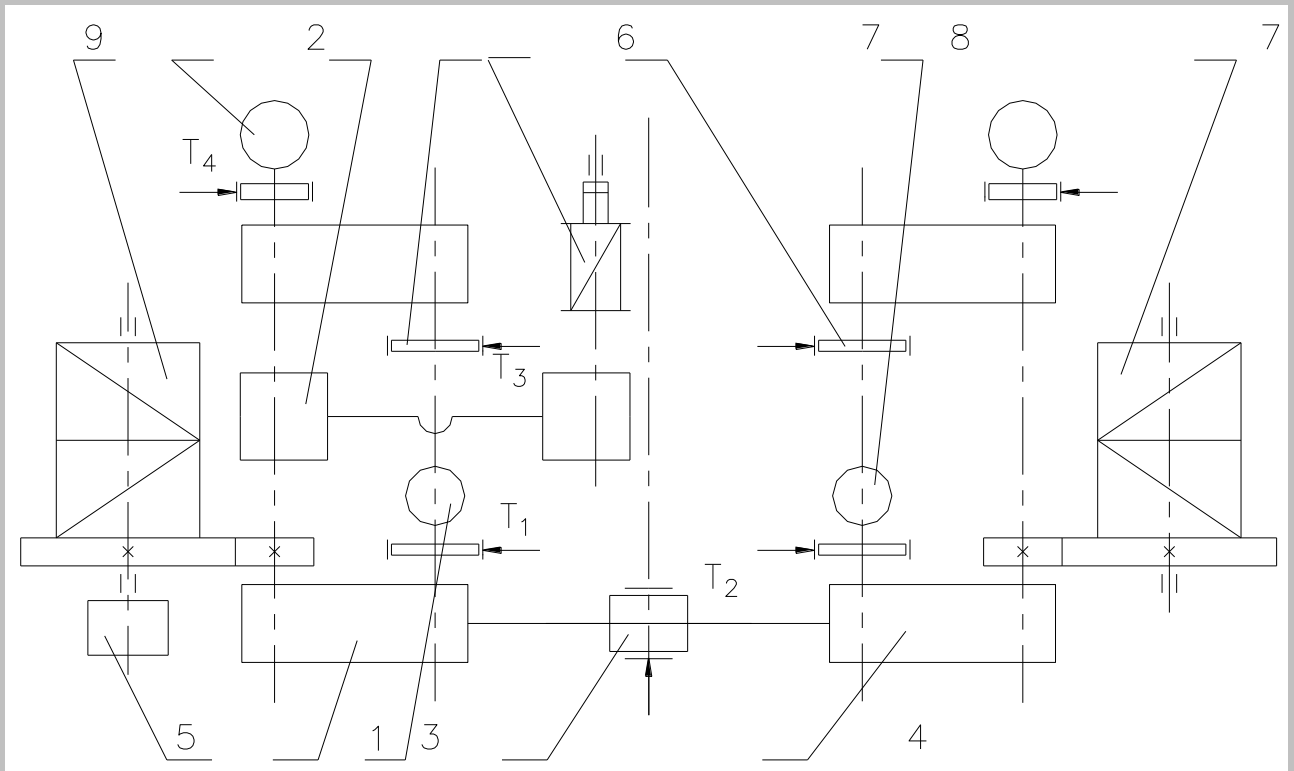
Q_2 – вантажопідйомність допоміжного підйому.



Малюнок – Схема установки двох козлових кранів на ГЕС відкритого типу

- 1 – кран на греблі ГЕС, що має два підвіски головного підйому з петлевими загарбними органами;
- 2 – кран для гідроагрегатів;
- 3 – петлевые підвіски;
- 4 – плоский грейфер для збирання природного сміття, що накопичується перед сороудерживающей ґратами 5;
- 6 – загарбні балки для сороудерживающих ґрат і гідрозатворів 7, що перекривають робочі канали на випадок ремонту гідротурбіни;
- 8 – пази в греблі для грейфера, ґрат і затвора;
- 9 – поворотний^-консольно-поворотний кран із грейфером, службовець для збирання території верхнього б'єфа від сміття, що плаває;
- 10 – гідроагрегат, що включає ротор, статор і робоче колесо;
- 11 – ковпак над гідроагрегатом;
- 12 – кабіна крановика.

Конструкція й особливості розрахунку механізму головного підйому з двома підвісками



Малюнок – Кінематична схема механізму головного підйому

- 1 двигуни, що забезпечують робочу чи номінальну швидкість підйому;
- 2 двигуни мікропривода для одержання малих швидкостей підйому й опускання вантажів і затворів (посадкова швидкість);
- 3 конічно-циліндрические редуктори;
- 4 диференціальна муфта;
- 5 датчик^-сельсин-датчик, що реєструє число оборотів барабана і подає електричний сигнал на сельсин-приймач, встановлений у кабіні крановика, по якому крановик визначає глибину по висоті паза, на якій знаходиться загарбна балка;
- 6 конічні редуктори з $U=1$;
- 7 планетарні муфти;
- 8 кабельний барабан зі струмознімачем, що подає харчування на двигун насосної установки і керовані магніти, що знаходяться на загарбній балці;
- 9 барабан механізму підйому затворів і ґрат, виробленого за допомогою загарбної балки, що підвішується на підвісках.

Кран може працювати в декількох режимах:

- 1 Робити роботу з номіальною і посадковою швидкістю двома підвісками;
- 2 Забезпечити синхронну чи роздільну роботу барабанів (роздільна – з однією підвіскою).

Ці режими забезпечуються за допомогою муфт і визначеної послідовності включення гальм.

Номіальна швидкість забезпечується двигунами 1, а посадкова - двигунами, редукторами мікропривода і планетарних муфт.

Номіальна швидкість (режим 1):

Двигуни 1 – включені, двигуни 2 виключені. Гальма T_1 і T_3 – відкриті; T_2 і T_4 – закриті.

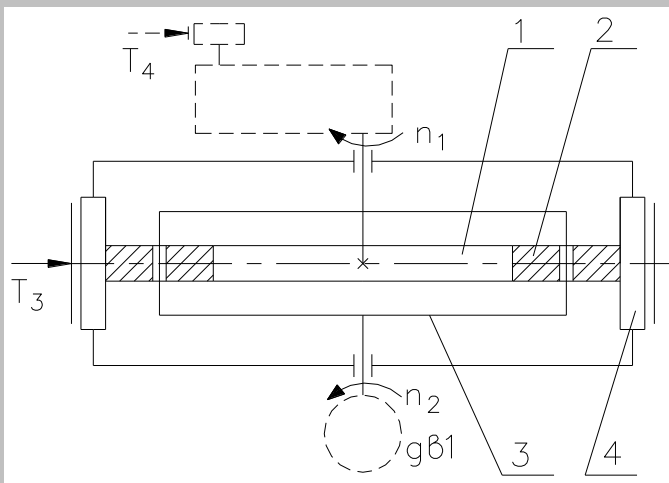
Режим 2

Двигуни 1 – виключені, двигуни 2 включені. Гальма T_1 і T_3 – відкриті; T_2 і T_4 – закриті.

Режим 2

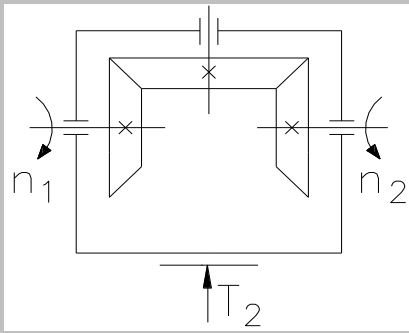
Планетарна муфта

Планетарна муфта дозволяє чи включати виключати механізм додаткового привода і тим самим змінювати загальне передаточне число механізму. Крім того, застосування планетарних муфт із гальмовим шківом у двосторонніх і трохлебедочних механізмах підйому забезпечує як спільну, так і роздільну роботу лебідок механізму.



- 1 – Центральна шестірня, жорстко посаджена на вал;
- 2 – Сателіти, вільно посаджені на осі водила 3;
- 4 – обід із внутрішнім зачепленням.

Диференціальна муфта



Синхронна робота

$n_1 = n_2$ при закритому T_2

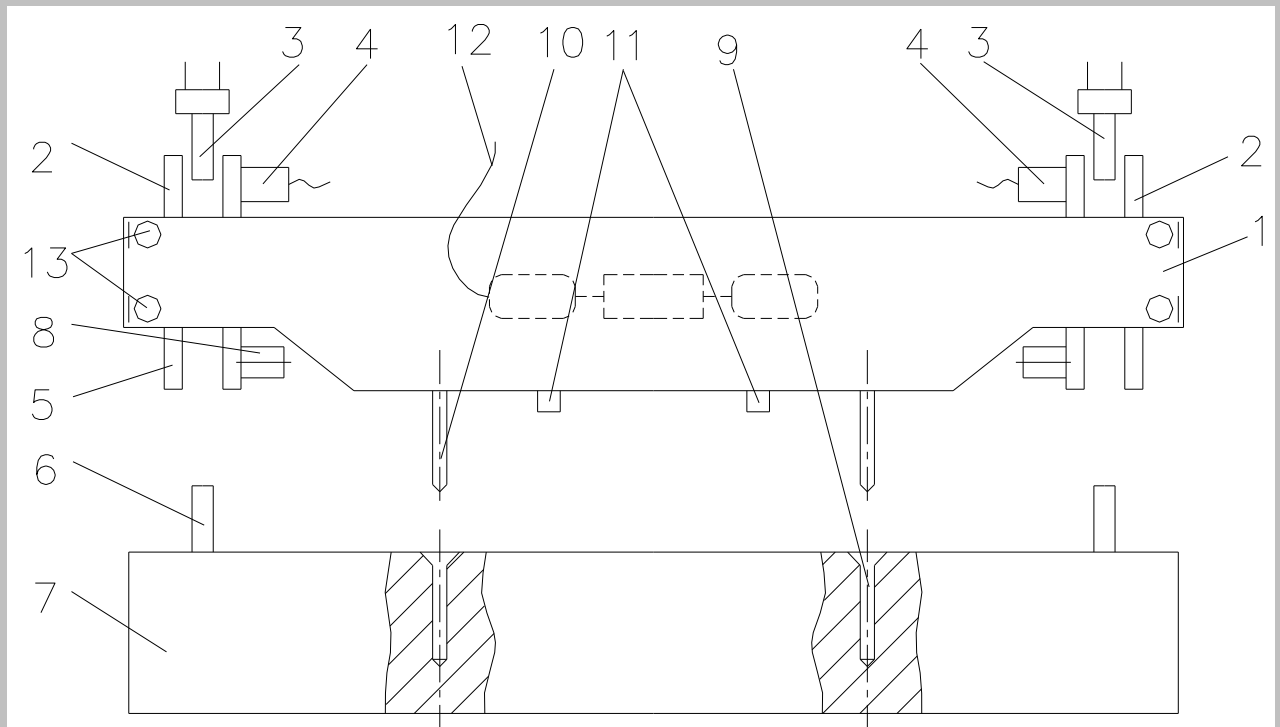
Роздільна робота

n_1 і n_2 незалежні при відкритому T_2

а) $n_1 = 0$; $n_2 \neq 0$; б) $n_2 = 0$; $n_1 \neq 0$

Загарбна балка

Служить для маневрування затворами і ґратами. Вона підвішується до двох вантажних підвісок крана й опускаються під воду по направляючим пазах у греблі до посадки на затвор.



Малюнок – Схема загарбної балки

1 – водонепроникний корпус балки;

2 – вушка для з'єднання з підвісками;

3 – петлі підвісок крана;

4 – механічний гвинтовий пристрій для ручного з'єднання петель підвісок 3 з вушками 2 загарбні балки;

5 – вушка для з'єднання загарбної балки з петлями 6 чи затвора ґрати 7;

8 – гідроциліндр із висувною віссю (пальцями) і контактним сигнальним пристроєм, що контролює кінцеві положення висувної осі. Вісь служить для автоматичного з'єднання нижніх вушок 5 з петлями 6 затвора 7;

9 – лійки затвора, що центрують, куди входять штирі, що центрують, 10;

11 – мікрореле, що подають сигнали в кабінку крановика, що свідчать про надійність посадки балки на затвор;

12 – електрокабель для харчування електродвигуна насосної установки й електромагнітів розподільного пристрою цієї установки, на які керуючі сигнали йдуть з кабіни крановика;

13 – направляючі ковзанки для обмеження переміщення балки в пазу греблі уздовж і поперек потоку води.

Правильність посадки балки на чи затвор ґрати і її зчеплення і розчіплювання з останніми повідомляється світловим сигналом у кабіні машиніста, відкіль керують балкою операції по зчепленню і розчіплюванню балки з чи затвором ґратами виконують гідравлічним пристроєм, змонтованому на балці.

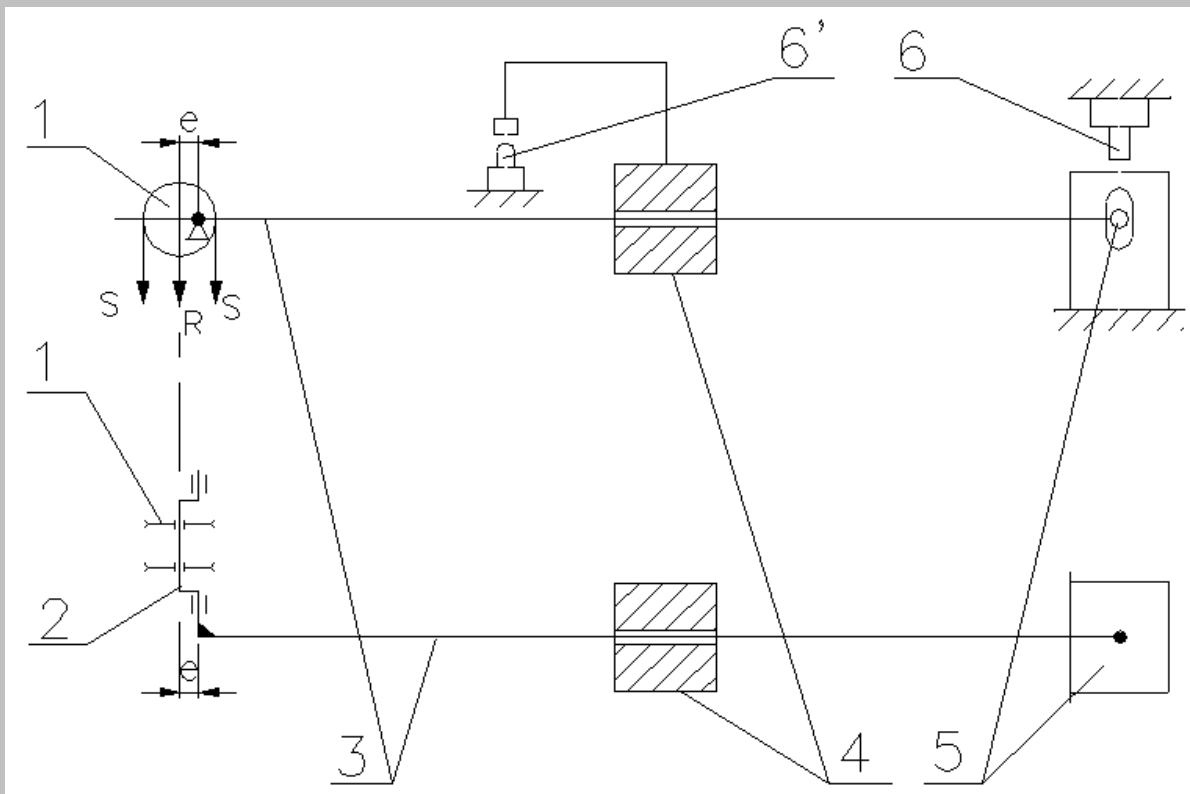
Реле ослаблення і перевантаження канатів

У роботі механізму головного підйому виникають як перевантаження, так і ослаблення вантажних канатів, що неприпустимі в роботі.

Перевантаження виникають при підйомі, подальшому перекосі і заклинюванні в пазах греблі затвора від постелі греблі.

Ослаблення виникають при посадці загарбної балки на чи затвор ґрати; при посадці затвора, чи ґрат грейфера на постіль греблі; при установці загарбної балки на козли.

Для виключення надмірних перевантажень і ослаблень канатів механізм підйому обладнається реле ослаблення і перевантаження канатів.



Малюнок – Схема реле ослаблення і перевантаження канатів

1 – верхні блоки поліспасти, установлені на ексцентрикову вісь 2 з ексцентриситетом e ;

3 – важелі жорстко зв'язані з віссю хитання блоків;

4 – складальні вантажі реле ослаблення;

5 – складальні вантажі реле перевантаження;

6 – мікрореле

Рівнодіюча $R=2S$ натягів канатів на плечі ексцентриситету e врівноважується вагою важеля 3 і вантажами 4 і 5.

При перевищенні заданого навантаження порушується рівновага, що викликає поворот по годинній стрілці важеля 3 з вантажами 4 і 5 щодо осі 2 до натиску серги на стрижень мікрореле 6, що відключає механізм підйому.

При зменшенні натягу канатів менше заданий важіль 3 під дією вантажу 4 повернеться проти вартовий стрілки до упору важеля в стрижень мікрореле 6, що відключає механізм підйому.

$$S_{\text{перепр}} = 1,2S_{\text{ном}}; \quad S_{\text{ном}} = \frac{G_{\text{ном}} + G_{\text{захв.б.}}}{n_{\text{ветв}} \cdot \eta_{\text{пол}}} \quad S_{\text{осл}} = 0,25G_{\text{захв.б.}} / n_{\text{ветв}} \eta_{\text{підлога}}$$

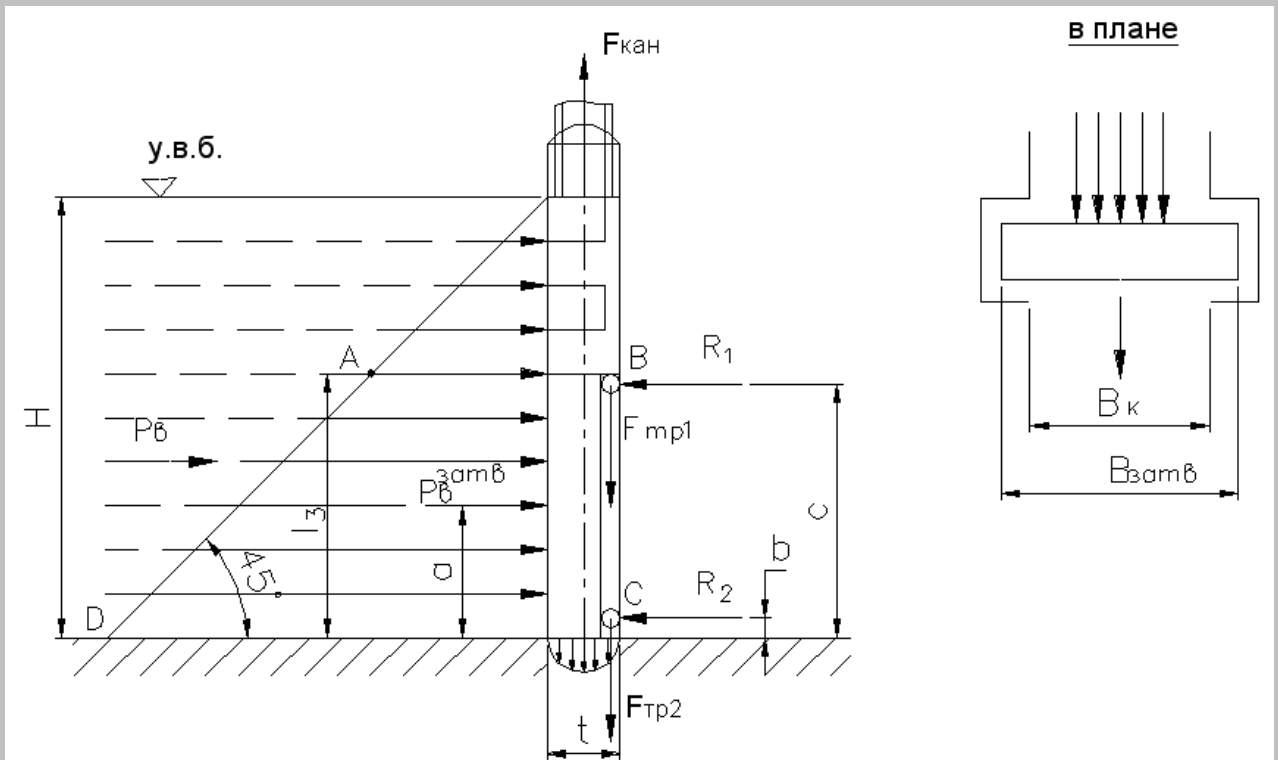
Визначення максимальних навантажень у канатах при підйомі затвора

Розрізняють два випадки:

1 Підйом затвора в повітрі й у спокійній воді при вирівняних б'єфах зусилля при цьому дорівнює вазі затвора з тяговими елементами в повітрі. Вага затвора у воді звичайно не приймається за розрахунковий, оскільки він менше ваги затвора в повітрі.

1-й випадок: $F'_{\max} = G_{\text{затв}} + G_{\text{захв.б.}} + G_{\text{подвеса}}$

2 Відривши замуленого затвора з постелі греблі



2-й випадок: $F''_{\max} = G_{\text{затв}} + G_{\text{захв.б.}} + G_{\text{подвеса}} - F_{\text{выталкивания}} + F_{\text{присоса}} + F_{\text{тр}}$

$$R_2 = P_{\text{воды}}^{\text{затв}} \cdot \frac{c-a}{c-b} ; R_1 = P_{\text{воды}}^{\text{затв}} \cdot \frac{a-b}{c-b} ; P_{\text{воды}}^{\text{затв}} = S_{\text{ABCD}} \cdot B_{\text{к}} \cdot \rho_{\text{В}} \cdot g ;$$

$$S_{\text{ABCD}} = \frac{AB+CD}{2} \cdot l_3 ; P_{\text{воды}}^{\text{затв}} - \text{гидростатич.}$$

$$F_{\text{тр1}} = R_1 \cdot f ; F_{\text{тр2}} = R_2 \cdot f ; F_{\text{тр}} = (R_1 + R_2) \cdot f$$

f – коефіцієнт тертя ковзання у верхньому і нижньому полозах

$$P_{\text{выталкивания}} = \rho_{\text{В}} \cdot g (V_{\text{затв}} + V_{\text{захв.б.}} + V_{\text{подв}}) ;$$

$$P_{\text{прис}} = P_{\text{вак}} \cdot B_{\text{затв}} \cdot t ;$$

$P_{\text{вак}}=0,06\text{МПа}$ – розрідження під затвором

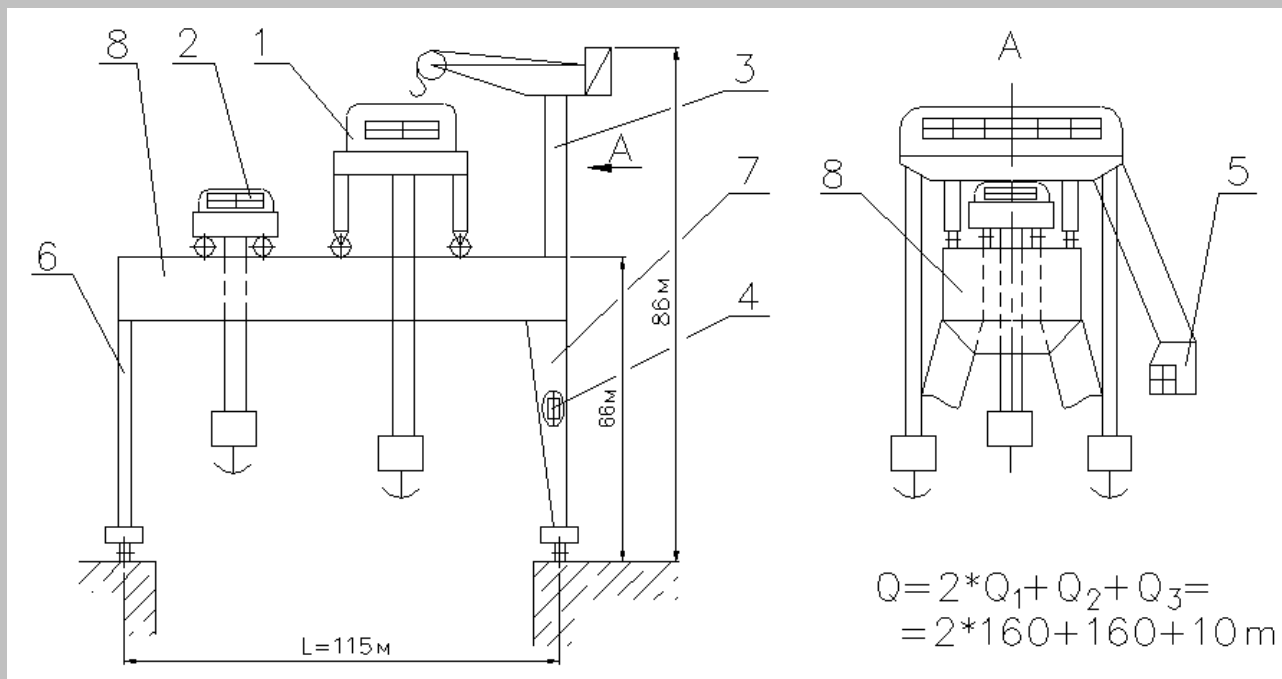
$B_{\text{затв}}$ – ширина площі затвора, що ущільнює

Таблиця – Технічні характеристики козлових кранів для ГЕС

Параметри	НКМЗ	Німеччина
Q, т	500/50+10	2x150/100+5
L, м	20	20
H, м	44/60+21	—
$V_{\text{п.гл.}}$, м/хв	1,0	0,926
$V_{\text{п.всп.}}$, м/хв	9,5	2,23
$V_{\text{т}}$, м/хв	5,3	4,05
$V_{\text{к}}$, м/хв	26	14,8
m, т	607	772

Козлові суднобудівні крани

Ці крани працюють у доках суднобудівних заводів і призначені для крупносекційної зборки судів, а також ремонту судів конкретно для виконання підйомно-транспортних і технологічних операцій



Малюнок – Схема суднобудівного крана ПО «Азовмаш»

- 1 – головний візок;
- 2 – допоміжний візок;
- 3 – ремонтний поворотний^-консольно-поворотний кран;
- 4 – ліфт;
- 5 – кабіна;
- 6 – гнучка опора;
- 7 – тверда опора;
- 8 – міст, що складається з двох подовжніх балок, по яких по зовнішніх вертикальних стінках покладені рейки для візка 1, а по внутрішніх вертикальних стінках – рейки для візка 2.

Особливості конструкцій суднобудівних кранів

- 1 Великі габарити, маса і вантажопідйомність.

2 Східчасте чи безступінчасте регулювання швидкостей, включаючи мікрошвидкості, за допомогою складних і дорогих систем регулювання (глибоке регулювання).

3 Виконання складних технологічних операцій (можливість кантування вантажу в двох чи декількох площинах).

4 Сучасні системи сигналізації, резервування механізмів і систем керування.

Проблеми при проектуванні кранів цього типу

1 Розробка надійної конструкції протиугінних систем (пристроїв).

2 Розробка нових і порівняно недорогих способів глибокого регулювання швидкостей.

3 Розробка математичної моделі маси крана, з метою її прогнозування на передпроектній стадії.

4 Удосконалювання методики розрахунку механізмів з метою уточнення навантажень і зниження енергоємності.

5 Створення недорогих високоміцних сталей.

Технічна характеристика козлового суднобудівного крана

ПО «Азовмаш» м. Маріуполь

$Q=2 \times 160 \times 160 + 10 \text{т};$

$V_{\text{п}}^{\text{гл.}} = 0,3 \dots 6 \dots 6 \text{ м/хв}$

$L=115 \text{м};$

$V_{\text{т}}^{\text{гл.}} = 0,4 \dots 20 \dots 20 \text{ м/хв}$

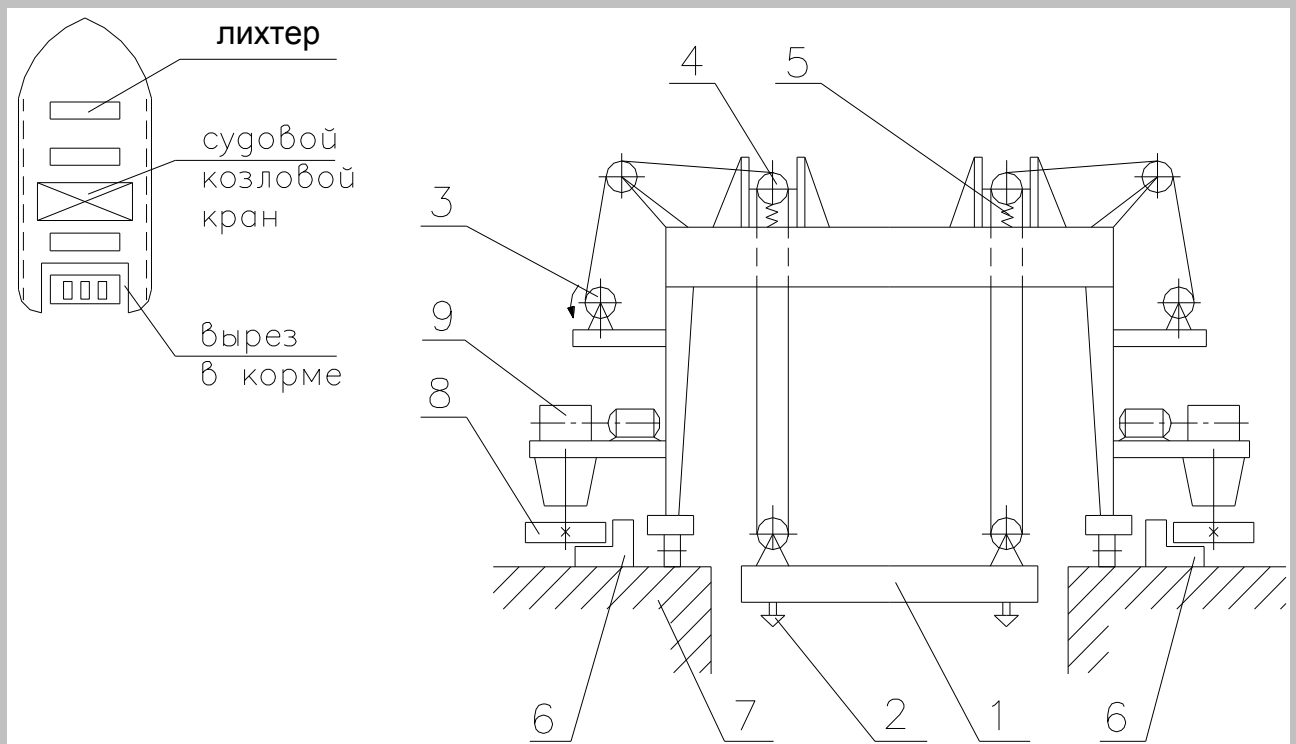
$H=56 \text{м};$

$V_{\text{к}} = 0,6 \dots 30 \dots 30 \text{ м/хв}$

Козлові судові крани для лихтеровозов

Призначені для навантаження і вивантаження ліхтерів на крупнотоннажних судах з великим осіданням (лихтеровозов).

Ліхтер – плавучий засіб у виді баржі, на якій розміщуються один чи кілька контейнерів



Малюнок – Схема суднового козлового крана, установлюваного на лихтеровозе

- 1 – загарбна балка для ліхтерів з кутовими поворотними замками 2 з Т-образними голівками (багнетами), що забезпечують захоплення ліхтерів;
- 3 – механізм підйому;
- 4 – верхні блоки поліспасти, що переміщуються в напрямних;
- 5 – пружинно-гідролічний пристрій, що виключає слабину у вантажних канатах;
- 6 – зубцювата рейка, жорстко прикріплена до корпусу судна 7 протягом усієї його довжини;
- 8 – шестірня рейкової передачі механізму пересування крана 9, що забезпечує відсутність пробуксовки ходових коліс.

Технічна характеристика крана-лихтеровоза

виробництва ПО «Азовмаш» м. Маріуполь

$Q=500\text{т};$

$V_{\text{п}}=0,5\text{...}4\text{...}4\text{ м/хв}$

$L=21,336\text{м};$

$m_{\text{кр}}=640\text{т};$

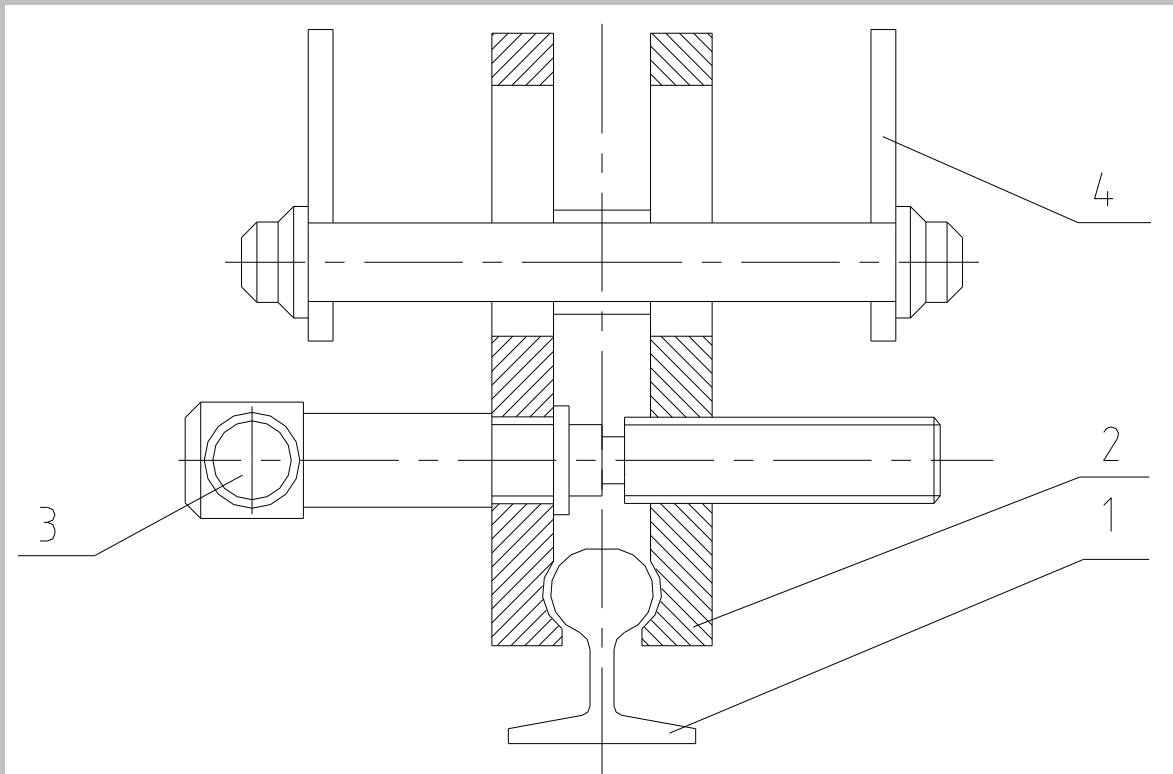
$V_{\text{к}}=0,3\text{...}60\text{...}60\text{ м/хв}$

кут крену, Що Допускається, $[\text{?}]=3^{\circ}$

Пристрої проти викрадення (захоплення)

Призначені для запобігання викрадення кранів вітром неробочого стану (тиск вітру понад $25 \cdot 10^5$ Па). Вони включаються від приладу, за допомогою якого автоматично вимірюється чи тиск швидкість вітру.

Протиугінні захоплення можуть бути з ручним чи механічним приводом. Недоліком ручних захоплень є великі витрати часу для їхнього включення



Малюнок – Рейкове захоплення з ручним приводом

- 1 – рейка;
- 2 – губки захоплення;
- 3 – рукоятка;
- 4 – елемент конструкції крана.

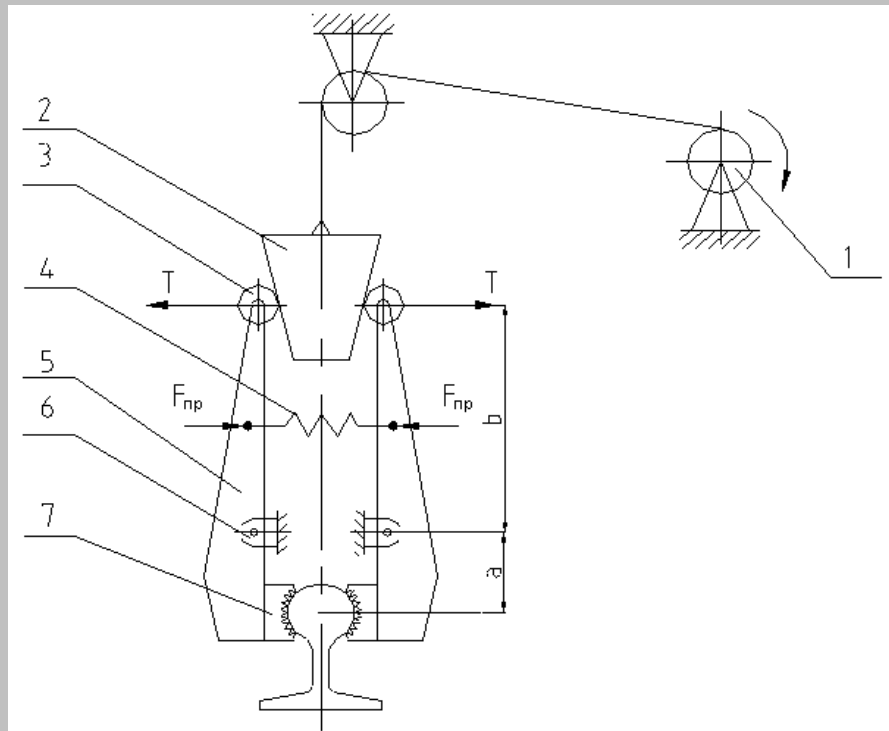
При установці приводних захоплень варто передбачати ручні захоплення на випадок виходу з ладу автоматичних.

Захоплення з механічним приводом поділяються на що самозатягуються і захоплення з примусовим затисненням головки рейки. Що самозатягуються приводяться

в дію пружиною, а зусилля затиснення виникає в результаті сил тертя між поверхнями головки рейки і захоплення.

Автоматичними називаються такі пристрої проти викрадення, що приходять у робоче положення при знеструмленні крана автоматично (ПУ клинового типу), наприклад ПУ клинового типу зворотної дії.

Робота ПУ завжди заблокована з роботою механізму пересування крана. При включенні механізму пересування електричною схемою передбачено, що спочатку відключиться пристрій проти викрадення, а після визначеної витримки часу, включається механізм пересування і навпаки, при необхідності включення ПУ спочатку відключається привод механізму пересування, тобто кран загальмовується, а після витримки часу (6-8 сек) включається ПУ.



Малюнок – Конструктивна схема клинового пристрою проти викрадення

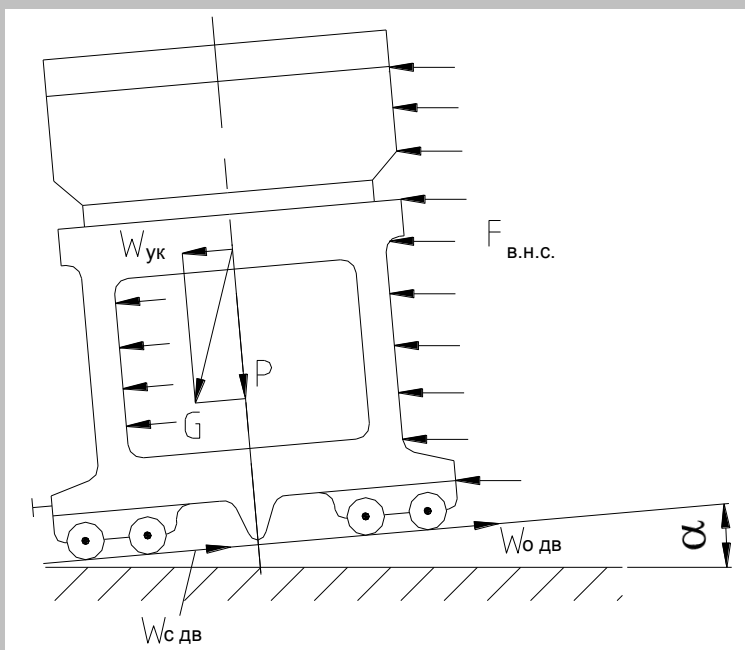
- 1 – піднімальна лебідка;
- 2 – важкий клин;
- 3 – ролики;
- 4 – стяжна пружина;
- 5 – важелі;
- 6 – осі хитання важелів;

7 – губки з насічками

$b \gg a$ – виграш у силі

Після подачі датчиком чи швидкості тиски вітру команди на відключення основних кранових механізмів включення гальма і пристрою проти викрадення піднімальна лебідка 1 опускає клин 2, що впливає на ролики 3, верхні кінці важелів 5 розходяться за рахунок їхнього повороту щодо осі 6, головка рейки виявляється затиснутої губками 7. Наявність пружини 4 гарантує деяке обмеження зусилля затиснення рейки й охороняє захоплення від ушкоджень.

Розрахунок пристроїв проти викрадення. Визначення зусиль викрадення крана.



Малюнок – Схема дії сил на кран при викраденні його вітром

Пристрої проти викрадення кранів розраховують на дію тільки статичних сил, тобто розраховують з умови утримання нерухомо коштує крана від викрадення його вітром великої сили. Якщо пристрої проти викрадення включаються в той час, коли кран під дією сили вітру придбав деяку швидкість, усилює викрадення зростає, тому що в момент стопорення виникають інерційні навантаження і стопорне зусилля, що розвивається пристроєм проти викрадення, може виявитися недостатнім.

Зусилля, що сприймають ПУ крана, називається зусиллям викрадення (угонной силою). Це зусилля не дорівнює вітровому навантаженню, що діє на кран, тому що

вільному переміщенню крана під дією вітру перешкоджають сили тертя (між колісьми і рейкою, у цапфах осей і ін.) і гальмові зусилля, у своїй сукупності складові опір зрушенню. У той же час зусилля викрадення буде збільшуватися, якщо кран коштує на похилих шляхах і вітер буде діяти в напрямку ухилу.

За розрахунковий випадок приймається таке сполучення навантажень, що дає найбільше значення сили викрадення, тобто

$$F_{\text{уг}} = F_{\text{в.н.с.}} + W_{\text{укл}} - W_{\text{сдв}},$$

де $F_{\text{в.н.с.}}$ – повне вітрове навантаження діюча на кран при вітрі неробочого стану;

$W_{\text{укл}}$ – повний опір від тисків на ходові колеса, обумовлене ухилом підкранової колії;

$W_{\text{сдв}}$ – опір зрушенню крана.

При істотно різних навантаженнях і опорах руху, що діють на опори крана, визначення зусилля викрадення повинне вироблятися для однієї найбільш навантаженої опори

$$F_{\text{в.н.с.}} = q_{\text{н.с.}} \sum_{i=1}^n A_i C_i k_i n_i, \quad (1)$$

де q – динамічний тиск вітру, Па=Н/м²;

A – навітряна площа, м²;

C – аеродинамічний коефіцієнт;

K – коефіцієнт, що залежить від висоти, на якій розташована навітряна площа;

n – коефіцієнт, що враховує метод розрахунку металоконструкції на міцність.

Уся територія СНД розбита на 7 районів по вітрових навантаженнях з межами $q=270 \dots 1000$ Па.

Опір від тисків на ходові колеса, обумовлене ухилом шляху

$$W_{\text{укл}} = G_{\text{кр}} \cdot i,$$

де i – відносний ухил, $i=\text{tg}\alpha$, α – кут нахилу;

$G_{\text{кр}}$ – вага крана.

Опір зрушенню

З формули (1) видно, що зусилля викрадення буде тим більше, ніж меншим буде опір зрушенню. Задача зводиться до визначення цього найменшого значення.

При обліку тільки статичних сил, що діють на нерухомий кран, можливі наступні ситуації, що визначають розрахункові випадки

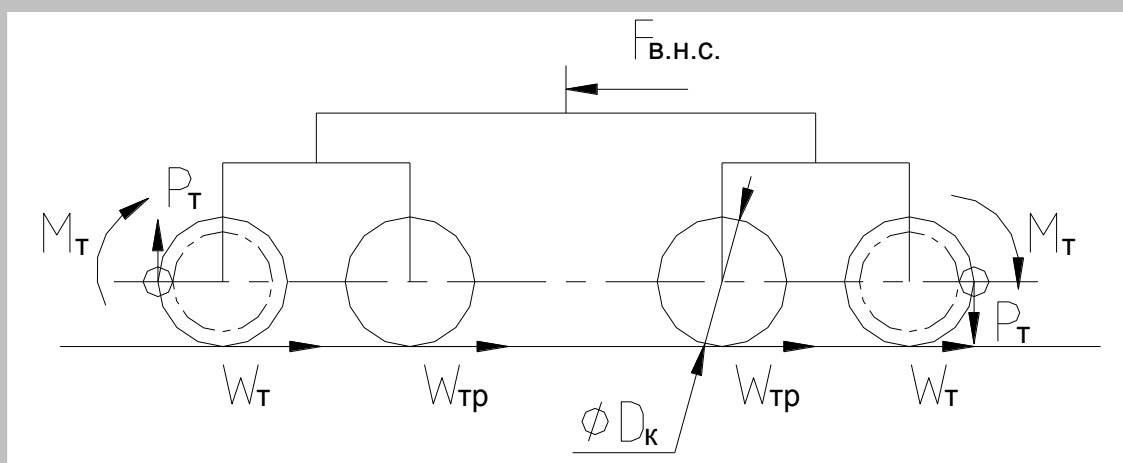
1 Механізм пересування крана (опори) загальмований; кранові рейки сухі.

Угонне зусилля для того, щоб зрушити кран, повинне перебороти сили тертя опору, створювані гальмами механізму пересування

$$W_{\text{сдв}} = W_{\text{тр}} + W_{\text{т}} ,$$

де $W_{\text{тр}}$ – опір руху крана від сил тертя;

$W_{\text{т}}$ – сила опору гальмування крана, приведена до поверхні качення колеса.



Малюнок – Схема дії сил на ходову частину крана при дії гальмового моменту і сил тертя

Опір руху крана від сил тертя.

Найменше значення $W_{\text{тр}}$ буде у випадку пересування крана без вантажу при нерухомому візку при вітрі уздовж підкранової колії, без обліку тертя реборд і рейки $Q=0$; $k_p=1$ (коефіцієнт тертя реборд об рейки)

$$W_{\text{тр}} = G_k \frac{\mu d + 2f}{D_k}$$

Сила гальмування при подоланні приводними колісьми номінального гальмового моменту, створюваного гальмами механізму пересування крана

$$W_T = \frac{2M_T u_k}{D_k \eta_{\text{мех}}}$$

Для визначення $W_{\text{сдв}}$ розглянемо 2 випадки:

1 Загальмовані приводні колеса обертаються (тобто шків під колодками прокрутається), але загальмована тільки половина приводних коліс $Q=0$; $k_p=1$ (коефіцієнт тертя реборд об рейки)

$$W'_{\text{сдв}} = W_{\text{тр}}^{\text{х.к.}} + W_{\text{тр}}^{\text{пр.к.}} + W_{\text{торм}},$$

де $W_{\text{тр}}^{\text{х.к.}}$ і $W_{\text{тр}}^{\text{пр.к.}}$ – сили опору неодружених і приводних коліс

$$W_{\text{тр}}^{\text{х.к.}} = G_{\text{кр}} \frac{\mu d + 2f}{D_k}; \quad W_{\text{тр}}^{\text{пр.к.}} = G_{\text{кр}} \frac{\mu d + 2f}{D_k} + \frac{M_T^{\text{сум}} u_{\text{общ}}}{D_k \eta_{\text{мех}}}$$

$$W'_{\text{сдв}} = G_{\text{кр}} \frac{\mu d + 2f}{D_k} + \frac{0,5M_T^{\text{сум}} u_{\text{общ}}}{0,5D_k \eta_{\text{мех}}}$$

2 Загальмовані колеса не обертаються, а скочують юзом і загальмована половина приводних коліс $Q=0$; $k_p=1$

$$W''_{\text{сдв}} = G_{\text{кр}} \frac{n_{\text{хол}} + 0,5n_{\text{пр}}}{n_{\text{общ}}} \cdot \frac{\mu d + 2f}{D_k} + G_k \frac{0,5n_{\text{прив}}}{n_{\text{общ}}} \cdot f_1;$$

де μ – приведений коефіцієнт тертя ковзання підшипників ковзання, $f=0,015$

d – діаметр цапфи;

D – діаметр колеса;

$n_{\text{хол}}$ – кількість неодружених коліс;

$n_{\text{пр}}$ – кількість приводних коліс;

$n_{\text{общ}}$ – загальне число коліс;

f_1 – коефіцієнт тертя між колесом і рейкою, $f_1 = 0,11$.

Цю силу гальмування кран може розвинути за умови достатнього зчеплення приводних коліс з рейками, тобто при наявності нерівності

$$W_T < G_k \mu_{\text{сц}}$$

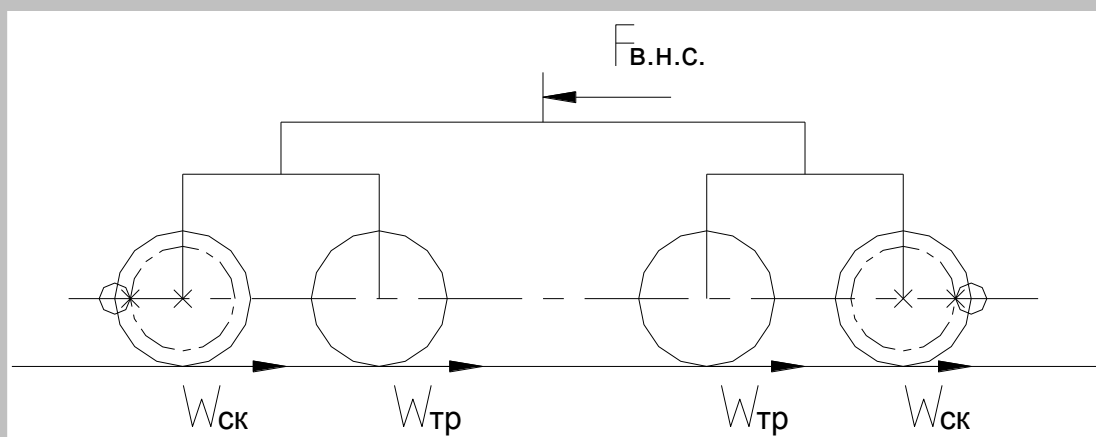
2 Другий розрахунковий випадок

Механізм пересування крана (опори) загальмований; кранові рейки мокрі. Угонне зусилля для того, щоб зрушити кран, повинне перебороти сили тертя обертових неприводних коліс і сили тертя ковзання загальмованих коліс по рейках. Це ситуація, коли $W_T > G_k \mu_{\text{сц}}$.

Коефіцієнт зчеплення може зменшитися на мокрих чи обмерзлих рейках, при влученні на них олії й ін.

У цьому випадку опір зрушенню складається з опору від сил ковзання загальмованих коліс по рейках $W_{\text{ск}}$ і сил тертя неприводних коліс $W'_{\text{тр}}$

$$W'_{\text{сдв}} = W_{\text{ск}} + W'_{\text{тр}}$$



Малюнок – Схема дії сил на ходову частину крана при заклинених приводних колесах

Опір від сил ковзання загальмованих коліс по рейках

$$W_{\text{ск}} = G'_{\text{ск}} f'_{\text{ск}},$$

де $G_{\text{к}}^{\text{пр.к}}$ – вага крана без вантажу, сприймана приводними колісьми;

$f'_{\text{ск}}$ – коефіцієнт тертя ковзання необертового колеса по мокрій рейці;

$$f'_{\text{ск}} = 0,11 \dots 0,13$$

Опір від сил тертя неприводних коліс

$$W'_{\text{тр}} = G_{\text{к}}^{\text{х.к.}} \frac{\mu d + 2f}{D_{\text{к}}},$$

де $G_{\text{к}}^{\text{х.к.}}$ – вага крана без вантажу, сприймана неприводними колісьми.

Визначення зусиль у захопленнях і ваги клина

Гнітюче число конструкцій ПУ засновано на утриманні крана від викрадення за рахунок сил тертя між губками важелів ПУ і голівкою підкранової рейки.

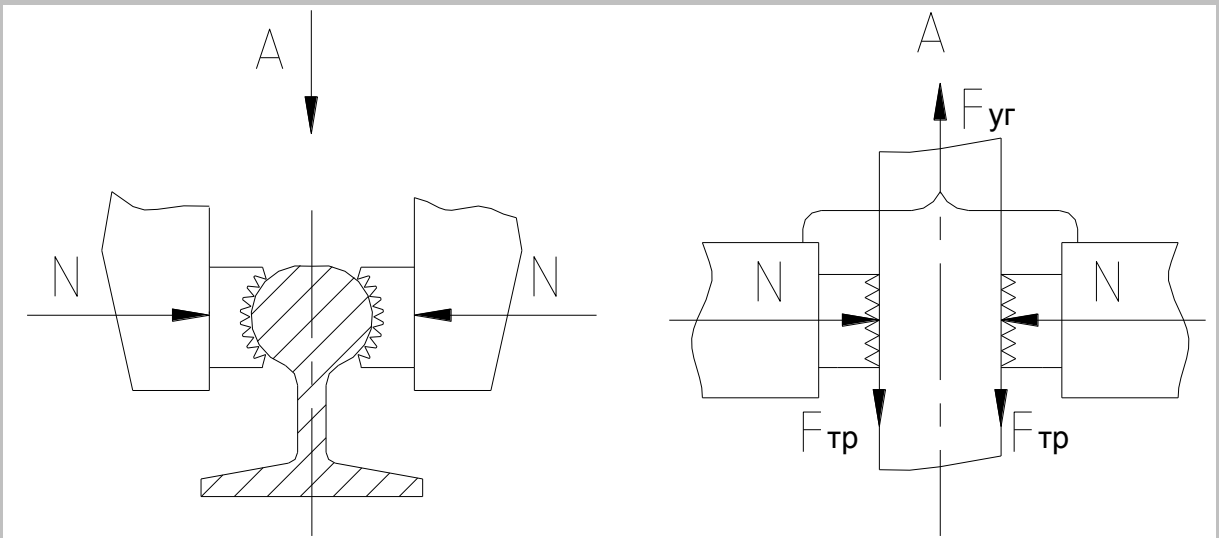
Для надійного утримання крана необхідно, щоб

$$z \cdot 2F_{\text{тр}} = F_{\text{уг}} \cdot k_3 ,$$

де $F_{\text{тр}}$ – сила тертя між губками і голівкою рейки;

z – кількість ПУ на крані;

k_3 – коефіцієнт запасу; $k_3=1,2$



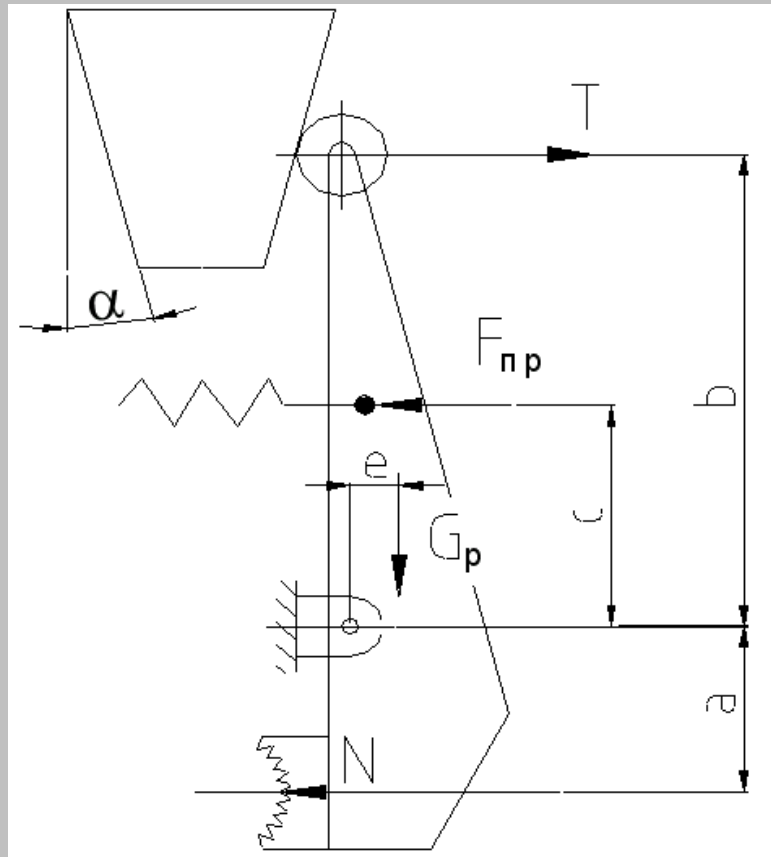
Малюнок – Схема визначення зусилля натискання губок на рейку

Необхідне зусилля натискання губок важелів на рейку

$$N = \frac{F_{\text{тр}}}{2f_2} = \frac{F_{\text{тр}}}{2zf_2} k_3 ;$$

де f_2 – коефіцієнт тертя губок важелів ПУ об бічні поверхні рейки; для губок із сирової сталі без насічки $f_2=0,15$, для загартованих губок з насічкою $f_2=0,35$ (нова насічка), $f_2=0,2$ (притуплена насічка), $f_2^{\text{расчетное}} = 0,2$.

Силу T , що діє на кінці важелів визначимо, узявши суму моментів сил щодо осі шарніра важеля $\Sigma M_0=0$ без обліку G_p



Малюнок – До визначення зусиль T і $F_{пр}$.

$$T = 1,05 \left(N \frac{a}{b\eta_{ш}} + F_{пр} \frac{c}{b} \right),$$

де 1,05 – коефіцієнт запасу;

a, b, c – плечі важелів;

$F_{пр}$ – зусилля в пружині;

$\eta_{ш}$ – кпд, що враховує втрати в опорах (шарнірах) важелів; при опорах качення $\eta_{ш} = 0,96$, при опорах ковзання $\eta_{ш} = 0,9$.

Зусилля натискання пружини $F_{пр}$, що при піднятому клині повинне чи зводити розводити важелі з крайніх положень. Найгіршим положенням важеля буде таке його положення, коли центр ваги знаходиться від осі обертання важеля $\Sigma M_0 = 0$

$$F_{пр} = k_n G_p \frac{e}{c},$$

де k_n – коефіцієнт запасу натискання пружини, враховує втрати на тертя в шарнірах важелів і випадкові опори, $k_n = 1,5 \dots 2 \dots 2$;

G_p – вага важеля.

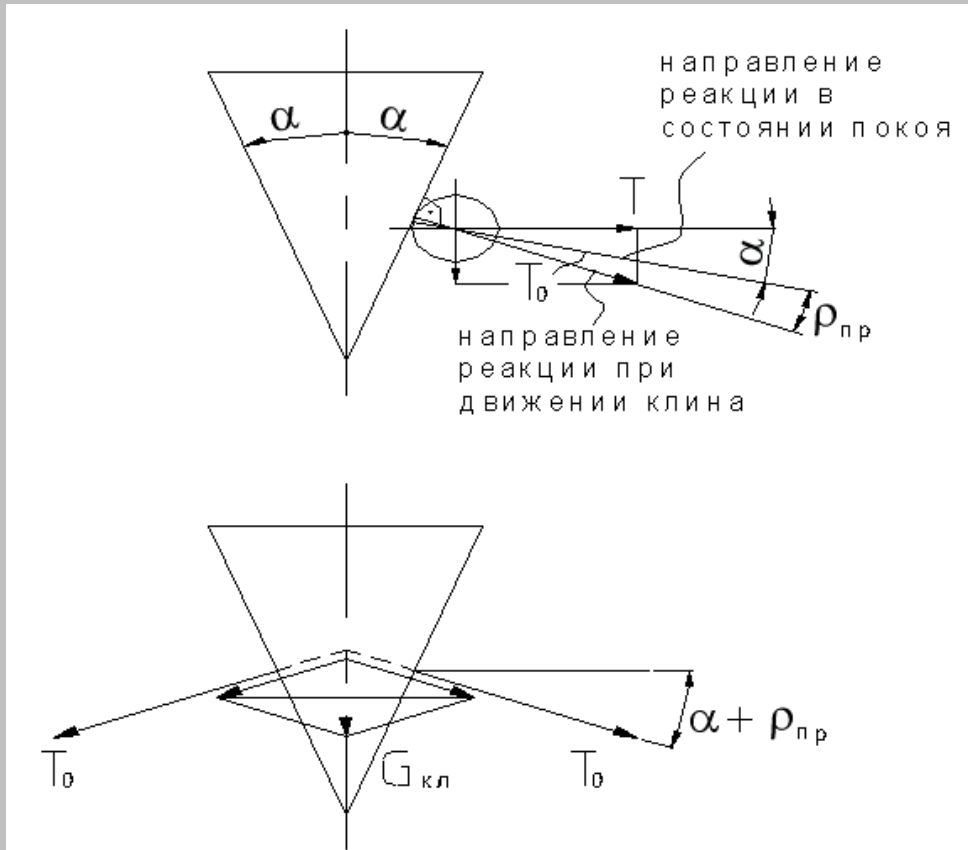
Нормальна сила натискання на ролик

$$T_0 = \frac{T}{\cos(\alpha + \rho_{\text{пр}})},$$

де $\rho_{\text{пр}}$ – приведений кут тертя роликів;

α – кут нахилу робочої поверхні клина до вертикалі, $\alpha=5...15....15$

Вага клина



$$G_{\text{кл}} = 2T_0 \sin(\alpha + \rho_{\text{пр}})$$

$$G_{\text{кл}} = 2T \operatorname{tg}(\alpha + \rho_{\text{пр}}) \quad G_{\text{кл}} = 2 \frac{T}{\cos(\alpha + \rho_{\text{пр}})} \sin(\alpha + \rho_{\text{пр}})$$

Необхідна загальна площа губки важеля

$$F_{\text{губ}} = \frac{N}{[\sigma_{\text{см}}]},$$

де $[\sigma_{\text{див}}]$ – напруга зминання, що допускається

Стрілові самохідні крани

1 Загальні зведення

Стрілові самохідні крани широко застосовуються на вантажно-розвантажувальних роботах, при монтажі устаткування й у промисловому і цивільному будівництві. До них відносяться за ДСТ 22827-85 автомобільні КА і пневмоколені КП, гусеничні КГ, крани на спеціальному шасі КШ, короткобазові КК залізничні, на базі тракторів і екскаваторів, крани-трубоукладачі, а також крани-маніпулятори, на які ДСТ не поширюється.

Умовні позначки стрілових самохідних кранів загального призначення за ДСТ 22827-85

ХХ – вид крана: кран стрілової самохідний загального призначення – КС

Х – розмірна група по вантажопідйомності:

Розмірна група	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Вантажопідйомність, т	4	6,3	10	16	25	40	63	100	>100

Х – ходовий пристрій: 1 – гусеничне з мінімально припустимою поверхнею гусениць; 2 – гусеничне зі збільшеною поверхнею гусениць; 3 – пневмоколені; 4 – спецшасі автомобільні типи; 5 – шасі вантажного автомобіля; 6 – трактор; 7 – причіпний ходовий пристрій; 8 – короткобазові шасі; 9 – резерв.

Х – виконання стрілового устаткування: із гнучкою підвіскою – 6; з жорсткою підвіскою – 7, 8, 9 – резерв.

Х – порядковий номер моделі: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9.

Х – чергова модернізація: перша А; друга Б и т.д.

Х – кліматичне виконання: холодний клімат – ХЛ; тропіки – Т; тропіки вологі – ТВ.

Приклад умовної позначки крана стрілового самохідного:

КС-4361АХЛ

Переваги стрілових самохідних кранів

- маневреність у роботі;
- незалежна енергетична установка;
- різноманітність стрілового і загарбного устаткування (прямі стріли, стріли з гуськом, гаки, грейфери, кліщові захвати, магніти)

Самохідні стрілові крани мають механізми підйому, зміни вильоту і повороту.

Загальний пристрій

На шасі звичайного вантажного чи автомобіля пневмоколесного крана або на гусеничній чи рамі залізничній платформі встановлений опорно-поворотний пристрій з поворотною платформою крана.

Опорно-поворотний пристрій виконують у виді кулькових чи роликових одне-чи багаторядних опорно-поворотних кіл, що мають зовнішнє чи внутрішньо зачеплення. Шестірня механізму повороту знаходиться в зачепленні з зубцюватим вінцем, закріпленим на шасі. Кабіна крановика може розташовуватися як на поворотній платформі, так і на неповоротній частині шасі. Якщо керування всіма механізмами здійснюється з кабіни, розташованої на поворотній платформі, керування механізмом підйому може дублюватися в кабіні водія. Щоб при підйомі вантажу розвантажити ходову частину крана (колеса автомобільних і пневмоколесних кранів, ресори) і підвищити його стійкість, шасі самохідних стрілових кранів забезпечуються виносними опорами (аутригерами).

На поворотній платформі розташовані лебідки підйому (крюковая, іноді грейферна), зміни вильоту і механізму повороту.

По конструкції *стрілового устаткування* розрізняють крани з гнучкої (канатної) підвіскою стріли і з жорсткою підвіскою стріли – телескопічні, котрі є основним устаткуванням для кранів з гідроприводом. У залежності від умов роботи крани постачають стріловим устаткуванням: *основною стрілою*, що може бути постійної чи довжини висувний (телескопічної чи з канатно-блоковим механізмом висування); *подовженою стрілою*; *стрілами з гуськами*; різними модифікаціями башенно-стрілового устаткування. Подовжена стріла відрізняється від основний тем, що в місці рознімання основної стріли встановлюють одну – три додаткові секції.

Механізм зміни вильоту в кранів із гнучкою підвіскою стріли - полиспастный, з жорсткою підвіскою – за допомогою гідроциліндрів, обов'язкова установка чи упорів інших пристроїв, що охороняють стріли від запрокидывання.

Номінальну вантажопідйомність указують при роботі з основною стрілою на найменшому вильоті. При роботі з додатковим стріловим устаткуванням вантажопідйомність кранів знижується, змінюються його вантажні і висотні характеристики, у цьому випадку для збільшення швидкості підйому змінюють запасування поліспаста. Для більшості кранів передбачається робота грейфером, для дизель-електричних – магнітом.

Привод може бути: дизель-механічний, дизель-електричний, дизель-гідролічний і комбінований. Привод може бути індивідуальним і груповою.

Керування механізмами може бути механічним, пневматичним, електричним, гідролічним чи комбінованою.

Відповідно до Правил і ДСТ 22827-85 стрілові крани повинні бути обладнані приладами безпеки: обмежником вантажного моменту, що має пристрій для переключення крана на роботу відповідно до обраної вантажної характеристики; приладом, що включає звуковий сигнал оповіщення про наближення стріли до проводів, що знаходяться під напругою, чи електромережі ліній електропередач, елементом, що запобігає включення механізму повороту, якщо поворотна частина зафіксована й ін.

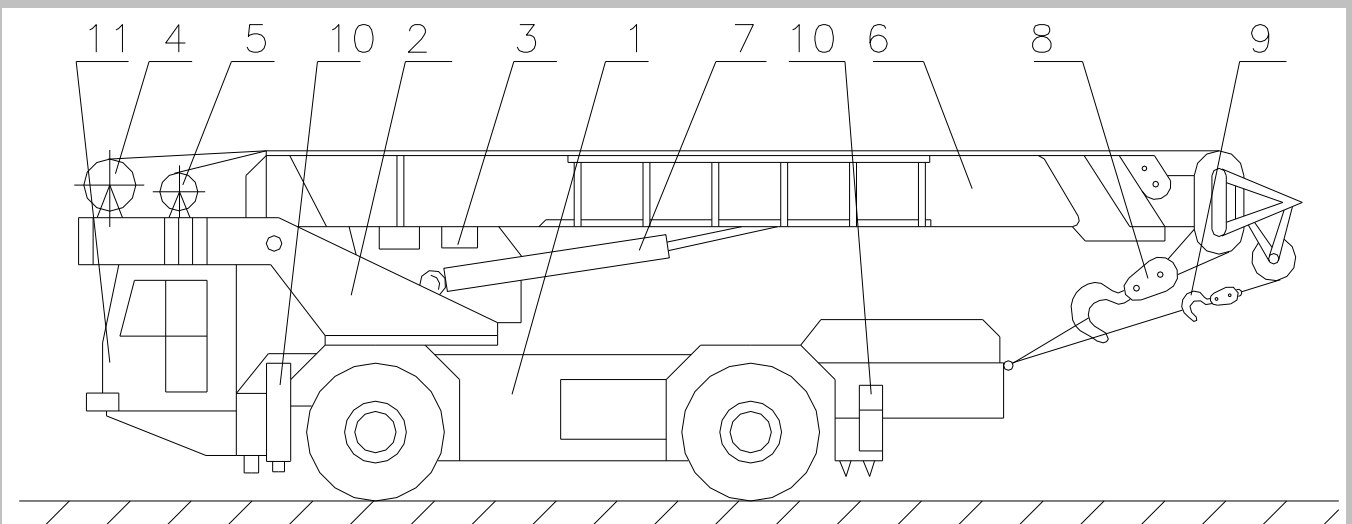
Автомобільні крани

Автомобільні крани є найбільш маневреними і широкораспространеними з усіх самохідних кранів. Вантажопідйомність автомобільних кранів на залежить від вантажопідйомності автомобіля, на шасі якого він змонтований, тому що при підйомі вантажу кран спирається на аутригери. Однак, чим більше потужність автомобіля, тим більше вантажопідйомність крана. Вантажопідйомності автомобільних кранів: 2,5; 4; 6,3; 10; 12,5; 16т. Шасі автомобілів ГАЗ, МАЗ, ЗИЛ, ЯАЗ, Краз, КАМАЗ. Автомобільні крани забезпечують висоту підйому вантажу в межах 6-12м, а іноді і 24м при вильоті 3-8м. Довжина стріл досягає 18м і більш.

Автомобільні крани мають привод від двигуна (карбюраторного чи дизельного) автомобіля через механічну трансмісію, що включається від коробки добору потужності.

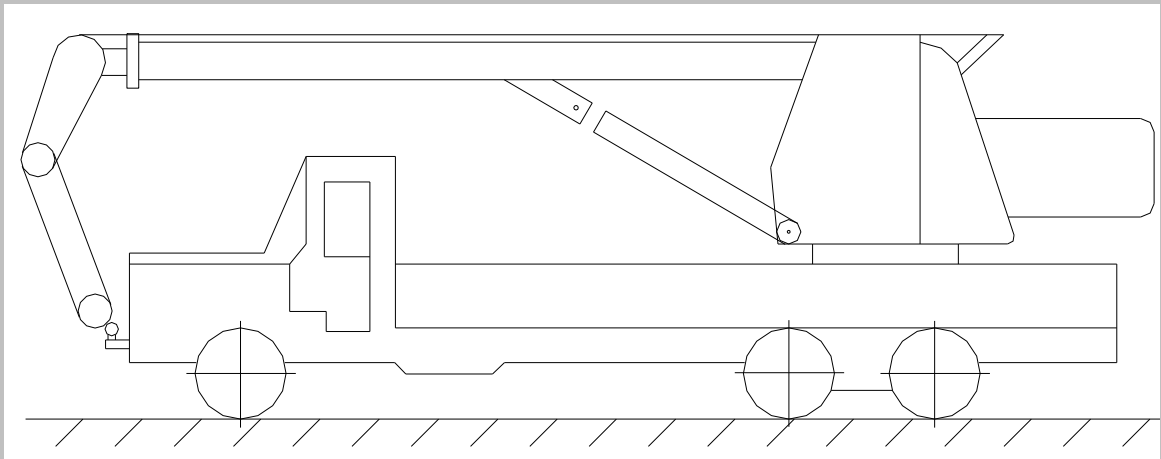
Пневмоколесные крани

Розглянемо на прикладі крана ККС-55 (НКМЗ). Кран призначений для виробництва вантажно-розвантажувальних і будівельно-монтажних робіт на розосереджених об'єктах у стиснутих умовах. Кран монтується на базі спеціального тривісного колісного шасі Могилевського автозаводу. На крані встановлена апаратура захисту крана (АЗК), що забезпечує безпечну роботу крана в межах вантажної характеристики зі світловою індикацією вантажного моменту, маси вантажу, що піднімається, довжини і кута нахилу стріли, вильоту вантажу, а також захист «стінка», «потовк».



Малюнок – Схема пневмоколесного самохідного стрілового крана ККС-55

1 – рама шасі; 2 – поворотна платформа; 3 – кабіна крановика; 4 – механізм головного підйому; 5 – механізм допоміжного підйому; 6 - телескопічна стріла; 7 – гідроциліндр підйому стріли; 8,9 – великий і малий гаки; 10 – висувні аутригери; 11 – кабіна водія.



Малюнок – Схема автомобільного крана КС-3575

Максимальна вантажопідйомність 10т, гідравлічний, змонтований на тривісному шасі автомобіля ЗИЛ-133М1 підвищеної прохідності, стріла телескопічна двухсекційна з жорсткою підвіскою.

Привод насоса – від двигуна автомобіля через коробку передач і редуктор добору потужності. Включення з кабіни водія.

Висування стріли – длинноходовим гідроциліндром двосторонньої дії з гідрозамком фіксації штока.

Вантажна лебідка складається з гідромотора, двоступінчастого редуктора, барабана, стрічкового гальма з гідрозамикачем. Поворотна платформа з'єднана з поворотною рамою однорядним роликів опорно-поворотним колесом.

Механізм повороту складається з гідромотора, двоступінчастого редуктора, колодкового гальма з гідрозамикачем, вихідної шестірні зубцюватого вінця. Можливо вручну рукояткою. Електроустаткування розраховане на 12в і включає висвітлення, сигналізацію і контрольно-вимірювальні прилади: обмежник вантажопідйомності ОГБ-3, що працює на принципі порівняння зусиль, обмежник висоти підйому крюкової підвіски, обмежник зусилля затягування крюкової підвіски, показчик крана, показчик вантажопідйомності, сигналізатор зони роботи, лічильник моточасов роботи двигуна. У длиннобазових кранів додатково встановлюється ригельна стійка для стріли в транспортному положенні.

Технічна характеристика крана ККС-55

Вантажопідйомність, т

55

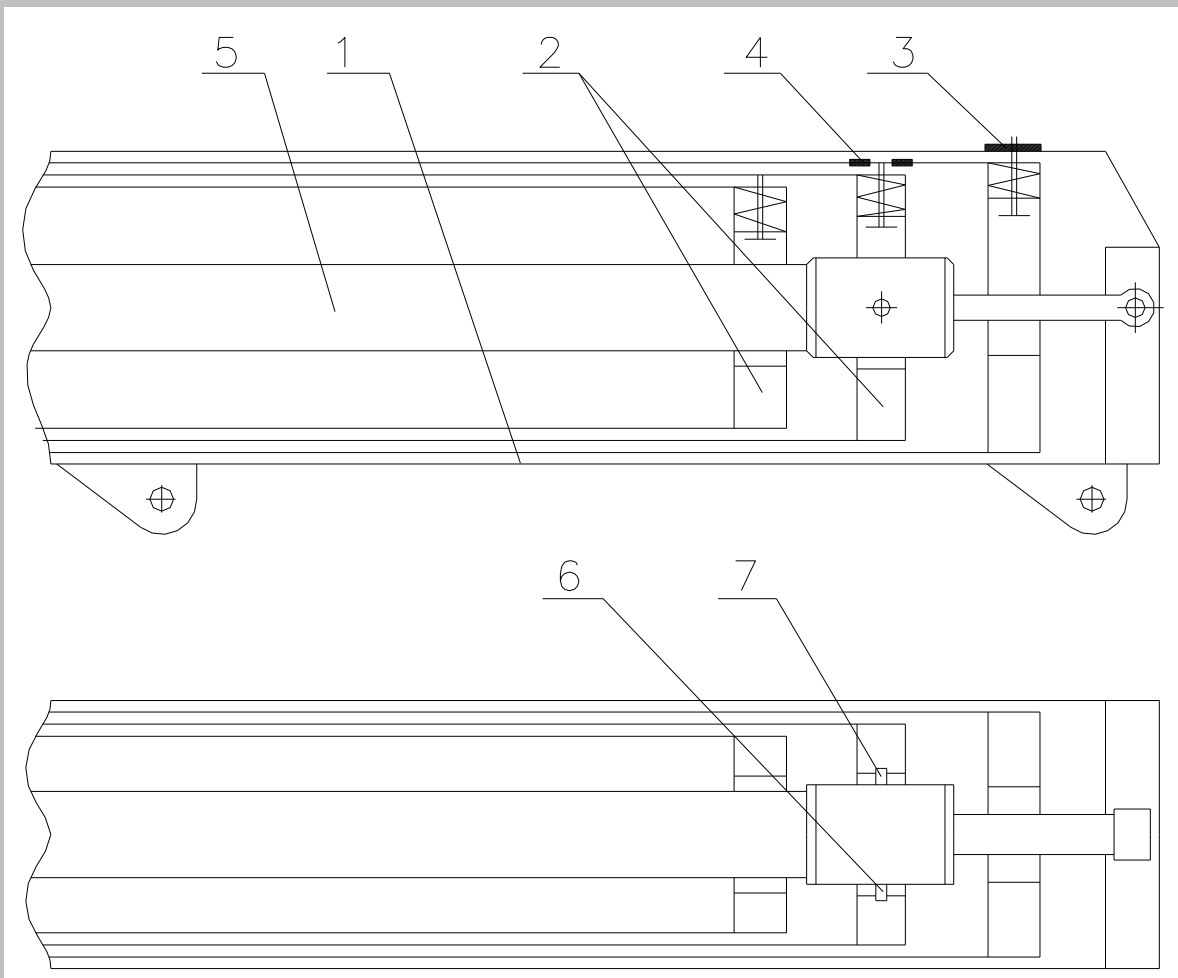
Максимальний вантажний момент, т/м	165
Максимальна висота підйому гака, м	
на основній стрілі	34,2
з подовжувачем	48,5
Виліт стріли (R_{\min}/R_{\max}), м	3/25
Довжина основної стріли, м	10,7...34...34,7
–с подовжувачем	50,7
Швидкість підйому вантажу, м/хв	0,2...10...10
Частота обертання поворотної частини, про/хв	0,2...0...0,7
Потужність двигуна електропривода, квт	37
Максимальна швидкість пересування крана, км/год	40
Колія, м	2,5
Потужність двигуна шасі, л.с.	300
Конструктивна маса, т	46,5

Для стрілових самохідних кранів відмінною рисою є грузовисотная характеристика, тобто залежність $Q=f(R,H)$, де R – виліт крана, м; H – висота підйому вантажу.

Грузовисотная характеристика крана ККС-55

-----порожньо-----

Стріла трехсекционная телескопична



Малюнок – Схема механізму телескопирования крана КС 8871 НКМЗ

1 – коренева стріла; 2 – висувні секції; 3 – фіксатор; 4 – пристрій роз'єднання пальців фіксаторів; 5 – гідроциліндр із рамою; 6,7 – захоплення

Для двух- трехсекционных стріл застосовуються традиційні методи висування секцій – за допомогою длинноходовых гідроциліндрів, іноді в сполученні з полиспа- стной системою. При проектуванні стріл з числом секцій чотири і більше, застосу- вання окремого механізму для висування кожної секції є нераціональним (усклад- нюється конструкція стріли). Раціональним є використання одного гідроциліндра для послідовного пересування всіх секцій стріли. Переваги телескопирования сис- теми "Telematik": невелика маса, розміщення механізму телескопирования біля під- стави стріли, можливість збільшення довжини стріли до максимального значення, передача подовжніх навантажень пальцями фіксаторів, що розвантажують гідроци- ліндр висування. Недоліки: необхідність високої точності позиціонування, що досягається застосуванням електронного керування; необхідність додаткового вузла,

що дозволяє плавно передавати нагруження від захоплень гідроциліндра на фіксатори стінки.

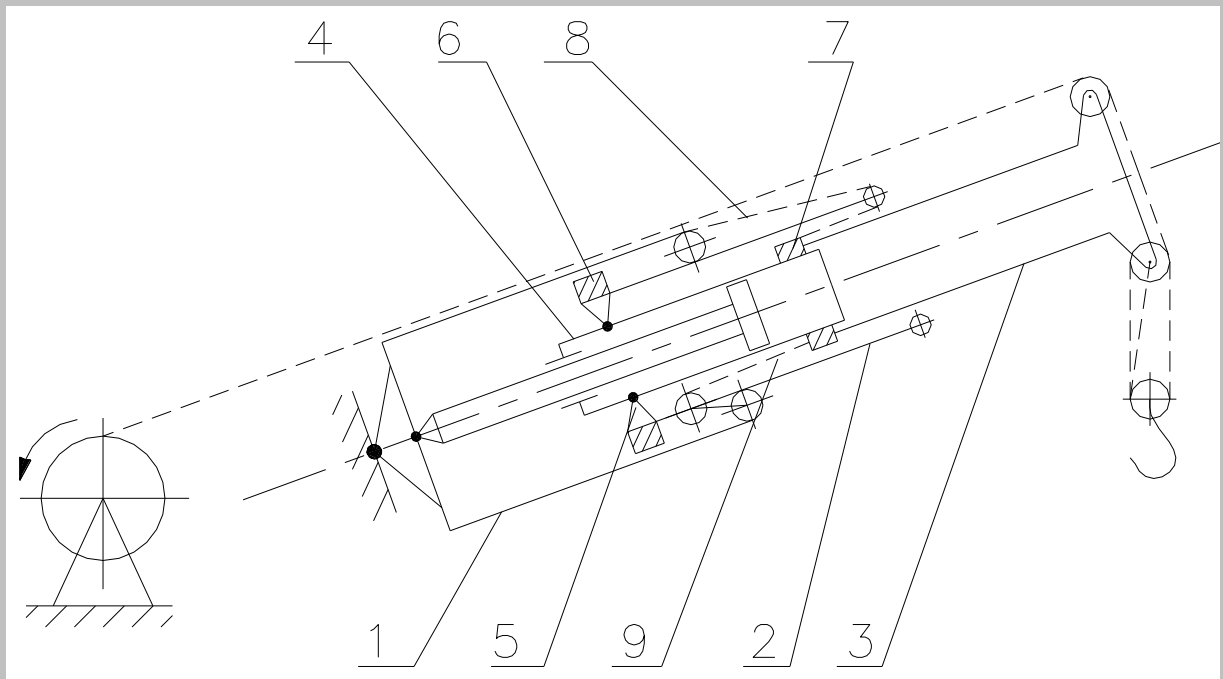
Висування секцій може виконуватися в автоматичному чи ручному режимах. В автоматичному режимі крановик задає тільки довжину стріли, а вибір секцій для висування виконується по заданій програмі; у ручному – крановик сам вибирає секції для висування.

Робота механізму висування

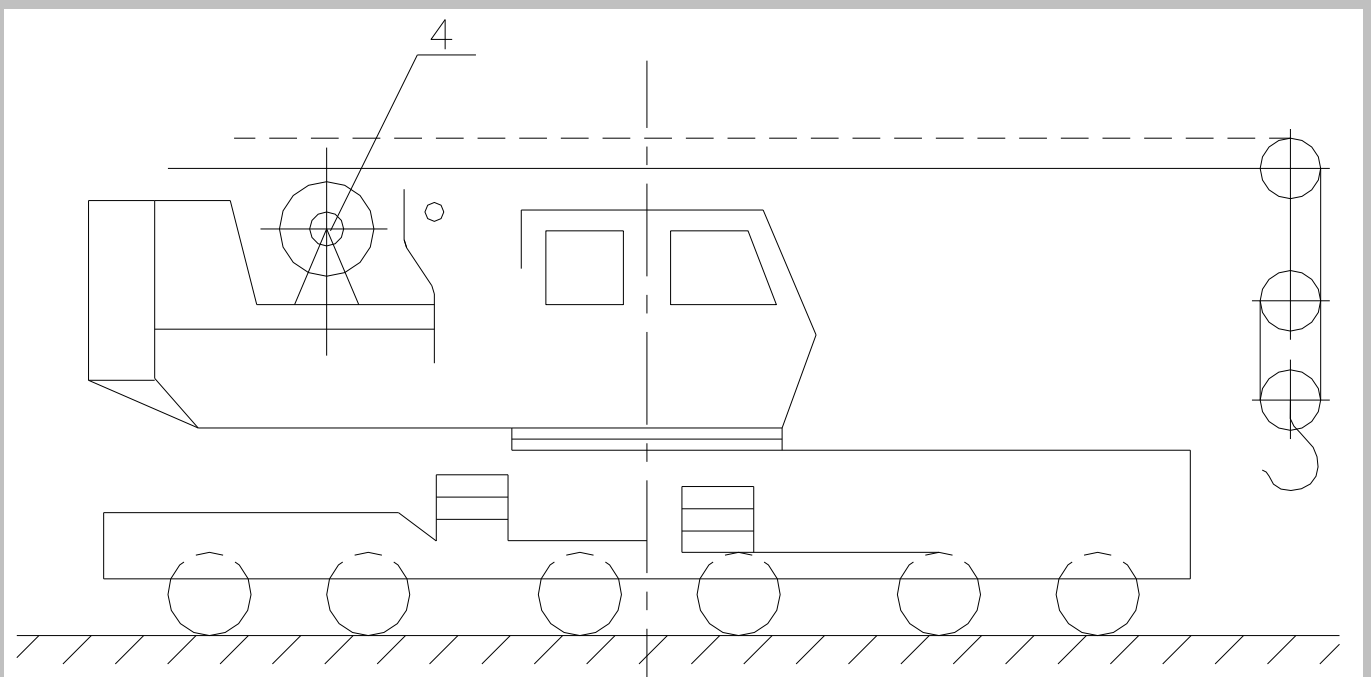
У початковому положенні стріла має мінімальну довжину, захоплення 6 і 7 утягнені, гідроциліндр може вільно пересуватися, виконуючи вибір секцій для висування. Обрана секція захоплюється висунутим захопленням 7, а після початку руху фіксується захопленням 6, що механічно зв'язаний із пристроєм роз'єднання пальців 4 фіксаторів секцій. Тепер секцію можна пересувати в будь-якому напрямку.

Стикування секцій у висунутому положенні виробляються в такий спосіб: при підході секції до крайнього положення захоплення 6 втягується й одночасно розблокується палець фіксатора секції 3, що під дією пружини намагається розблокувати секцію. Як тільки він доходить до відповідного отвору, що має подовжену форму, фіксатор 3 спрацьовує. Гідроциліндр 5 повертається в початкове положення, плавно передаючи нагруження з захоплень 7 на палець фіксатора 3. Роз'єднання секцій виконується в наступному порядку. Гідроциліндр 5 із включеним захопленням 6 підходить до висунутій секції і підхоплює її. У цей момент спрацьовує захоплення 6 одночасно з яким відбувається розблокування фіксатора 3. тепер секцію можна втягувати.

Переваги цієї схеми: плавність з'єднання секцій, відсутність необхідності високої точності позиціонування з застосуванням складних датчиків, можливість стикування секції при навантаженій стрілі.



1 – корінна секція стріли; 2,3 – перша і друга висувні секції стріли; 4 – гідроциліндр, шток якого шарнірно закріплений у підстави корінної стріли; 5 – шарніри кріплення корпусу гідроциліндра до першої висувної секції; 6,7 – чи повзуни підшипники ковзання; 8 – поліспагт висування другої висувної секції; 9 - поліспагт утягування другої висувної секції.



Стрілові залізничні крани

Залізничні крани призначені для перевантаження важких штучних і сипучих вантажів, при монтажі і ліквідації аварій на залізницях.

Для перевантажувальних робіт застосовують легкі і середні залізничні крани вантажопідйомністю 16...80т, що можуть бути обладнані гаками, грейферами, електромагнітами.

Важкі крани, вантажопідйомністю 80...250т. Вантажні моменти їх відповідно рівні 800-5000кн·м (для легких і середніх) і 500-25000 кн·м (важких).

Виліт залізничних кранів змінюється в межах від 4 до 28м. Вантажопідйомність цих кранів при розташуванні стріл уздовж рейкового шляху приблизно в 2 рази більше, ніж у поперечному напрямку при однакових запасах стійкості. Швидкість підйому 1,15...32 м/хв. Швидкість пересування по рейковому шляху 60...100 км/ч. Залізничні крани виготовляють переважно зі стрілою постійної довжини, рідше – з телескопічної. Крани з телескопічною стрілою можуть працювати під шляховими токопроводами без знеструмлення струмоведучих проводів.

Привод усіх механізмів крана (іноді за винятком механізму зміни вильоту) електричний. Кранові механізми приводяться від власного дизель-електричного чи привода від стороннього джерела струму при наявності кабельного візка, буксирного чи кабелю струмознімача.

Механізм повороту має ту ж конструкцію, що й в інших поворотних кранах. Частота обертання 0,5 про/хв для кранів великої вантажопідйомності і 1,5 про/хв – для більш легких кранів. Передбачена також доводочна частота обертання 0,05...0,1 про/хв.

Залізничні крани монтуються на спеціальних залізничних платформах. Стріли кранів великої вантажопідйомності в транспортному положенні розташовують на спеціальній платформі, що входить до складу устаткування крана і призначеної також для перевезення демонтованої противаги. Стрілу в транспортному положенні розміщують на рухливій каретці, що компенсує зміну довжини складу при русі його по криволінійній ділянці і викликане деформацією буферів зчіпного пристрою. Для вільного проходження складу по криволінійних ділянках шляху шарнір стріли, ви-

конуваний рухливим, може змінювати положення стріли щодо поворотної частини крана. поворотну частину в цьому випадку жорстко фіксують.

Платформа крана спирається на колісні осі в кількості від 4 до 8. колісні пари групують у трьох-, чотиривісні балансирні візки. Навантаження на вісь допускаються не більш 200кн, що в 2 рази більше навантаження кранів на пневмоходу. Платформи крана постачають стандартними залізничними автозчепленнями, тому що кран може бути не тільки включений до складу потяга, але і використаний як локомотив при маневрах. Платформи цих кранів мають від 4 до 8 поворотних балок з гідравлічними виносними опорами.

Механізм пересування крана постачають звичайним залізничним гальмовим пристроєм із пневматичним приводом.

Маса залізничних кранів 60–300т.