БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра „Будівельні, колійні та вантажно-розвантажувальні машини”

РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ УКЛАДАЛЬНИХ КРАНІВ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних робіт з дисципліни
"КОЛІЙНІ МАШИНИ"

Частина 2

Харків - 2009

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри БКВРМ 3 грудня 2007 р.,

протокол № 5.

Рекомендуються для студентів спеціальності 7.090214 "Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини та обладнання" всіх форм навчання.

Укладачі:

проф. Б.М. Стефанов,
асист. З.І. Кудіна

Рецензент

доц. А.В. Євтушенко

РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ УКЛАДАЛЬНИХ КРАНІВ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до практичних робіт з дисципліни
"*КОЛІЙНІ МАШИНИ"*

Частина 2

Відповідальний за випуск Кудіна З.І.

Редактор Еткало О.О.

Підписано до друку 26.12.07 р.
Формат паперу 60х84 1/16 . Папір писальний.
Умовн.-друк.арк. 1,25. Обл.-вид.арк. 1,5.
Замовлення № Тираж 100 Ціна
Видавництво УкрДАЗТу, свідоцтво ДК 2874 від 12.06.2007 р.
.Друкарня УкрДАЗТу,
61050, Харків - 50, пл. Фейєрбаха, 7

УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра "Будівельні, колійні та вантажно-розвантажувальні машини"

Розрахунок механізмів укладальних кранів

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних робіт
з дисципліни

"КОЛІЙНІ МАШИНИ"

ЧАСТИНА 2

Харків 2009

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри БКВРМ 3 грудня 2007 р., протокол № 5.

Рекомендуються для студентів спеціальності 7.090214 "Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини та обладнання" всіх форм навчання.

Укладачі:
проф. Б.М. Стефанов,
асист. З.І. Кудіна

Рецензент

доц. А.В. Євтушенко

ЗМІСТ

	Вступ	4
1	Методика розрахунку основних параметрів вантажної лебідки	6
2	Методика розрахунку потужності привода тягової лебідки ..	12
3	Методика розрахунку привода лебідки для перетягування пакетів	16
	Список літератури	21

ВСТУП

Укладальні крани УК-25/17 та УК-25/9-18 широко застосовуються в Україні, служать для укладання в колію ланок довжиною до 25 м з будь-якими типами рейок, шпал та кріплень.

Кран УК-25/9-18 складається з платформи 17 (рисунок 1), двох трьохосьових ходових приводних візків 15, чотирьох стояків 14 порталів та стріли 3.

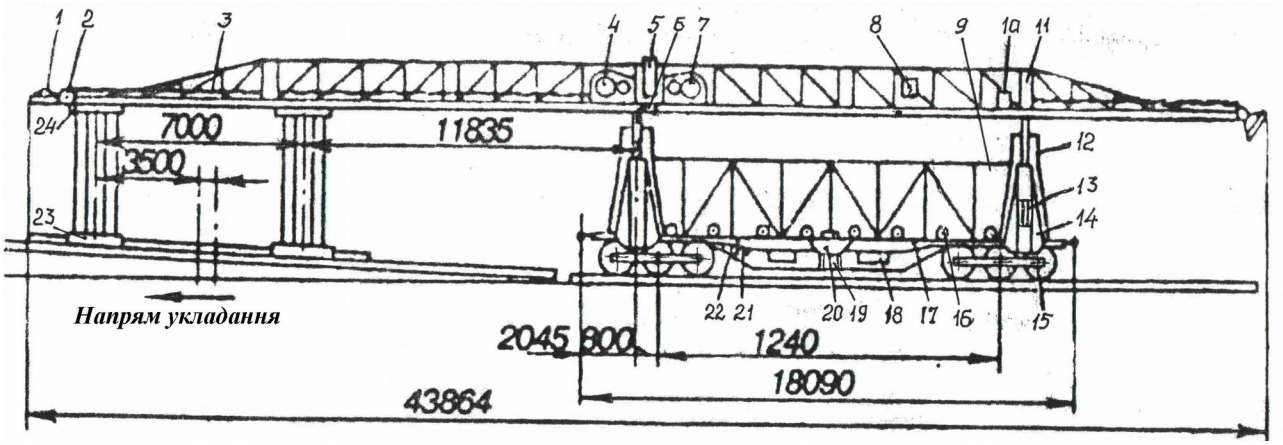


Рисунок 1 - Схема укладального крана УК-25/9-18

На платформі 17 розташовані роликовий конвеєр 16, дві силові установки 18 з електрообладнанням 21, дві лебідки 22 для перетягування пакетів, правий і лівий пульти керування 20 з відкидними сидіннями 19.

Стояки порталів обладнані каретками 12, які за допомогою гідроциліндрів 13 можуть переміщатися по них уверх та униз.

На ці каретки через середню поперечну балку 6 і відкидні балки 11 опирається стріла 3.

Вздовж усієї стріли розташована колія для переміщення вантажних візків 24.

На стрілі встановлені вантажна 4, тягова 7 лебідки, кабіна керування 5 та шафа 8 з електрообладнанням.

Вантажною і тяговою лебідками за допомогою канатів, обвідних блоків 1 і 2, вантажних візків 24 та траверси 23 підіймають,

опускають та переміщають ланку.

Для запобігання перевантаження обладнання на стрілі передбачені обмежувачі вантажопідйомності 10 і ходу вантажних візків, а на платформі 17 встановлена огорожа 9 для безпеки проведення робіт.

Більш докладно опис укладальних кранів та їх роботи можна прочитати у літературі [1-4].

На рисунку 2 наведена схема запасування вантажних і тягових канатів при чотирикратних поліспастах.

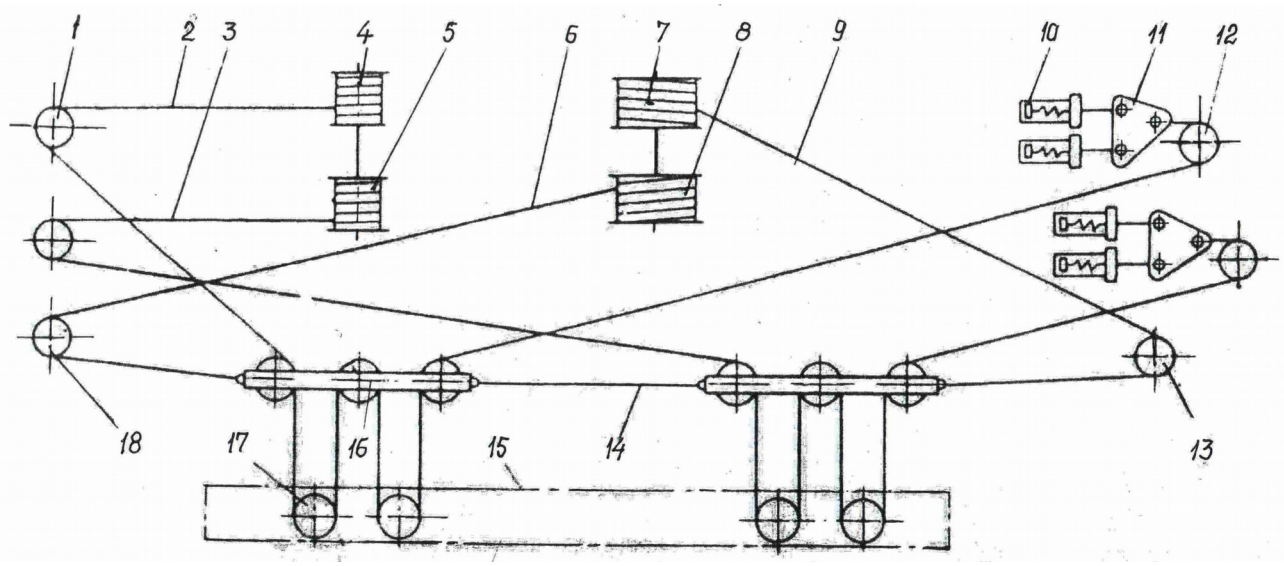


Рисунок 2 - Схема запасування вантажних і тягових канатів

Одні кінці вантажних канатів 2 і 3 закріплені на барабанах 4 і 5 вантажної лебідки та послідовно огинають відхиляючі (обвідні) блоки 1 на кінці стріли крана, нерухомі блоки, які установлені на вантажному візку 16, рухомі блоки 17 вантажозахоплюючої траверси 15, кінцеві блоки 12 на другому кінці стріли, а другі їх кінці кріпляться до балок 11, приєднаних до обмежувачів вантажопідйомності 10.

Переміщення вантажних візків по стрілі здійснюють тяговою лебідкою з барабанами 7 і 8, трьома тяговими канатами 6, 14 і 9, два з яких огинають кінцеві блоки 18 і 13 стріли.

Кінці канатів 6 і 9 закріплені на барабанах з різних сторін, тому

при обертанні вала барабана один кінець каната розмотується з барабана, а другий намотується.

1 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ВАНТАЖНОЇ ЛЕБІДКИ

При укладанні кранами колійної решітки ланку підвішують або до обох траверс на вантажних візках (рисунок 3), або до однієї довгої траверси, яка кріпиться до переднього і заднього вантажних візків на двох чотирикратних поліспастах (рисунок 4).

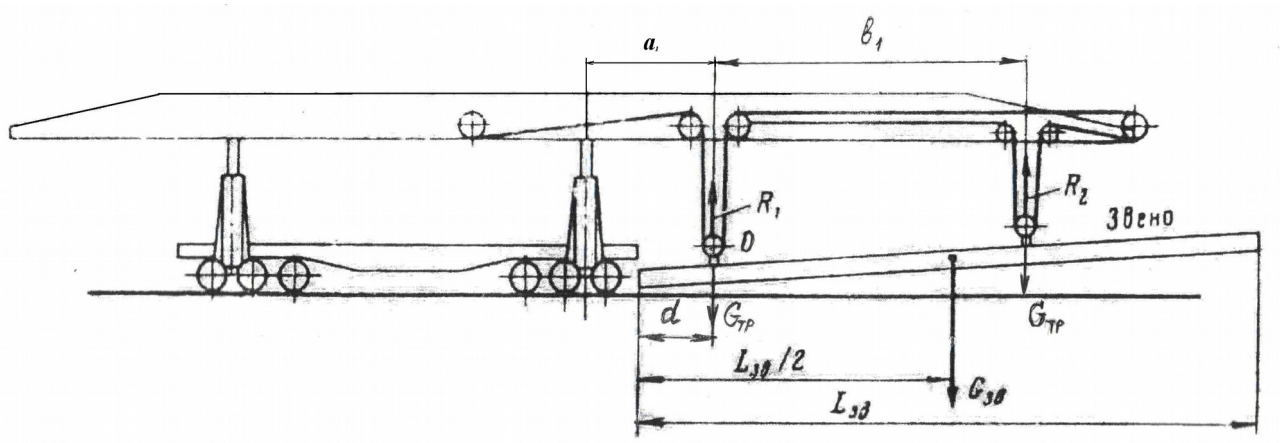


Рисунок 3 - Розрахункова схема при підвішуванні ланки на двох двократних поліспастах

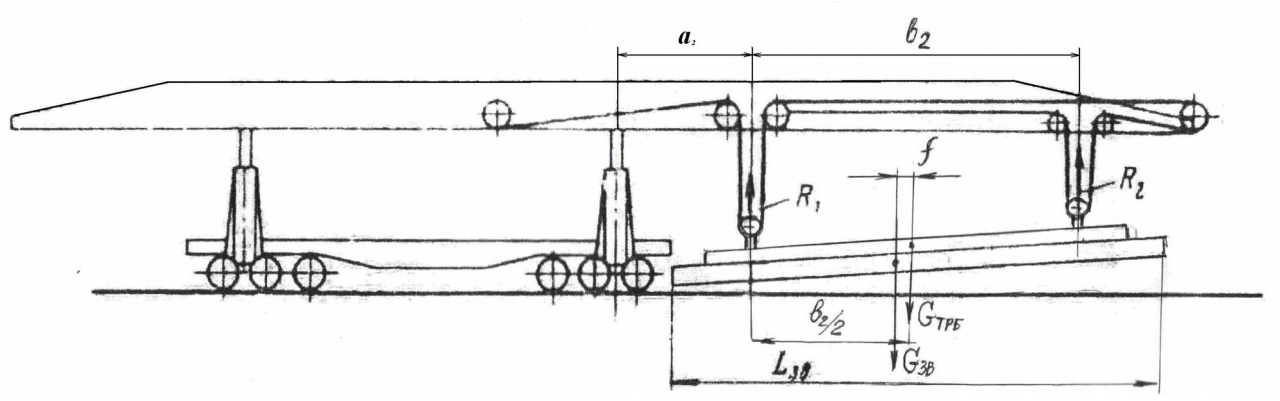


Рисунок 4 - Розрахункова схема при підвішуванні ланки на двох чотирикратних поліспастах

В залежності від того, чи укладається 25-метрова ланка з

дерев'яними або із залізобетонними шпалами, застосовують відповідно дво- або чотирикратні поліспасти. Тому у першому випадку швидкість піднімання вантажу складає в середньому $V_{r1} = 0,4$ м/с, а в другому - у два рази менш $V_{r2} = 0,2$ м/с.

Для кранів, у яких ланка підвішується до двох траверс, навантаження R_2 на передній вантажний візок (див. рисунок 3) можна визначити з рівняння моментів діючих сил відносно точки О.

$$\sum M = \boldsymbol{0};$$

$$G_{зв}(\frac{L_{зв}}{2} - d) + G_{тр} \cdot b_1 - R_2 \cdot b_1 = 0;$$

$$R_2 = \frac{G_{зв}(\frac{L_{зв}}{2} - d)}{b_2} + G_{тр},$$

де $G_{зв}$ і $G_{тр}$ - вага ланки та траверси R_1, Н;

$L_{зв}$ - довжина ланки, $L_{зв} = 25$ м;

d - довжина задньої консолі ланки, d = 5,75 м;

b_1 - відстань між поліспастами, $b_1 = 11,5$ м.

Навантаження на задній вантажний візок, Н,

$$R_1 = G_{зв} + 2G_{тр} - R_2.$$

Так як навантаження на передній вантажний візок більше ($R_2 > R_1$), то вантажний канат розраховують по зусиллю R_2.

Зусилля в одній гілці вантажного каната $S_к$, Н,

$$S_к = \frac{R_2}{i \cdot \eta^n},$$

де R_2 - навантаження на передній вантажний візок, Н;

i - кратність поліспаста, i = 2;

η - ККД блока. Приймаємо ККД блока на підшипниках кочення $\eta = 0,98$ [5];

n - кількість блоків, n = 3.

Канат вибирають за розривним зусиллям [7].

Розривне зусилля $S_р$, Н,

$$S_р \geq S_к \cdot Z,$$

де $S_р$ - розривне зусилля у канаті, яке приймається за сертифікатом [7];

$S_к$ - найбільше натягування гілок каната, Н;

Z - мінімальний коефіцієнт запасу міцності каната [7].

За ГОСТ 27553-87 підбирають діаметр та тип каната [7].

Оскільки при зміні напрямку укладання ланок канати перепасовують з одного візка на другий і задній візок стає переднім, канат для другого барабана приймаємо таким, як і для першого.

Один із двох барабанів вантажної лебідки повинен бути дещо більшим за діаметром, щоб кінець ланки, який стикується, опускався швидше, що полегшує його укладання.

Діаметр малого барабана вантажної лебідки $D_{бм}$, мм,

$$D_{бм} = ed_k,$$

де e - коефіцієнт вибору діаметра барабана [7];

d_k - діаметр каната, мм.

Приймаємо конструктивно діаметр більшого барабана

$$D_{бб} = k_б D_{бм},$$

де $k_б$ - коефіцієнт, що визначається дослідним шляхом. Умовно приймаємо $k_б$ =1,1.

Для кранів (УК-25/9-18, УК-25/17), у яких ланка захоплюється однією довгою траверсою і підвішена до переднього і заднього вантажного візка на двох чотирикратних поліспастах, центр тяжіння підвішеної ланки зміщений від середини траверси до напрямку крана на величину f = 0,5 м, а відстань між поліспастами зменшено до b_2 = 7м (див. рисунок 4).

Тоді навантаження від підвішеного на передній чотирикратний поліспаст ланки R_2, Н,

$$R_2 = \frac{G_{трб}}{2} + \frac{G_{зв}(0{,}5b_2 - f)}{b_2};$$

$$R_1 = \frac{G_{трб}}{2} + \frac{G_{зв}(0{,}5b_2 + f)}{b_2},$$

де $G_{трб}$ - вага траверси, $Н_о$;

$G_{зв}$ - вага ланки, Н;

b_2 - відстань між поліспастами, $b_2 = 7$ м;

f - величина, на яку зміщується центр тяжіння ланки відносно центра тяжіння траверси, $f = 0{,}5$ м.

У цьому випадку навантаження $R_2 < R_1$, тому для розрахунку вантажного каната необхідно використовувати навантаження R_1.

Тоді зусилля у канаті на барабані меншого діаметра $S_{км}$, Н,

$$S_{км} = \frac{R_1}{i \cdot \eta^n},$$

де R_1 - навантаження на поліспасті, Н;

i - кратність поліспаста, $i = 4$;

η - ККД блока, $\eta = 0{,}98$ [5];

n - кількість блоків, n = 5.

Відповідно зусилля у канаті на великому барабані $S_{кб}$, Н,

$$S_{кб} = \frac{R_2}{i \cdot \eta^n}.$$

Після знаходження діаметра каната d_k та його типу визначаються діаметри барабанів вантажної лебідки.

$$D_м = e \cdot d_k;$$

$$D_б = k_б \cdot D_м.$$

Обертальний момент на вихідному валу редуктора вантажної

лебідки, на якому кріпляться барабани $M_{кр}$, Н м,

$$M_{кр} = S_{км}\frac{D_м}{2} + S_{кб}\frac{D_б}{2},$$

де $S_{км}$, $S_{кб}$ - зусилля у канатах, Н;
$D_м$, $D_б$ - діаметри малого та великого барабанів, м.

Швидкість намотування вантажного каната на малий та великий барабани $V_м$, $V_б$, м/с

$$V_м = i_1 \cdot V_{r1};$$
$$V_б = i_2 \cdot V_{r2},$$

де i_1, i_2 - кратність поліспастів у першому та другому випадках;
V_{r1} та V_{r2} - швидкість піднімання вантажу, м/с.

Частота обертання вихідного вала редуктора, на якому закріплені барабани, хв$^{-1}$,

$$n_{бм} = \frac{60V_r}{\Pi D_м},$$

де $V_г$ - швидкість піднімання вантажу. м/с;
$D_м$ - діаметр барабана, м.

На лебідці установлений електродвигун постійного струму.
Потужність електродвигуна приводу лебідки N, кВт,

$$N = \frac{(G_{зв} + G_{тр}) \cdot V_м}{1000 \cdot \eta_б \eta_{бар} \cdot \eta_р},$$

де $G_{зв}, G_{тр}$ - вага ланки та траверси, Н;
$V_м$ - швидкість каната на малому барабані лебідки, м/с;
$\eta_б$ - ККД обвідних блоків, $\eta_б$=0,96;
$\eta_{бар}$ - ККД барабана, $\eta_{бар}$ = 0,97;
$\eta_р$ - ККД редуктора, $\eta_р$= 0,8 .

За отриманим числовим значенням потужності за каталогом

вибирається необхідний електродвигун.

Завдання 1 Визначити потужність та тип електродвигуна вантажної лебідки за вихідними даними варіантів, які наведені у таблиці 1.

Таблиця 1 – Вихідні дані для визначення потужності привода вантажної лебідки

Варіант	$G_{зв}$, кН	$G_{тр}$, $G_{трб}$ кН	i	n	Z	e	$V_г$
1	170	3,7	2	3	3,55	14	0,3
2	165	3,7	2	3	3,6	14,5	0,35
3	160	3,7	2	3	3,7	15	0,4
4	155	3,7	2	3	3,8	15,5	0,3
5	170	3,7	2	3	3,9	16	0,35
6	165	3,7	2	3	4,0	14	0,4
7	160	3,7	2	3	3,55	14,5	0,3
8	155	3,7	2	3	3,6	15	0,35
9	175	3,7	2	3	3,7	15,5	0,4
10	170	3,7	2	3	3,8	16	0,3
11	165	3,7	2	3	3,9	14	0,35
12	160	3,7	2	3	4,0	14,5	0,4
13	155	3,7	2	3	3,55	15	0,3
14	175	3,7	2	3	3,6	15,5	0,35
15	170	3,7	2	3	3,7	16	0,4
16	165	7,8	4	5	3,8	14	0,15
17	160	7,8	4	5	3,9	14,5	0,20
18	155	7,8	4	5	4,0	15	0,25
19	175	7,8	4	5	3,55	15,5	0,15
20	170	7,8	4	5	3,6	16	0,20
21	165	7,8	4	5	3,7	14	0,25
22	160	7,8	4	5	3,8	14,5	0,15
23	155	7,8	4	5	3,9	15	0,20
24	175	7,8	4	5	4,0	15,5	0,25
25	170	7,8	4	5	3,55	16	0,15
26	165	7,8	4	5	3,6	14	0,20
27	160	7,8	4	5	3,7	14,5	0,25
28	150	7,8	4	5	3,8	15	0,15
29	175	7,8	4	5	3,9	15,5	0,20

30	170	7,8	4	5	4,0	16	0,25

2 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПОТУЖНОСТІ ПРИВОДА ТЯГОВОЇ ЛЕБІДКИ

Зусилля у канаті тягової лебідки повинно долати опір, який виникає при русі вантажних візків з підвішеною ланкою, та опір в обвідних блоках тягового каната. Для розрахунку приймаємо випадок повного виносу краном верхньої ланки пакета.

Загальна величина опору при встановленому русі W_o, Н,

$$W_o = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6,$$

де W_1 – опір від переміщення вантажних візків з вантажем, Н;
W_2 – опір від тертя каната на блоках, Н;
W_3 – опір від тертя кінців виносної ланки об пакет, Н;
W_4 – опір від натягу каната, Н;
W_5 – опір від сили тиску вітру на торець ланки, Н;
W_6 – опір від переміщення вантажних візків від прогину стріли, Н. Цей опір необхідно ураховувати при розбиранні колії на підйомі.

Опір від переміщення візків з вантажем W_1, Н,

$$W_1 = \frac{2(G_{зв} + G_{тр} + G_т)}{D}\left(\mu + f\frac{d}{2}\right)K_р + \left(G_{зв} + G_{тр} + G_т\right)\cdot i,$$

де $G_{зв}$, $G_{тр}$, $G_т$ – вага відповідно ланки, траверси та двох вантажних візків, Н;
μ - коефіцієнт кочення колеса візка за біговою доріжкою стріли, $\mu = (0{,}04...0{,}06)$ см [1];
f - коефіцієнт тертя кочення шарикопідшипників, $f = 0{,}02$ [3];
D – діаметр колеса візка, D=15 см;
d – діаметр цапфи колеса візка, d=4 см;
$K_р$ - коефіцієнт, який враховує тертя реборди колеса об полки бігової доріжки стріли;
i - ухил колії.

Опір від тертя тягового канату на блоках W_2, Н,

$$W_2 = \left(G_{зв} + G_{тр}\right)\frac{\left(1-\eta\right)\cdot\left(1-\eta^{\alpha_n+1}\right)}{\eta\cdot\left(1-\eta^{\alpha_n}\right)},$$

де η - ККД блока, η=0,97 [5];
α_n - кратність поліспаста, α_n= 4.

Опір від тертя кінців виносної ланки об пакет W_3, Н,

$$W_3 = q_{зв}\cdot L_1\cdot f_1,$$

де $q_{зв}$ – вага 1м ланки, Н/м;
L_1 – відстань від місця захоплювання ланки до його кінця, L_1=7 м;
f_1 - коефіцієнт тертя бетону по сталі, f_1 = 0,4 [1].

Опір від натягу тягового каната W_4, Н,

$$W_4 = \frac{q_к\cdot L_к^2}{8h},$$

де $q_к$ - вага 1м каната, Н/м;
$L_к$ – максимальна довжина каната, який вільно звисає, $L_к$=4,7 м;
h – величина провисання тягового каната, м.

Величина провисання h, м,

$$h = \left(\frac{1}{50}\cdots\frac{1}{100}\right)\cdot L_к.$$

Приймаємо $h = \frac{1}{75}L_к$.

Опір від сили тиску вітру на торець ланки W_5, Н,

$$W_5 = p_в\cdot F_{зв},$$

де $p_в$ - тиск вітру, Па;
$F_{зв}$ – площа торця ланки з урахуванням її провисання, $F_{зв}$= 0,8 м^2.

Опір переміщення вантажних візків від прогину стріли W_6, Н,

$$W_б = \left(G_{зв} + G_{тр} + G_т\right)\frac{f_c}{a+в},$$

де f_c - прогин стріли на місці переднього візка, приймаємо f_c = 35 см;
$a+в$ - довжина консолі крана, ($a+в$) = 18800 см (див. рисунки 3 і 4).

Тягове зусилля з урахуванням ККД обвідних блоків S_m, Н,

$$S_m = \frac{W_o}{\eta^2},$$

де W_o – загальний опір, Н;
η_o - ККД обвідного блока, η_o=0,98 [5].

Потужність привода тягової лебідки для встановленого руху N, кВт,

$$N = \frac{S_m \cdot V_к}{1000\eta_б\eta_р},$$

де S_m - тягове зусилля, Н;
$V_к$ - швидкість намотування каната на барабан тягової лебідки, $V_к$=0,15м/с;
$\eta_б$ - ККД барабана, $\eta_б$ = 0,97 [5];
$\eta_р$ - ККД редуктора. Приймаємо $\eta_р$ = 0,9.

За отриманим числовим значенням за каталогом вибирають електродвигун постійного струму.

Завдання 2 Визначити потужність привода тягової лебідки за даними варіантів (таблиця 2).

Таблиця 2 – Вихідні дані для визначення потужності привода лебідки

Варіант	$G_{зв}$, кН	$G_{тр}$, кН	$G_{т}$, кН	$k_{р}$	i	q_{k}, Н/м	$P_{в}$
1	180	20	7,8	1,5	0,01	5,9	490
2	175	22	7,6	1,6	0,012	6,4	480
3	170	24	7,4	1,7	0,014	7,2	470
4	165	26	7,2	1,8	0,016	7,6	460
5	160	28	7,0	1,5	0,010	5,9	450
6	180	20	7,0	1,6	0,012	6,4	440
7	175	22	7,2	1,7	0,014	7,2	430
8	170	24	7,4	1,8	0,016	7,6	420
9	165	26	7,6	1,5	0,010	5,9	410
10	160	28	7,8	1,6	0,012	6,4	400
11	180	20	7,0	1,7	0,014	7,2	390
12	175	22	7,2	1,8	0,016	7,6	380
13	170	24	7,4	1,5	0,01	5,9	370
14	165	26	7,6	1,6	0,012	6,4	360
15	160	28	7,8	1,7	0,014	7,2	350
16	180	20	7,0	1,8	0,016	7,6	340
17	175	22	7,2	1,5	0,01	5,9	330
18	170	24	7,4	1,6	0,012	6,4	320
19	165	26	7,6	1,7	0,014	7,2	310
20	160	28	7,8	1,8	0,016	7,6	300
21	180	20	7,0	1,5	0,01	5,9	290
22	175	22	7,2	1,6	0,012	6,4	280
23	170	24	7,4	1,7	0,014	7,2	270
24	165	26	7,6	1,8	0,016	7,6	260
25	160	28	7,8	1,5	0,01	5,9	250
26	180	20	7,0	1,6	0,012	6,4	240
27	175	22	7,2	1,7	0,014	7,2	230
28	170	24	7,4	1,8	0,016	7,6	220
29	165	26	7,6	1,5	0,01	5,9	210
30	160	28	7,8	1,6	0,012	6,4	200

3 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПРИВОДА ЛЕБІДКИ ДЛЯ ПЕРЕТЯГУВАННЯ ПАКЕТІВ

Потужність привода лебідки для перетягування пакетів *N*, кВт,

$$N = \frac{S_k \cdot V_л}{1000\eta_n},$$

де S_k - тягове зусилля каната на барабані лебідки, Н;

$V_л$ - швидкість намотування каната на барабан, м/с. Приймаємо $V_л$= 0,4...0,5 м/с;

η_n - ККД привода лебідки, η = 0,9 [1].

Тягове зусилля в канаті S_k, Н,

$$S_k = W_1 + W_2 + W_3 + W_4,$$

де W_1 - опір тертю у роликових конвеєрах від ваги пакетів ланок, Н;

W_2 - опір від піднімання колії та її ухилу, Н;

W_3 - опір тертю у роликах конвеєра від поперечних горизонтальних сил, які виникають при перетягуванні пакета на криволінійній ділянці та згинанні нижньої ланки, Н;

W_4 - опір від тертя у вертикальних відхиляючих роликах, які розташовані на укладальному крані, Н.

Опір тертю у роликових конвеєрах від ваги пакетів W_1, Н,

$$W_1 = \frac{2G_{пак}}{D_p}(\mu_1 + f\frac{d}{2}) \cdot Z_{пак} \cdot k_p,$$

де $G_{пак}$ - вага пакетів ланок, Н;

μ_1 - коефіцієнт тертя кочення рейок об ролики, μ_1 = 0,06 см [1];

f - коефіцієнт тертя кочення в шарикопідшипниках роликів, f = 0,02 [3];

d - діаметр цапфи ролика, d = 4 см;

D_p - діаметр ролика, D_p = 12 см;

$Z_{пак}$ - кількість пакетів ланок, шт;

k_p - коефіцієнт збільшення тертя рейок об реборди роликів, k_p= 1,5 [3].

Опір від підйому колії на ухилі W_2, Н,

$$W_2 = G_{пак} \cdot Z_{пак} \cdot i_y ,$$

де $G_{пак}$ - вага пакетів ланок, Н;
$Z_{пак}$ - кількість пакетів;
i_y - ухил колії.

Опір тертю у роликових конвеєрах від поперечних горизонтальних сил, які виникають при перетягуванні пакета ланок на криволінійній ділянці та згинанні нижньої ланки, Н,

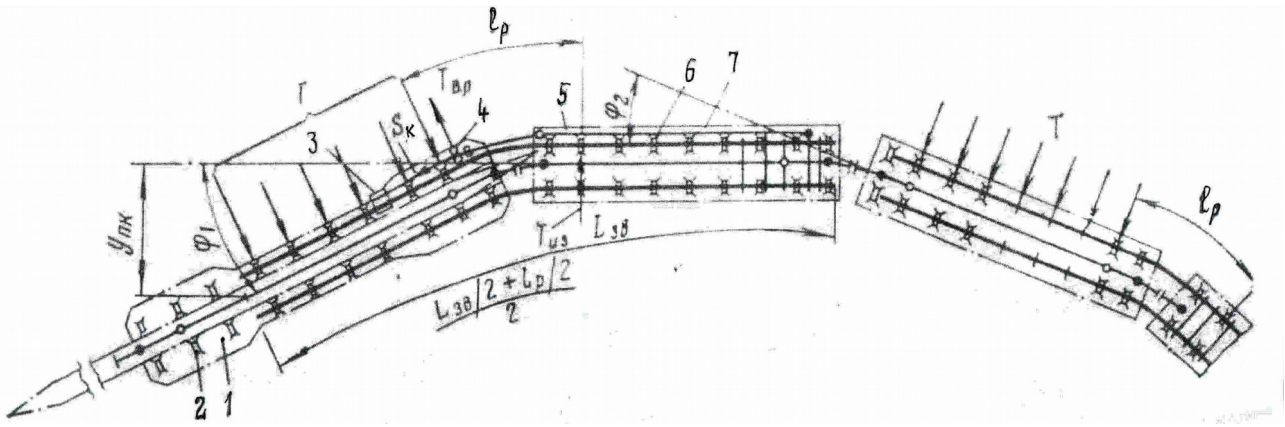
$$W_3 = \frac{2T}{D_{реб}}(\mu_1 + f\frac{d}{2})Z_{пак} \cdot k_p ,$$

де T - сила тертя у роликах конвеєра від поперечних горизонтальних сил, Н (рисунок 5);
$D_{реб}$ - діаметр ролика по реборді у місці дотику її з рейками, $D_{реб}$ =15 см.

Сила тертя у роликах конвеєра від поперечних горизонтальних сил T, Н,

$$T = \frac{(G_{пак} - G_{зв}) \cdot f_2 \cdot (\frac{L_{зв}}{2} + \frac{\ell_p}{2})}{4 \cdot (\frac{a}{2} + \ell_p)} + Q,$$

де f_2 - коефіцієнт тертя ковзання шпал об рейки.
Для залізобетонних шпал f_2 = 0,4;
$L_{зв}$ - довжина ланки, $L_{зв}$ = 2500 см;
ℓ_p - відстань між роликами, які згинають ланку, ℓ_p = 500 см;
Q - поперечне зусилля, Н;
a - довжина роликового конвеєра, при якій виникає найбільший згинаючий момент у нижній ланці, а = 1000 см.



1 - укладальний кран; 2 - роликовий конвеєр; 3 - лебідка для перетягування пакетів; 4 - вертикальні направляючі ролики тягового каната; 5 - живильна платформа; 6 - роликовий конвеєр платформи; 7 - пакет ланок

Рисунок 5 - Схема перетягування пакета на криволінійній ділянці колії та діючі сили

Поперечна сила Q, Н,

$$Q = -\frac{384EI_y k_ж}{433a^3} \cdot \left(\frac{L_{зв}}{2} + \frac{\ell_р}{2}\right) \cdot tg\varphi_1,$$

де E - модуль пружності сталі, $E = 20{,}6 \cdot 10^6$ Па [3];

I_y - момент інерції двох рейок відносно вертикальної осі, $I_y = 2 \cdot 567 = 1128$ см^4 [3];

$k_ж$ - коефіцієнт жорсткості колійної решітки, $k_ж = 3{,}9$ [3];

φ_1 - кут повороту повздовжніх осей укладального крана та платформи, яка обладнана живленням. На кривій малого радіуса R = 400 м, $\varphi_1 = 2^o\ 18'$.

Сила опору у вертикальних відхиляючих роликах, які розташовані на укладальному крані W_4, Н,

$$W_4 = \frac{2T_{вр}}{D_{вр}} \cdot \left(\mu_1 + f\frac{d_{вр}}{2}\right) \cdot Z_{вр} \cdot k_2,$$

де $T_{вр}$ - горизонтальне зусилля у вертикальних відхиляючих роликах, Н;

$D_{вр}$ - діаметр вертикального ролика, см;

$d_{вр}$ - діаметр цапфи вертикального ролика, см;

$Z_{вр}$ - число пар вертикальних роликів, $Z_{вр}$=4;

k_2 - коефіцієнт, враховуючий тертя рейок об реборди роликів, k_2= 1,5 [3].

Горизонтальне зусилля у вертикальних відхиляючих роликах $T_{вр}$, Н,

$$T_{вр} = 2 \cdot S_k \cdot cos(90 - \varphi_1).$$

На підставі отриманих числових даних вибирається необхідна потужність привода лебідки для перетягування пакетів ланок.

Завдання 3 Визначити потрібну потужність і тип електродвигуна лебідки для перетягування пакетів за вихідними даними, які наведені в таблиці 3.

Таблиця 3 – Вихідні дані для визначення потужності привода лебідки

Варіант	$G_{зв,}$	Кількість		i_y		

	кН	ланок в пакеті	$Z_{пак}$		$D_{вр}$, см	$d_{вр}$,см
1	170	4	2	0,012	12	3
2	175	5	3	0,013	13	3,5
3	180	4	2	0,014	14	4
4	170	5	3	0,015	15	4,5
5	175	4	2	0,016	12	3
6	180	5	3	0,017	13	3,5
7	170	4	2	0,018	14	4
8	175	5	3	0,020	15	4,5
9	180	4	2	0,012	12	3
10	170	5	3	0,013	13	3,5
11	175	4	2	0,014	14	4
12	180	5	3	0,015	15	4,5
13	170	4	2	0,016	12	3
14	175	5	3	0,017	13	3,5
15	180	4	2	0,018	14	4
16	170	5	3	0,02	15	4,5
17	175	4	2	0,012	12	3
18	180	5	3	0,013	13	3,5
19	170	4	2	0,014	14	4
20	175	5	3	0,015	15	4,5
21	180	4	2	0,016	12	3
22	170	5	3	0,017	13	3,5
23	175	4	2	0,018	14	4
24	180	5	3	0,02	15	4,5
25	170	4	2	0,012	12	3
26	175	5	3	0,013	13	3,5
27	180	4	2	0,014	14	4
28	170	5	3	0,015	15	4,5
29	175	4	2	0,016	12	3
30	180	5	3	0,017	13	3,5

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Путевые машины: Учеб. для вузов ж.-д. транспорта/ С.А. Соломонов, М.В. Попович, В.М. Бугаенко и др.; Под ред. С.А. Соломонова: - М.:Желдориздат, 2000. - 756 с.

2 Стефанов Б.М., Євтушенко А.В. Машини для укладання

колії: Конспект лекцій - Харків: УкрДАЗТ, 2005. - 28 с.

3 Путевые машины: Учеб. для вузов ж.-д. транспорта / С.А. Соломонов, М.В. Попович, Б.Н.Стефанов и др. - М.: Транспорт, 1985. - 375 с.

4 Машины и механизмы для путевого хозяйства. Учеб. для техникумов ж.-д. транспорта; Под ред С.А. Соломонова. - М.: Транспорт, 1984. - 440 с.

5 Кузьмин А.В., Марон Ф.Л. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин. - Минск: Вышэйш. шк., 1983. - 350 с.

6 Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины: Учеб. для машиностроительных вузов. - М.: Машиностроение, 1983. - 487 с.

7 Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. – К.: Харків, 1994. - 267 с.