

БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

**Кафедра будівельних, колійних та вантажно-
розвантажувальних машин**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**до практичних занять
з дисципліни**

«КОЛІЙНІ МАШИНИ»

Частина 3

Харків – 2019

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин 7 травня 2018 р., протокол № 10.

Методичні вказівки призначені для виконання практичних робіт з дисципліни «Колійні машини» студентами спеціальності 133 – Галузеве машинобудування (освітня програма – Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, колійні машини та обладнання) всіх форм навчання.

Укладачі:

доценти А. В. Євтушенко,
А. М. Кравець

Рецензент

доц. Г. М. Афанасов

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до практичних занять

з дисципліни
«КОЛІЙНІ МАШИНИ»

Частина 3

Відповідальний за випуск Євтушенко А. В.

Редактор Третьякова К. А.

Підписано до друку 01.06.18 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 2,0. Тираж 35. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Український державний університет
залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейербаха, 7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.

ЗМІСТ

1	Методика визначення тягового зусилля під час роботи комплексу СЗП-600.....	4
2	Методика розрахунку вигрібного пристрою машин типу RM-80 UHR.....	13
3	Методика тягового розрахунку тракторного колієукладача ПБ-3М.....	25
4	Методика визначення потужності електродвигунів на механізмах підняття та зсуву колійної решітки електробаластерами ЕЛБ-3М і ЕЛБ-3ТС.....	31
	Список літератури.....	38

1 МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ТЯГОВОГО ЗУСИЛЛЯ ПІД ЧАС РОБОТИ КОМПЛЕКСУ СЗП-600

При тяговому розрахунку передбачається: оцінити тягові характеристики застосовуваних засобів тяги, зусилля в елементах привода, гальмівні властивості машини, скласти технології роботи машини.

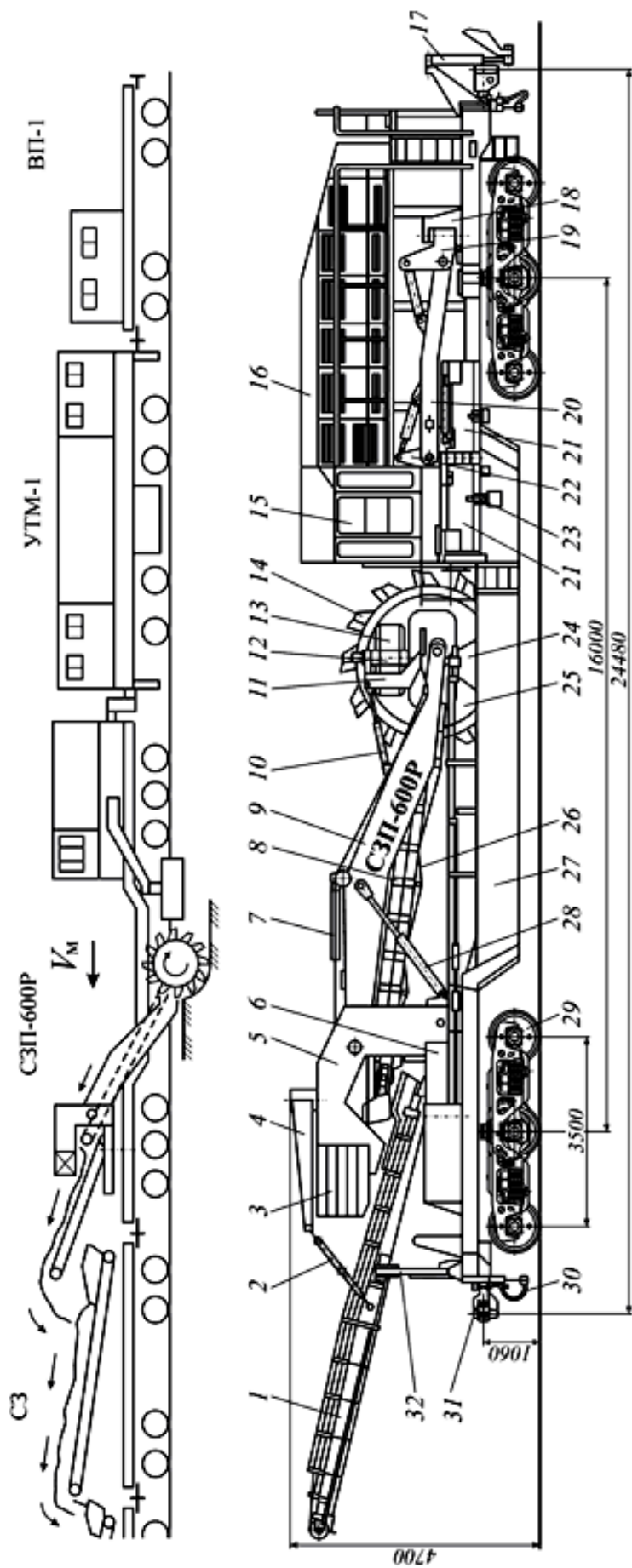
За розрахункове положення приймаємо роботу машини СЗП-600 зі складом для забруднювачів (СЗ) на ухилі криволінійної ділянки колії з вагоном прикриття (ВП-1). Пересувається цей рухомий склад універсальним тяговим модулем (УТМ-1) (рисунок 1.1). (*Примітка* – при роботі машини СЗП-600 у відвал з поверненим конвеєром опір пересуванню комплексу буде меншим). При пересуванні вказаного рухомого складу (УТМ-1, СЗП-600, СЗ, ВП-1) працює ротор і одна сторона плугів машини. При роботі рухомого складу виникають такі опори: $W_{сз}$ – опір пересуванню складу для забруднювачів СЗ, $W_{сзп-600}$, $W_{утм}$, $W_{вп}$ – опори пересуванню машини СЗП-600, тягового модуля УТМ-1 і вагона прикриття ВП-1. Кожний з цих опорів складається з опору пересуванню машини як рухомої одиниці, опору від ухилу і в кривій; крім цього, виникають ще опори на робочих органах машини СЗП-600. Схема розташування робочих органів машини СЗП-600 наведена на рисунку 1.2. Опори визначаються так само, як для будь-якої рухомої одиниці на залізничному ході.

Опір пересуванню машини як рухомої одиниці W_1 , Н,

$$W_1 = \omega_0'' \cdot G_M^{об}, \quad (1.1)$$

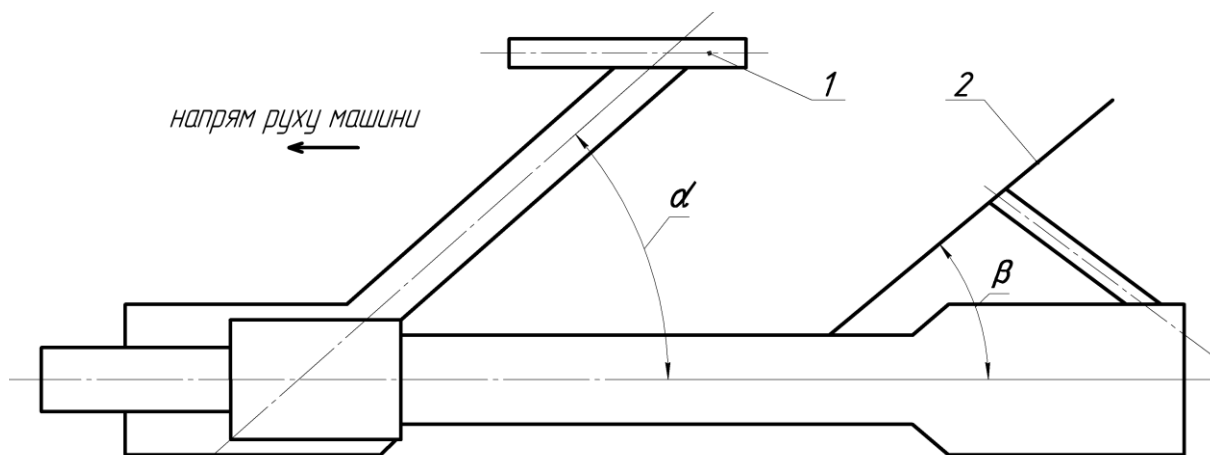
де ω_0'' – основний питомий опір, який залежить від типу підшипників колісних пар, навантаження на вісь, швидкості пересування, наявності привода пересування, Н/кН (таблиця 1.1);

$G_M^{об}$ – вертикальне навантаження, яке діє на машину від її ваги і сил взаємодії робочих органів, кН (таблиця 1.2).



1, 8 і 26 – розвантажувальний, основний та очисний конвеєри; 2 – механізм нахилу розвантажувального конвеєра; 3 – противага; 4 – поворотна укосина; 5 – поворотна кліть; 6 – опора кліті; 7 – механізм повороту ротора в плані; 9 – стріла; 10 – гідроциліндр нахилу ротора; 11 і 13 – кронштейни нахилу і закріплення рами ротора; 12 – вісь горизонтального повороту ротора; 14 – багатокіштовий ротор; 15 – кабіна управління; 16 – відсік насосної станції та апаратів управління; 17 – опорний механізм; 18 – кронштейн; 19 – коренева частина; 20 – балка; 21 – відвали плуга; 22 – поворотний кронштейн плуга; 23 – транспортні упори плуга; 24 – кронштейн ротора; 25 – рама ротора; 27 – рама машини; 28 – гідроциліндри нахилу стріли ротора; 29 – ходові візки; 30 – гальмівна система; 31 – автозчепи

Рисунок 1.1 – Комплекс СЗП-600



1 – ротор; 2 – плуг

Рисунок 1.2 – Схема розташування робочих органів машини СЗП-600

Таблиця 1.1

Ходове обладнання і навантаження на одну вісь	Основний питомий опір, Н/кН
Чотиривісні на підшипниках ковзання і шестивісні на роликівих підшипниках при $q_0 > 60$ кН	$\omega_0'' = 0,7 + \frac{80 + v + 0,025 \cdot v^2}{q_0}$
Чотиривісні на підшипниках ковзання при $q_0 < 60$ кН	$\omega_0'' = 1,5 + 0,045 \cdot v + 0,00027 \cdot v^2$
Чотири- і шестивісні на роликівих підшипниках при $q_0 < 60$ кН	$\omega_0'' = 1,0 + 0,044 \cdot v + 0,00024 \cdot v^2$
Чотиривісні на роликівих підшипниках при $q_0 > 60$ кН	$\omega_0'' = 0,7 + \frac{30 + v + 0,025 \cdot v^2}{q_0}$
<i>Примітка</i> – q_0 – навантаження на одну вісь, кН; v – швидкість, км/год; при $v =$ від 0 до 10 км/год приймають $v = 10$ км/год	

Опір від ухилу колії W_2 , Н,

$$W_2 = i \cdot G_M^{об}, \quad (1.2)$$

де i – ухил колії, ‰ (таблиця 1.3);

$G_M^{об}$ – вертикальне навантаження, яке діє на машину від її ваги і сил взаємодії робочих органів, кН (таблиця 1.2).

Таблиця 1.2 – Технічні характеристики машин

Марка машини	Вага машини, кН	Вантажо-підйомність, т
СЗП-600	1040	-
ВП-1	290	-
УТМ-1	760	-
Вагон складу для забруднювачів:		
- піввагон МЗВ 30.01;	280	54
- кінцевий розвантажувальний вагон МВВ 900.1	440	22
<i>Примітки:</i> 1) піввагон МЗВ 30.01; кінцевий розвантажувальний МВВ 900.1 (виробництво МТХ Прага); 2) при тяговому розрахунку потрібно враховувати вагу машин, вагу вантажу у вагонах СЗ та їх кількість; 3) при роботі використовують 10 піввагонів МЗВ 30.01 та один кінцевий розвантажувальний вагон МВВ 900.1		

Опір при русі машини в кривій W_3 , Н,

$$W_3 = G_m^{об} \cdot \frac{700}{R}, \quad (1.3)$$

де R – радіус кривої, м (таблиця 1.3);

$G_m^{об}$ – вертикальне навантаження, яке діє на машину від її ваги і сил взаємодії робочих органів, кН (таблиця 1.2).

Опір від різання баласту плугом машини СЗП-600, W_4 , Н,

$$W_4 = k \cdot b \cdot h \cdot n, \quad (1.4)$$

де k – питомий опір баласту різанню, Н/м² (таблиця 1.3);

b – довжина різальної кромки плуга, $b = 3,45$ м;

h – товщина шару стружки, яку зрізають. Приймаємо $h_1 = 0,05$ м;

n – кількість плугів, які одночасно знаходяться у роботі. Приймаємо $n = 1$.

Опір переміщенню призми волочіння перед плугом W_5 , Н,

$$W_5 = \frac{H^2}{2 \cdot \operatorname{tg}\varphi} b \cdot \rho \cdot g \cdot f, \quad (1.5)$$

де H – розрахункова висота призми волочіння, м. Приймаємо $H=0,3$ м;

φ – кут природнього укосу ґрунту, $\varphi = 40^\circ$;

ρ – щільність ґрунту в розпушеному стані, $\rho = 1600$ кг/м³;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,8$ м/с²;

f – коефіцієнт тертя ґрунту по ґрунту (таблиця 1.3).

Опір переміщенню призми волочіння вздовж плуга W_6 , Н,

$$W_6 = \frac{H^2}{2 \cdot \operatorname{tg}\varphi} b \cdot \rho \cdot g \cdot f \cdot f_1, \quad (1.6)$$

де f_1 – коефіцієнт тертя ґрунту по сталі (таблиця 1.3).

Опір від роботи ротора W_7 , Н,

$$W_7 = \frac{1000 \cdot N_p \cdot \cos\delta}{V_p}, \quad (1.7)$$

де N_p – потужність привода ротора, $N_p = 55$ кВт;

V_p – швидкість руху ротора, $V_p = 2,17$ м/с;

δ – середній кут нахилу забою до горизонту, $\delta = 15^\circ$.

Опір W , який виникає при роботі комплексу СЗП-600, Н,

$$W = W_{сз} + W_{сзп-600} + W_{утм} + W_{вп}, \quad (1.8)$$

де $W_{сз}$ – опір пересуванню складу для забруднювачів СЗ, Н;

$W_{сзп-600}$ – опір пересуванню машини СЗП-600, Н;

$W_{утм}$ – опір пересуванню тягового модуля УТМ-1, Н;

$W_{вп}$ – опір пересуванню вагона прикриття ВП-1, Н.

Таблиця 1.3 – Варіанти розрахункових даних до практичної роботи

Варіант	Ухил колії, ‰	Радіус кривої, м	Питомий опір баласту різанню, кН/м ²	Коефіцієнт тертя ґрунту по ґрунту, f	Кут розкриття плуга, град α	Коефіцієнт тертя ґрунту по сталі, f₁
1	5	100	50	0,6	30	0,3
2	6	110	60	0,7	40	0,4
3	7	120	70	0,8	50	0,5
4	8	130	80	0,6	60	0,6
5	9	140	90	0,7	70	0,3
6	10	150	100	0,8	30	0,4
7	5	100	90	0,8	40	0,5
8	6	110	100	0,6	50	0,6
9	7	120	50	0,7	60	0,3
10	8	130	60	0,8	70	0,4
11	9	140	70	0,8	40	0,5
12	10	150	80	0,6	30	0,6
13	5	100	100	0,7	40	0,3
14	6	110	90	0,6	50	0,4
15	7	120	70	0,7	60	0,3
16	8	130	80	0,8	70	0,3
17	9	140	50	0,6	30	0,4
18	10	150	60	0,7	30	0,5
19	5	100	70	0,8	40	0,6
20	6	100	80	0,6	50	0,3
21	7	110	50	0,6	60	0,4
22	8	120	50	0,7	70	0,3
23	9	130	60	0,8	30	0,4
24	10	140	70	0,6	30	0,5
25	5	150	80	0,7	40	0,6

Порядок виконання роботи

1 Визначити опори з урахуванням ваги машин, кількості машин та ваги ґрунту у вагонах. Швидкість пересування комплексу СЗП-600 під час виконання робіт складає від 0,3 до 3 км/год (прийняти згідно з рекомендаціями у таблиці 1.1).

2 Побудувати діаграму опорів у вигляді стовбців (гістограму) і визначити найбільший з них опір. Проаналізувати, яким чином можна знизити величину максимального опору, якщо це можливо.

3 Скласти рівняння тягового балансу

$$T = \mu \cdot \Sigma W_i, \quad (1.9)$$

де μ – коефіцієнт запасу по тяговому зусиллю, $\mu = 1,2$;

T – сила тяги, Н. Приймається відповідно до даних таблиці 1.4;

ΣW_i – сума проєкцій опорів на повздовжню вісь машини, Н.

4 Проаналізувати рівняння (1.9): достатньо чи ні сили тяги УТМ-1. Технічні характеристики тягових модулів наведено в таблиці 1.4. Якщо ні, то навести технічні пропозиції, які зробили б можливим проведення робіт комплексом СЗП-600 на даній ділянці колії з урахуванням її характеристики (величини ухилу і кривої, таблиця 1.3).

5 У звіті з практичної роботи нарисувати схему машини (рисунок 1.2) і позначити на ній опори, що діють на всі машини комплексу СЗП-600.

Таблиця 1.4 – Технічні характеристики тягових модулів

Параметр	Значення параметра								
	ТЕУ-400	УТМ-1	УТМ-1А	ПТМ-630	УТМ-2	УТМ-2М	ТЕУ-630	ПА-300	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Потужність силової установки по генератору, кВт	400	400	400	630	800	640	630	340	
Сила тяги, кН (тс): - у транспортному режимі - максимальна:	19,6 (2)	80,4 (8,2)	80,4 (8,2)	235,4-МР 166,8-ІІР (24-МР) (17-ІІР)	137,3 (14,0)	-	112,2 (11,4)	-	
- у робочому режимі максимальна: - реалізована при експлуатації за умовами зчеплення (без піску)	137 (14)	183,7 (18)	183,7 (18)	244,8 (24)	265,2 (26)	265,2 (26)	235,4 (24)	-	
Швидкість руху в робочому режимі, км/год	0,05-0,5	0,05-0,5 0,05-3,0	0,05-0,5	0,06-0,6 0,6-1,2	0,05-0,5	0,05-0,5	0,05-0,5 0,05-4,6	0,05-0,5	
Максимальна швидкість руху в транспортному режимі на площаді, км/год: - за ТУ - фактично	80 65	65 74	65 74	80 80	80 80	80 -	80 -	80 -	

Продовження таблиці 1.4

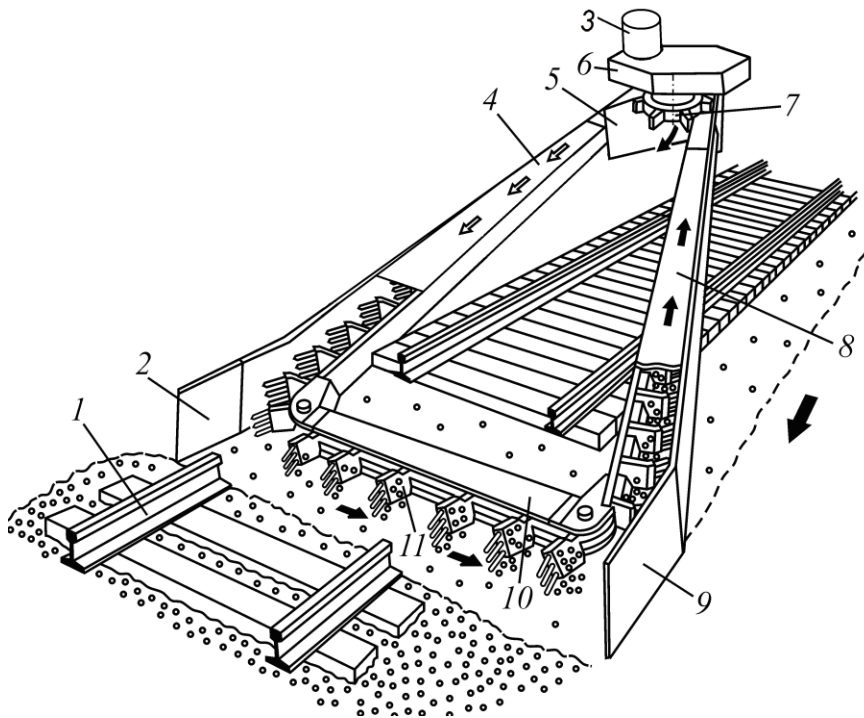
Параметр	Значення параметра									
	ТЕУ-400	УТМ-1	УТМ-1А	УТМ-2	ПТМ-630	УТМ-2	УТМ-2М	ТЕУ-630	ТЕУ-8	ПА-300
1	2	3	4	5	6	7	8	9		
Габаритні розміри, мм - довжина по вісях авт озчепів - ширина	14500	14420	14420	16580	17180	17180	16300	14100	16300	14100
Мінімальний радіус прохідних кривих, м	100	120	120	120	120	120	125	90	125	90
Маса, т	56	76	76	80	90	90	90	54,6	90	54,6
Навантаження від колісної пари на рейки, не більше кН (тс)	152 (15,5)	188,7 (19,2)	188,7 (19,2)	196,6 (20)	221,2 (22,5)	221,2 (22,5)	221,2 (22,5)	134,2 (13,65)	221,2 (22,5)	134,2 (13,65)

2 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ВИГРІБНОГО ПРИБОРУ МАШИН ТИПУ RM-80 UHR

Щебенеочисна самохідна машина RM-80UHR фірми Plasser-Theurer (Австрія) призначена для очищення баластної призми на залізничних коліях всіх типів і стрілочних переводів від забруднювачів і повернення очищеного щебеню у колію. Машина може забезпечити максимальне піднімання колії на висоту до 150 мм; зсув колії – 300 мм вправо і вліво від осі колії; видалення баласту на перегонах і стрілочних переводах на глибину до 1,0 м нижче рівня головки рейки; повернення очищеного баласту в колію й розподіл його по баластовій призмі; відведення забруднювача на відстань до 7 м у польову сторону від колії, а також подачу у вагони, розташовані на сусідній колії або перед машиною; очищення верхньої поверхні шпал.

Вигрібний пристрій (рисунок 2.1) виконано за аналогією з конструкцією вигрібних пристроїв машин типу ОТ-400, СЧ-600 (СЧ-601, СЧ-1000, СЧ-1200), СЧУ-800, ЩОМ-6Б, С-411, С-75, RM-90, RM-900, RM-2002 та ін. з похилим жолобом, змонтованим на вертикальних похилих стійках і таких, що вирізають щебінь з підняттям рейко-шпальної решітки. Поперечна підколійна балка 10 довжиною 4000 мм для збільшення ширини вирізання щебеню може подовжуватися в обидві сторони від осі колії за рахунок установлення двох додаткових елементів довжиною по 500 мм кожен. Скребок ланцюг 11 має скребки висотою по 250 мм з чотирма знімними зубами. Швидкість руху тягового ланцюга регулюється у діапазоні від 2,4 до 4,0 м/с. Переміщення у горизонтальній площині, піднімання і опускання вигрібного пристрою, а також зарядка поперечної підколійної балки здійснюються гідроциліндрами. В робочому стані вигрібний ланцюг має: горизонтальну ділянку, яка розташована поперек колії, занурена у призму і призначена для вирізання баласту і переміщення його за межі колійної решітки; нахилену завантажену ділянку 8, що розміщена в жолобі і переміщує вирізаний баласт вгору до вібраційного грохота; ділянку розвантаження, на якій відбувається пересипання баласту в грохот; нахилену ділянку 4,

що розміщена в жолобі, по якому ланцюг повертається вниз до місця вирізання баласту.



1 – рейко-шпальна решітка; 2, 9 – підгрібні крила; 3 – гідромотор;
 4, 8 – правий і лівий жолоби; 5 – розвантажувальний жолоб;
 6 – редуктор привода робочого органа; 7 – приводна зірочка;
 10 – змінна поперечна (підколійна) балка; 11 – скребковий ланцюг

Рисунок 2.1 – Ланцюговий скребковий робочий орган

Зміна напрямку вигрібного ланцюга виконується за рахунок відхильних зірочок і роликів. Рух ланцюга відбувається від ведучої зірочки, яка знаходиться у місці вивантаження вирізаного баласту.

Робоча і холоста гілки вигрібного ланцюга нахилені у робочому стані на кут $\alpha = 30^\circ$. Залежно від глибини баласту, який вирізається і місця, де вирізається баласт, ширина горизонтальної частини може бути довжиною від 4 до 7,7 м.

Визначаємо параметри вигрібного ланцюга.

Продуктивність вигрібного пристрою $P_{вп}$, $m^3/год$, як основного робочого органа щибенеочисної машини, повинна прирівнюватися до продуктивності самої машини P_m , $m^3/год$. Отже,

$$P_{вт} = P_m \quad (2.1)$$

Тоді швидкість вигрібного ланцюга $V_{ц}, м/с$,

$$V_{ц} = \frac{\Pi_{вп} \cdot K_p}{3600 \cdot b \cdot h \cdot K_h}, \quad (2.2)$$

де $\Pi_{вп}$ – продуктивність вигрібного пристрою, $м^3/год$.
Приймаємо згідно із завданням (таблиця 2.1);

K_p – коефіцієнт розпушування баласту, $K_p = 1,1$;

b – ширина лопаток вигрібного ланцюга, $b = 0,25$ м;

h – висота лопаток вигрібного ланцюга, $h = 0,28$ м;

K_h – коефіцієнт наповнення жолоба і простору між лопатками при транспортуванні, $K_h = 0,8$.

Визначаємо потужність привода вигрібного ланцюга. Схема розрахунку наведена на рисунку 2.2. Розрахунок здійснюємо методом обходу по контуру з визначенням натягу в характерних точках ланцюга. Мінімальний натяг вигрібного ланцюга буде в точці 1 – точці сходу його з приводної зірочки (позиція 7 на рисунку 2.1). Приймаємо величину цього натягу S_1 , Н, згідно із завданням (таблиця 2.1).

Тоді натяг у точці 2 S_2 , Н,

$$S_2 = S_1 + W_{1-2}, \quad (2.3)$$

де W_{1-2} – опір на проміжку 1-2 вигрібного ланцюга, на цьому проміжку проходить рух по жолобу в холостому режимі, Н.

Величина опору W_{1-2} , Н,

$$W_{1-2} = q_{ц} \cdot (\omega_{ц} \cdot L_r - H), \quad (2.4)$$

де $\omega_{ц}$ – коефіцієнт опору руху ланцюга. Приймаємо для розрахункової умови $\omega_{ц} = 0,12$;

$q_{ц}$ – погонна вага вигрібного ланцюга, $q_{ц} = 500$ Н;

L_r – довжина горизонтальної проекції холостої гілки конвеєра,
 $L_r = 8,7$ м;

H – висота опускання холостої гілки конвеєра, $H = 5$ м.

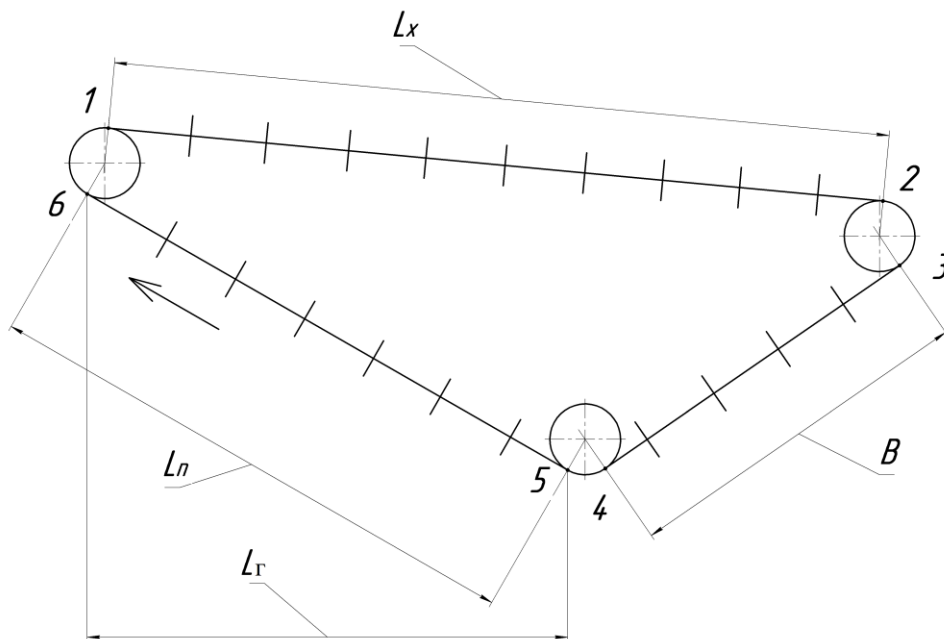


Рисунок 2.2 – Схема для розрахунку потужності приводу вигрібного ланцюга

Натяг у точці 3 S_3 , Н,

$$S_3 = G \cdot S_2, \quad (2.5)$$

де G – коефіцієнт, що враховує опір, який виникає при огинанні вигрібним ланцюгом зірочки, $G = 1,08$.

Натяг у точці 4 S_4 , Н,

$$S_4 = S_3 + W_{3-4}, \quad (2.6)$$

де W_{3-4} – опір, який виникає на проміжку 3-4.

На ділянці 3-4 відбувається вигрібання баласту з баластної призми і його поперечне переміщення при поступальному русі машини.

Визначаємо опір W_{3-4} , Н,

$$W_{3-4} = W_p + W_n + W_{тб} + W_{тц}, \quad (2.7)$$

де W_p – опір від різання баласту лопатками, Н;

W_n – опір від переміщення баласту, вирізаного лопатками, поперек колії і вздовж руху ланцюга, Н;

$W_{тб}$ – опір від тертя баласту об баласт при його русі, Н;

$W_{тц}$ – опір від тертя вигрібного ланцюга об напрямну поперечної підколійної балки, Н.

З урахуванням неврахованих опорів опір W_{3-4} , Н,

$$W_{3-4} = (W_p + W_n + W_{тб} + W_{тц}) \cdot k, \quad (2.8)$$

де k – коефіцієнт, що враховує додаткові опори. Приймаємо $k = 1,25$.

Опір від різання баласту лопатками W_p , Н,

$$W_p = k_p \cdot b_l \cdot h_l \cdot n, \quad (2.9)$$

де k_p – питомий опір різання баласту лопатками (таблиця 2.1), Н/м²;

b_l – ширина лопатки ланцюга, $b = 0,25$ м;

h_l – товщина середнього шару баласту, який зрізається однією лопаткою, м;

n – кількість лопаток, які одночасно знаходяться у робочому стані на горизонтальному проміжку, шт.

Товщина шару баласту, що зрізається однією лопаткою h_l , м,

$$h_l = V_m \cdot \frac{t}{V_{ц}}, \quad (2.10)$$

де V_m – робоча швидкість машини, м/с;

t – відстань між лопатками вигрібного ланцюга, $t = 0,4$ м;

$V_{ц}$ – швидкість руху вигрібного ланцюга, м/с (згідно із формулою (2.2)).

Робоча швидкість машини V_m , м/с,

$$V_m = \frac{P_m}{3600 \cdot B \cdot H}, \quad (2.11)$$

де B – ширина баластової призми, що вирізається, $B = 4$ м;

H – глибина шару баласту, що вирізається, $H = 0,6$ м.

P_m – продуктивність машини, м³/год (таблиця 2.1).

Примітка – приймаємо, що при роботі на перегоні ширина баластової призми, що вирізається, становить $B = 4$ м, а середня глибина – $H = 0,6$ м.

Кількість лопаток, які знаходяться у роботі одночасно,

$$n = \frac{B}{t}, \quad (2.12)$$

де B – довжина горизонтального проміжку ланцюга, на якому проходить вирізання баласту, $B = 7,7$ м;

t – відстань між лопатками вигрібного ланцюга, $t = 0,4$ м.

Примітка – результат округлити до цілого в більшу сторону.

Опір від переміщення баласту, вирізаного лопатками, поперек колії і вздовж руху ланцюга, N ,

$$W_n = G_b \cdot f, \quad (2.13)$$

де G_b – вага баласту, який переміщується поперек колії, N ;

f – коефіцієнт тертя баласту об баласт, $f = 0,8$.

Вага баласту G_b , що зрізається, N ,

$$G_b = V_b \cdot \gamma, \quad (2.14)$$

де V_b – об'єм баласту, м³;

γ – щільність баласту, $\gamma = 18000 \text{ Н/м}^3$.

Об'єм баласту

$$V_{\text{б}} = b_{\text{л}} \cdot h_{\text{л}} \cdot B, \quad (2.15)$$

де $b_{\text{л}}$ – ширина лопатки ланцюга, $b = 0,25 \text{ м}$;

$h_{\text{л}}$ – висота лопаток, $h_{\text{л}} = 0,28 \text{ м}$;

B – довжина ділянки 3-4, $B = 7,7 \text{ м}$ (рисунок 2.2).

Опір від тертя баласту об баласт баластної призми $W_{\text{тб}}$, Н,

$$W_{\text{тб}} = G_{\text{б}} \cdot f_1, \quad (2.16)$$

де f_1 – коефіцієнт тертя баласту, який переміщується лопатками, об баласт баластної призми, $f_1 = 1$.

Опір від тертя вигрібного ланцюга об напрямну поперечної підколійної балки $W_{\text{тц}}$, Н,

$$W_{\text{тц}} = G_{\text{ц}} \cdot f_2, \quad (2.17)$$

де $G_{\text{ц}}$ – вага ланцюга на поперечній балці, Н;

f_2 – коефіцієнт тертя ланцюга об напрямні, $f_2 = 0,3$.

Вага ланцюга на балці $G_{\text{ц}}$, Н,

$$G_{\text{ц}} = q_{\text{ц}} \cdot B, \quad (2.18)$$

де $q_{\text{ц}}$ – питома вага ланцюга, Н. Приймаємо $q_{\text{ц}} = 500 \text{ Н}$;

B – довжина поперечної балки, $B = 7,7 \text{ м}$.

Натяг у точці 5 S_5 , Н,

$$S_5 = C \cdot S_4, \quad (2.19)$$

де C – коефіцієнт, який враховує опір при зміні напрямку руху ланцюга, $C = 1,08$.

Натяг у точці 6 S_6 , Н,

$$S_6 = S_5 + W_{5-6}, \quad (2.20)$$

де W_{5-6} - опір на проміжку 5-6, Н.

На проміжку 5-6 відбувається переміщення щебеню по нахиленій ділянці до місця вивантаження.

Опір на ділянці 5-6 W_{5-6} , Н,

$$W_{5-6} = (q_r \omega_r + q_{\text{ц}} \omega_{\text{ц}}) \cdot L_r + (q_r + q_{\text{ц}}) \cdot H, \quad (2.21)$$

де q_r – питома вага вантажу на похилому проміжку ланцюга, Н/м;

ω_r – коефіцієнт опору руху вантажу, $\omega_r = 1,2$;

$q_{\text{ц}}$ – питома вага ланцюга, $q_{\text{ц}} = 500$ Н;

$\omega_{\text{ц}}$ – коефіцієнт опору руху ланцюга, $\omega_{\text{ц}} = 0,6$;

L_r – горизонтальна проекція похилої гілки вигрібного конвеєра, $L_r = 8,7$ м;

H – висота підняття гілки з вантажем, $H = 5$ м.

Питома вага вантажу на похилому проміжку ланцюга q_r , Н/м,

$$q_r = \frac{\Pi_{\text{вг}} \cdot \gamma}{3600 \cdot V_{\text{ц}}}, \quad (2.22)$$

де $\Pi_{\text{вг}}$ – продуктивність вигрібного пристрою, м³/год;

γ – щільність щебеню, $\gamma = 18000$ Н/м³;

$V_{\text{ц}}$ – швидкість ланцюга, м/с (згідно із формулою (2.2)).

Колове зусилля на приводному валу вигрібного конвеєра P , Н,

$$P = S_6 - S_1 + (S_6 + S_1) \cdot (C - 1), \quad (2.23)$$

де C – коефіцієнт, який враховує опір при зміні напрямку руху ланцюга, $C = 1,08$.

Потрібна потужність вигрібного пристрою $N_{\text{вп}}$, кВт,

$$N_{\text{вп}} = \frac{P \cdot V_{\text{ц}}}{1000 \cdot \eta_{\text{м}}}, \quad (2.24)$$

де P – колове зусилля на приводному валу вигрібного конвеєра, Н;

$V_{\text{ц}}$ – швидкість вигрібного ланцюга, м/с;

$\eta_{\text{м}}$ – ККД механізму, $\eta_{\text{м}} = 0,9$.

Необхідний крутний момент на приводному валу $M_{\text{об}}$, Нм,

$$M_{\text{об}} = 9550 \frac{N_{\text{вп}}}{n_{\text{пв}}}, \quad (2.25)$$

де $N_{\text{вп}}$ – потрібна потужність вигрібного пристрою, кВт;

$n_{\text{пв}}$ – частота обертання приводного вала, хв^{-1} .

Частота обертання приводного вала $n_{\text{пв}}$, хв^{-1} ,

$$n_{\text{вп}} = \frac{60 \cdot V_{\text{ц}}}{\pi \cdot D}, \quad (2.26)$$

де $V_{\text{ц}}$ – швидкість вигрібного ланцюга, м/с (згідно із формулою (2.2));

D – ділительний діаметр приводної зірочки, м. Приймаємо ділительний діаметр кола приводної зірочки $D_3 = 0,5$ м.

Після визначення частоти обертання приводного вала знаходимо необхідний крутний момент на приводному валу. Якщо отриманий крутний момент надто великий, тобто складає більш ніж 10000 Нм, тоді для зниження крутного моменту привода потрібно встановити редуктор. Зазвичай встановлюють циліндричні редуктори, що мають декілька ступенів. Якщо привод гідравлічний, то числові значення частоти обертання

двигуна можуть бути від 1200 - 2500 хв⁻¹. Приймають середню частоту двигуна близько 2000 хв⁻¹.

Загальне передаточне $i_{\text{заг}}$ число складає

$$i_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{прв}}}, \quad (2.27)$$

де $n_{\text{дв}}$ – орієнтовна (прийнята) частота гідродвигуна, $n_{\text{дв}} = 2000$ хв⁻¹;
 $n_{\text{прв}}$ – частота обертання приводного валу, хв⁻¹ (згідно із формулою (2.26)).

Підбирають редуктор з отриманим передаточним відношенням $i_{\text{заг}}$ та урахуванням потужності (або крутного моменту), яку він може передавати.

Необхідний крутний момент на валу гідродвигуна $M_{\text{об.пот}}$, Нм,

$$M_{\text{об.пот}} = \frac{M_{\text{об}}}{i_{\text{заг}} \cdot \eta}, \quad (2.28)$$

де $M_{\text{об}}$ – крутний момент на приводному валу, Нм (формула (2.25));

$i_{\text{заг}}$ – загальне передаточне число редуктора, хв⁻¹ (формула (2.27)).

η – ККД редуктора, $\eta = 0,95$.

Примітка – якщо значення передаточного числа редуктора, отриманого за формулою (2.27), відрізняється від значення передаточного числа редуктора, вибраного з довідника (або іншого джерела), то потрібно підставляти значення згідно з технічною характеристикою вибраного редуктора.

Після розрахунку крутного моменту на валу гідродвигуна $M_{\text{об.пот}}$, Нм, слід порівняти отримане значення зі значенням крутного моменту гідродвигуна, який необхідно вибрати з довідника (або іншого джерела). Якщо крутного моменту одного двигуна недостатньо, тоді можна застосувати два – у яких сумарний крутний момент буде не менше ніж згідно з розрахунком. Частота обертання вибраного (або вибраних)

двигунів повинна дорівнювати частоті обертання, яку прийняли орієнтовно (формула (2.27)).

Якщо в гідросистемі машини робочий тиск відрізняється від робочого тиску гідромотора, тоді потрібно визначити фактичний крутний момент вибраного (або вибраних) гідродвигуна.

Загальний крутний фактичний момент $M_{об.факт}$, Нм, вибраної гідромашини при даному тиску визначають за формулою

$$M_{об.факт} = \frac{M_{об.ном.} \cdot P_{роб.}}{P_{ном.}}; \quad (2.29)$$

де $P_{роб}$ – робочий тиск в гідросистемі машини, МПа. Приймаємо $P_{роб}=16$ МПа;

$P_{ном}$ – робочий тиск гідромашини відповідно до технічних даних для вибраної гідромашини, МПа.

Після розрахунку потрібно порівняти результати формул (2.28) і (2.29): $M_{об.факт} > M_{об.пот.}$

Таблиця 2.1 – Варіанти розрахункових даних до практичної роботи

Варіант	Продуктивність вигрібного пристрою $P_{вп}$, м ³ /год	Питомий опір баласту різанню, кН/м ²	Мінімальний натяг вигрібного ланцюга в точці 1, Н
1	2	3	4
1	650	90	4000
2	600	80	4500
3	700	85	5000
4	550	100	4000
5	500	95	4500
6	750	70	5000
7	650	90	4500
8	600	80	5000
9	700	85	4000
10	550	100	4500
11	500	90	5000
12	750	80	4500

Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4
13	650	85	5000
14	600	100	4500
15	700	90	5000
16	550	80	4500
17	500	85	5000
18	750	100	5000
19	650	90	4500
20	600	80	5000
21	700	85	4000
22	550	100	4500
23	500	90	5000
24	750	80	4500
25	650	85	4000

Порядок виконання роботи

1 Визначити потужність привода вигрібного пристрою, необхідний крутний момент на приводному валу і частоту обертання приводного вала.

2 Підібрати редуктор з отриманим передаточним відношенням $i_{\text{заг}}$ з урахуванням потужності (або крутного моменту), яку він може передавати. Вказати марку редуктора і передаточне число.

3 Розрахувати крутний момент на валу гідродвигуна привода вигрібного пристрою. Підібрати гідродвигун (або гідродвигуни) з відповідним крутним моментом і вказати його марку.

4 Порівняти результати необхідного крутного моменту на валу гідродвигуна (формула (2.28)) і фактичного крутного моменту (формула (2.29)).

5 Вказати, на якій ділянці на схемі (рисунок 2.2) для розрахунку потужності привода вигрібного ланцюга знаходиться максильний опір.

6 Проаналізувати опори на ділянках вигрібного пристрою (рисунок 2.2) і зробити висновок: яким чином можна зменшити значення максимального опору.

3 МЕТОДИКА ТЯГОВОГО РОЗРАХУНКУ ТРАКТОРНОГО КОЛІЄУКЛАДАЧА ПБ-3М

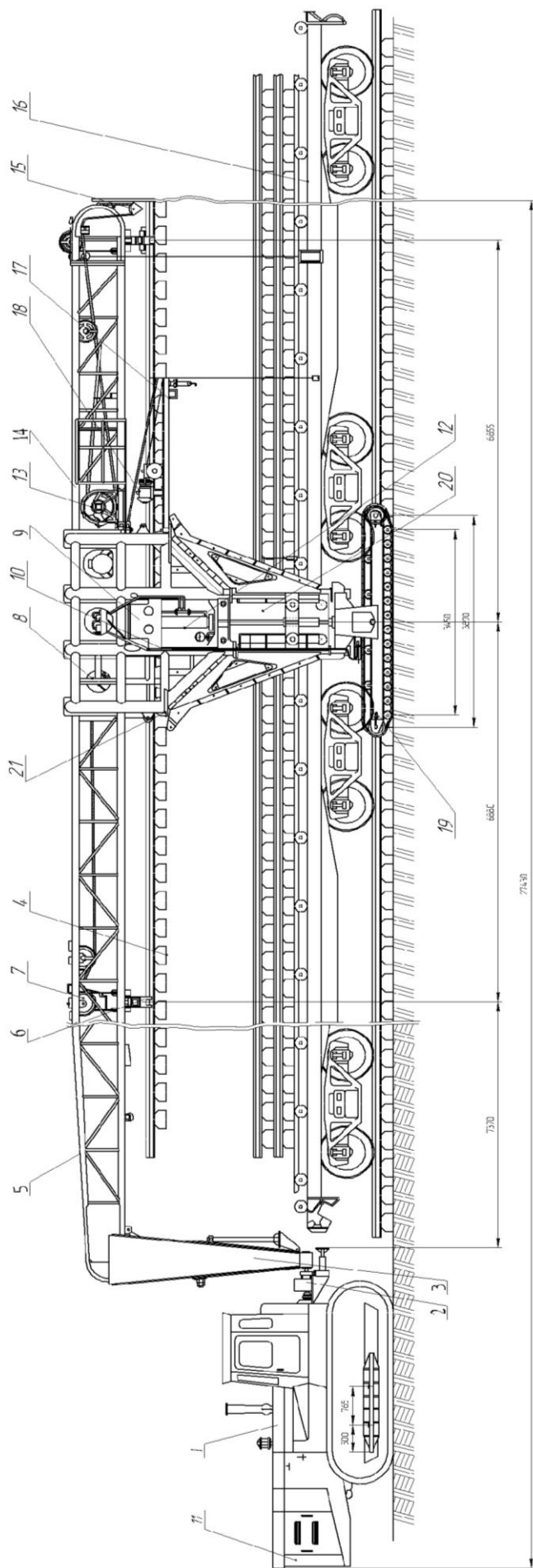
Тракторний колієукладач (рисунок 3.1) призначений для механізованого укладання (або розбирання) залізничної колії ланками довжиною 25 м з рейками типу до Р65 включно на дерев'яних або залізобетонних шпалах.

Модернізований колієукладач працює зазвичай з пакетами з шести ланок на залізничних платформах, які обладнані роликівими конвеєрами, але може працювати з подачею пакетів на інвентарних транспортних візках. У цьому випадку на два візки вкладаються по 3-4 ланки.

Після укладання всіх ланок з пакета інвентарні транспортні візки, які звільнилися, краном-укосиною з колії переносять на узбіччя колії.

Перед початком укладання ланок колієукладач встановлюють над останньою покладеною у колію ланкою і розмотують канат тягової лебідки, чіпляють гаком, який закріплений на кінці цього каната, за найближчу залізничну платформу і, ввімкнувши тягову лебідку на намотування каната, підтягують платформу з новим пакетом ланок під колієукладач. Трактор починає рух і пересуває колієукладач із піднятою ланкою вперед на довжину ланки. Підвішена ланка опускається до дотику заднім кінцем (дальнім від трактора) земляного полотна. Після цього трактор осаджує колієукладач до тих пір, поки ланка, яка вкладається, «не впреться у торець» рейок ланки, яка вже була вкладена раніше.

Тяговим розрахунком визначають потрібну силу тяги трактора-тягача, за якою підбирають тягач, що призначений для пересування колієукладача з підвішеною ланкою, або визначають можливість роботи колієукладача в даних технологічних умовах ділянки колії (радіус колії, величина ухилу колії і т. п.).



1 – тракторний тягач; 2 – водило; 3 – гусак; 4 – ланка; 5 – ферма; 6 – рейкозахватні рами; 7 – блоки напрямний і відхильний; 8 – вантажні лебідки; 9 – портал; 10 – вертикальні колони; 11 – синхронний генератор; 12 – гідроциліндри; 13 – тягова лебідка; 14 – кронштейн; 15 – блок; 16 – платформа з ланками; 17 – кран-укосина; 18 – лебідка; 19 – гусеничні візки; 20 – гідропривод; 21 – висок

Рисунок 3.1 – Тракторний колієукладач ПБ-3М

Сила тяги на буксирному пристрої трактора F_T , Н, дорівнює сумі опорів руху гусеничних візків колієукладача і визначається за формулою

$$F_T = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6, \quad (3.1)$$

де W_1 – опір руху гусеничних візків по ґрунту, Н;

W_2 – опір гусеничного ходу, Н;

W_3 – опір на подолання інерції при русі колієукладача з місця і на його розгін, Н;

W_4 – опір від підняття (ухилу) колії, Н;

W_5 – опір від дії вітру, Н;

W_6 – опір від повороту гусениць на кривій ділянці колії, Н.

Опір руху гусеничних візків по ґрунту W_1 , Н,

$$W_1 = (G_{ny} + G_{зв}) \cdot q \cdot \omega_k, \quad (3.2)$$

де G_{ny} – маса колієукладача без трактора, $G_{ny} = 18,25$ т;

$G_{зв}$ – маса ланки, т;

q – прискорення вільного падіння, $q = 9,81$ м/с²;

ω_k – сила опору руху гусеничних візків, $\omega_k = 900 \div 1100$ Н/т.

(Прийняти будь-яке значення із вказаного інтервалу).

Маса ланки $G_{зв}$, т, визначається за формулою

$$G_{зв} = m_{ш} \cdot n_{ш} + m_p \cdot l_p \cdot n_p, \quad (3.3)$$

де $m_{ш}$ – маса однієї шпали, т (таблиця 3.1);

$n_{ш}$ – кількість шпал на довжині ланки, шт. (таблиця 3.1);

m_p – маса одного погонного метра рейки, т/м (таблиця 3.1);

l_p – довжина рейки, $l_p = 25$ м;

n_p – кількість рейок, шт.

Опір гусеничного ходу W_2 , Н,

$$W_2 = (G_{ny} + G_{зв}) \cdot g \cdot \omega_{гх}, \quad (3.4)$$

де $\omega_{ГХ}$ – питомий опір гусеничного ходу, Н/т. Приймаємо $\omega_{ГХ} = 100$ Н/т.

Опір на подолання сил інерції при русі з місця і на розгін колієукладача W_3 , Н,

$$W_3 = (G_{ny} + G_{зв}) \cdot 100j = (G_{ny} + G_{зв}) \cdot g \cdot (20 \div 30), \quad (3.5)$$

де j – прискорення розгону, m/c^2 .

Опір від підняття (ухилу) колії W_4 , Н,

$$W_4 = (G_{ny} + G_{зв}) \cdot q \cdot i, \quad (3.6)$$

де i – підняття (ухил) колії, $^0/_{00}$ (таблиця 3.1).

Опір від дії вітрового навантаження W_5 , Н,

$$W_5 = \omega_v \cdot (F_{ny} + F_{зв} + F_{тр}), \quad (3.7)$$

де ω_v – питомий тиск вітру, Па (таблиця 3.1);

F_{ny} – торцева підвітряна площа колієукладача, $F_{ny} = 4$ м²;

$F_{зв}$ – торцева підвітряна площа ланки, $F_{зв} = 0,5$ м²;

$F_{тр}$ – торцева підвітряна площа трактора, $F_{тр} = 5$ м².

Примітка – на практиці значення параметра – торцева підвітряна площа трактора, розраховується для конкретного вибраного трактора-тягача.

Опір повороту гусениць на кривій ділянці колії W_6 , Н,

$$W_6 = \frac{M_{тр}}{R}, \quad (3.8)$$

де $M_{тр}$ – момент тертя гусениць об ґрунт при повороті, Нм;

R – радіус кривої, м (таблиця 3.1).

Момент тертя гусениць об ґрунт $M_{тр}$, Нм,

$$M_{\text{ТР}} = \frac{f \cdot p \cdot v \cdot l^2}{4 \cdot \beta}, \quad (3.9)$$

де f – коефіцієнт тертя гусениць об ґрунт. Приймаємо $f = 0,4$;
 p – тиск від гусениць на ґрунті, Н/м^2 ;
 v – ширина гусениці, $v = 0,32$ м;
 l – довжина гусениці, $l = 3,45$ м;
 β – поправковий коефіцієнт, який компенсує похибки формули, $\beta = 1,4$.

Тиск від гусениць на ґрунт P , Н/м^2 ,

$$P = \frac{(G_{\text{нy}} + G_{\text{зв}}) \cdot 9810}{F}, \quad (3.10)$$

де F – опорна площа двох гусениць, м^2 .

Визначаємо опорну площу F , м^2 ,

$$F = 2 \cdot b \cdot l, \quad (3.11)$$

де b – ширина однієї гусениці, $b = 0,32$ м;
 l – довжина опорної частини гусениці, $l = 3,45$ м.

Знайшовши опори ($W_1 - W_6$), визначаємо силу тяги на буксирному пристрої трактора F_T (формула (3.1)).

Розрахуємо фактичне тягове зусилля трактора $F_{\text{фтр}}$, Н , за формулою

$$F_{\text{фтр}} = G_{\text{ТР}} \cdot \varphi, \quad (3.12)$$

де $G_{\text{ТР}}$ – вага трактора, Н . Приймаємо вагу трактора Т-130 з генератором, з дією навантаження від колієукладача $G_{\text{ТР}} = 180500$ Н ;

φ – коефіцієнт зчеплення. При русі по ґрунті трактора, який обладнаний ґрунтозачепом, $\varphi = 0,7$.

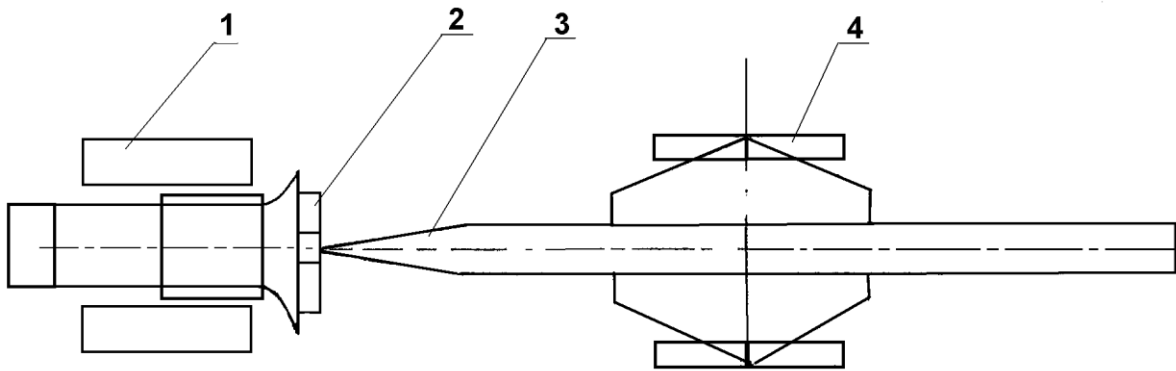
Таблиця 3.1 – Варіанти розрахункових даних до практичної роботи

Варіант	Епюра шпал, шп./км	Маса однієї шпали, кг	Тип рейки	Питомий тиск вітру, Па	Ухил колії, ‰	Радіус кривої, м
1	2000	80	P65	500	10	350
2	1840	85	P65	490	15	300
3	1600	250	UIC60	480	20	200
4	1440	270	P65	470	25	150
5	2000	250	P50	460	10	350
6	1840	259	UIC60	450	15	300
7	1600	80	P65	500	20	200
8	1440	85	P65	490	25	150
9	2000	80	P50	480	10	350
10	1840	85	P65	470	15	300
11	1600	270	UIC60	460	20	200
12	1440	250	P50	450	25	150
13	2000	85	UIC60	470	15	300
14	1840	250	P65	460	20	200
15	1600	270	P50	450	25	150
16	1440	250	UIC60	500	10	350
17	2000	259	P65	490	15	300
18	1840	80	UIC60	460	25	150
19	1600	85	P65	450	10	350
20	1440	80	P50	470	15	300
21	2000	85	UIC60	460	20	200
22	1440	270	P65	450	25	150
23	2000	85	UIC60	500	15	350
24	1840	270	P65	490	20	400
25	1600	250	UIC60	490	20	250

Порядок виконання роботи

1 Визначивши фактичне тягове зусилля трактора $F_{\text{фтр}}$ (формула (3.12)), необхідно порівняти його з потрібною силою тяги на буксирному пристрої трактора (формула (3.1)) і зробити висновок.

2 На схемі колієукладача (рисунок 3.2) позначити опори ($W_1 - W_6$) і показати вектором напрям їх дії.



1 – трактор; 2 – водило; 3 – ферма; 4 – візок

Рисунок 3.2 – Схема колієукладача

4 МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ЕЛЕКТРОДВИГУНІВ НА МЕХАНІЗМАХ ПІДНЯТТЯ ТА ЗСУВУ КОЛІЙНОЇ РЕШІТКИ ЕЛЕКТРОБАЛАСТЕРАМИ ЕЛБ-3М І ЕЛБ-3ТС

На електробаластерах ЕЛБ-3М і ЕЛБ-3ТС застосовується комбінований механізм, що складається з механізму підняття із двома черв'ячно-гвинтовими редукторами 1 (рисунок 4.1), двох вертикальних криволінійних тяг 2, механізму зсуву колії 3 та електромагнітів 4. Нижні кінці тяг з'єднані осями з поперечною балкою 5, до якої підвішена поздовжня балка з електромагнітами.

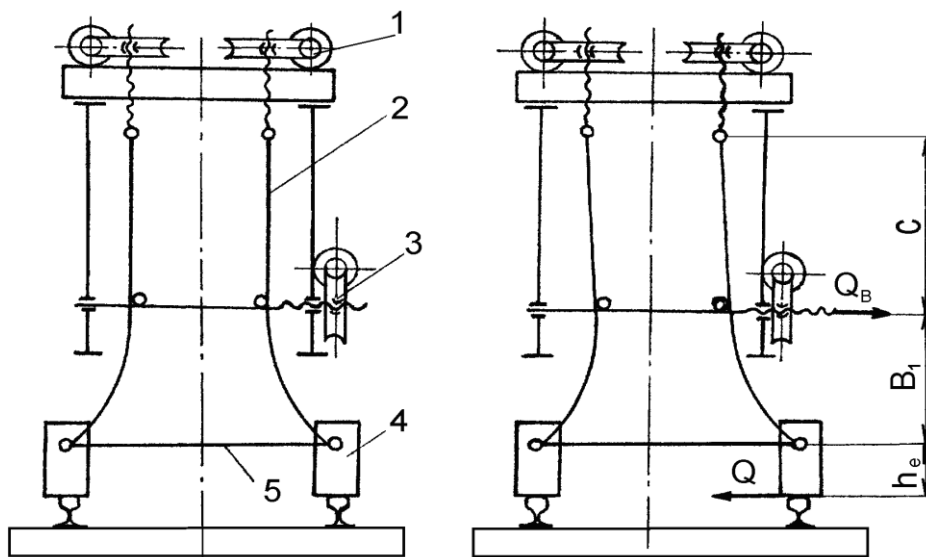


Рисунок 4.1 – Схема механізмів підняття і зсуву колії на електробаластерах ЕЛБ-3М і ЕЛБ-3ТС

Механізм зсуву складається із двох черв'ячних редукторів, гвинтової передачі та карданного вала. На останніх конструкціях електробаластерів ЕЛБ-ЗТС на механізм зсуву встановлюють гідроциліндри.

Визначення зусилля у гвинтах і потужності електродвигуна механізму підняття колії

При підніманні рейко-шпальної решітки в механізмі підняття та зсуву з'являється опір від переміщення електромагнітів по рейках. Від цього опору криволінійні тяги притискаються до напрямних і у випадку вмикання механізму підняття виникає додатковий опір від подолання тертя у напрямних.

Тоді зусилля у механізмі підняття S , Н,

$$S = P + F + G, \quad (4.1)$$

де P – зусилля від підняття рейко-шпальної решітки, Н;

F – сила тертя у напрямних, Н;

G – вага частин, що піднімаються, механізму підняття, Н.

Зусилля від підняття рейко-шпальної решітки P , Н,

$$P = 4,44\sqrt{E \cdot I_x \cdot h \cdot q^3}, \quad (4.2)$$

де E – модуль пружності рейкової сталі, $E = 20,6 \cdot 10^6$ Н/см²;

I_x – момент інерції двох рейок щодо горизонтальної осі, см⁴;

h – висота піднімання колійної решітки, см, (таблиця 4.1);

q – погонний опір підніманню колійної решітки, Н/см.

Момент інерції двох рейок щодо горизонтальної осі I_x , см⁴,

$$I_x = 2 \cdot I_{x1},$$

де I_{x1} – момент інерції однієї рейки щодо горизонтальної осі, см⁴ (таблиця 4.1).

Таблиця 4.1 -Варіанти розрахункових даних до практичної роботи

Варіант	h, см	Q _{гр} , Н/см	I _{к1} , см ⁴	G, Н	η _В ,	η _р ,	t, с	I _у , см ⁴	L ₁ , М	L ₂ , М	B ₁ , М	C, М	h _е , М
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	1	32,2	4490	60000	0,20	0,50	5	572	0,8	1,0	0,9	1,0	0,5
2	2	32,2	4597	65000	0,25	0,55	6	771	0,9	1,1	1,0	1,1	0,4
3	3	30,2	3548	70000	0,30	0,60	7	771	1,0	1,2	1,1	1,2	0,3
4	4	30,2	3573	40000	0,35	0,50	8	377	1,1	1,3	0,9	1,0	0,5
5	5	26,6	2018	45000	0,40	0,55	9	377	1,2	1,4	1,0	1,1	0,4
6	6	25,0	1489	50000	0,20	0,60	10	377	1,3	1,5	1,1	1,2	0,3
7	1	24,5	1222	55000	0,25	0,50	11	572	1,4	1,6	0,9	1,0	0,5
8	2	32,2	4490	60000	0,30	0,55	12	572	1,5	1,7	1,0	1,1	0,4
9	3	32,2	4597	65000	0,35	0,60	5	771	1,6	1,8	1,1	1,2	0,3
10	4	30,2	3548	70000	0,40	0,50	6	771	0,8	1,9	0,9	1,0	0,5
11	5	30,2	3573	40000	0,20	0,55	7	377	0,9	2,0	1,0	1,1	0,4
12	6	26,6	2018	45000	0,25	0,60	8	377	1,0	1,0	1,1	1,2	0,3
13	1	25,0	1489	50000	0,30	0,50	9	377	1,1	1,1	0,9	1,0	0,5
14	2	24,5	1222	55000	0,35	0,55	10	572	1,2	1,2	1,0	1,1	0,4
15	3	32,2	4490	60000	0,40	0,60	11	572	1,3	1,3	1,1	1,2	0,3
16	4	32,2	4597	65000	0,20	0,50	12	771	1,4	1,4	0,9	1,0	0,5
17	5	30,2	3548	70000	0,25	0,55	5	771	1,5	1,5	1,0	1,1	0,4
18	6	30,2	3573	40000	0,30	0,60	6	377	1,6	1,6	1,1	1,2	0,3
19	1	26,6	2018	45000	0,35	0,50	7	377	0,8	1,7	0,9	1,0	0,5

Продовження таблиці 4.1

Варіант	h, см	q _{нр} , Н/см	I _{x1,4} , см ⁴	G, Н	η _В ,	η _Р ,	t, с	I _{y,4} , см ⁴	L ₁ , М	L ₂ , М	B ₁ , М	C, М	h _с , М
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
20	2	25,0	1489	50000	0,40	0,55	8	377	0,9	1,8	0,9	1,0	0,5
21	3	24,5	1222	55000	0,20	0,60	9	572	1,0	1,9	1,0	1,1	0,4
22	4	32,2	4490	60000	0,25	0,50	10	572	1,1	2,0	1,1	1,2	0,3
23	5	32,2	4597	65000	0,30	0,55	11	771	1,2	1,0	0,9	1,0	0,5
24	6	30,2	3548	70000	0,35	0,60	12	771	1,3	1,1	1,0	1,1	0,4
25	1	30,2	3573	40000	0,40	0,50	5	377	1,4	1,2	1,1	1,2	0,3
26	2	26,6	2018	45000	0,20	0,55	6	377	1,5	1,3	0,9	1,0	0,5
27	3	25,0	1489	50000	0,25	0,60	7	377	1,6	1,4	1,0	1,1	0,4
28	4	24,5	1222	55000	0,30	0,50	8	572	0,8	1,5	1,1	1,2	0,3
29	5	32,2	4490	60000	0,35	0,55	9	572	0,9	1,6	0,9	1,0	0,5
30	6	32,2	4597	65000	0,40	0,60	10	771	1,0	1,7	1,0	1,1	0,4
31	1	25,0	4490	40000	0,20	0,50	9	377	0,9	1,8	0,9	1,0	0,5
32	2	24,5	4597	45000	0,25	0,55	10	572	1,0	1,9	1,0	1,1	0,4
33	3	32,2	3548	50000	0,30	0,60	11	572	1,1	2,0	1,1	1,2	0,3
34	4	32,2	3573	55000	0,35	0,50	12	771	1,2	1,0	0,9	1,0	0,5
35	5	30,2	2018	60000	0,40	0,55	5	771	1,3	1,1	1,0	1,1	0,4

Погонний опір підніманню колійної решітки q , Н/см,

$$q = q_{np} + (q_{\sigma} - k_{\sigma} \cdot h),$$

де q_{np} – вага 1 см колійної решітки, Н/см (таблиця 4.1);

q_{σ} – опір баласту на 1 см у початковий момент піднімання на висоту до 25 см, $q_{\sigma} = 95$ Н/см;

k_{σ} – коефіцієнт, що залежить від обсягу дозування і типу верхньої будови колії, $k_{\sigma} = 1,96$ Н/см²;

h – висота піднімання колії, см (таблиця 4.1).

Опір від переміщення електромагнітів по рейках W , Н,

$$W = \frac{Q - P}{D} (d \cdot f' + 2 \cdot k) \cdot \beta,$$

де Q – піднімальна сила електромагнітів, $Q = 431000$ Н;

P – зусилля від піднімання рейко-шпальної решітки, Н;

D – діаметр кола катання роликів електромагнітів, $D = 10$ см;

d – діаметр цапфи ролика, $d = 4$ см;

f' – коефіцієнт тертя у підшипниках, $f' = 0,02$;

k – коефіцієнт тертя кочення опорного ролика по рейці, $k = 0,06$ см;

β – коефіцієнт, що враховує тертя реборди ролика по рейці, $\beta = 1,5$.

Сила тертя у напрямних F , Н,

$$F = (R_a + R_b) \cdot f,$$

де R_a і R_b – реакції у напрямних у точках А і В від перекосу тяг, Н;

f – коефіцієнт тертя ковзання у напрямних, $f = 0,08$.

Реакції R_a і R_b визначаємо з рівняння рівноваги щодо точок А і В (рисунок 4.2).

$$R_B = \frac{W \cdot L_1}{L_2}; \quad R_A = \frac{W \cdot (L_1 + L_2)}{L_2},$$

де W – опір від переміщення електромагнітів по рейках, H ;
 L_1, L_2 – плечі дії сил, м (таблиця 4.1).

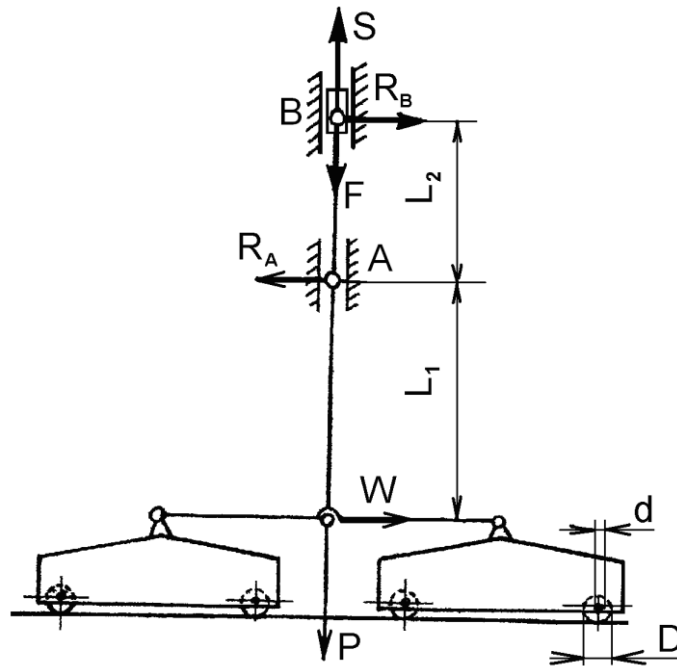


Рисунок 4.2 – Розрахункова схема механізму підняття

Зусилля в одному гвинті S^1 , Н,

$$S^1 = \frac{S}{2} K_H,$$

де K_H – коефіцієнт нерівномірності, $K_H = 1,5$.

Потужність одного електродвигуна механізму підняття N , кВт,

$$N = \frac{S^1 * V_n}{1000 * \eta_B * \eta_P},$$

де V_n – швидкість піднімання колійної решітки, м/с;

η_B – ККД передачі «гвинт-гайка» (таблиця 4.1);

η_P – ККД редуктора (таблиця 4.1).

Швидкість піднімання V_n , м/с,

$$V_n = \frac{h}{100 * t},$$

де h – висота піднімання колійної решітки, см (таблиця 4.1);
 t – час піднімання колійної решітки, с (таблиця 4.1).

Визначення сили, спрямованої уздовж гвинта, і потужності електродвигуна механізму зсуву вивішеної колійної решітки

Сила зсуву вивішеної колійної решітки Q , Н,

$$Q = 192 \frac{E \cdot I_y \cdot K_x}{L^3} Y_{\max},$$

де E – модуль пружності рейкової сталі, $E = 20,6 \cdot 10^6$ Н/см²;
 I_y – момент інерції двох рейок щодо вертикальної осі, см⁴ (таблиця 4.1);
 K_x – коефіцієнт жорсткості колійної решітки, що враховує вплив шпал і скріплень, $K_x = 3,9$;
 L – довжина скривленої ділянки колії, $L = 2500$ см;
 Y_{\max} – найбільший зсув колійної решітки, $Y_{\max} = 40$ см.

Сила, що діє вздовж гвинта, Q_B , Н,

$$Q_B = \frac{Q \cdot (B_1 + C + h_e)}{C},$$

де $(B_1 + C)$ – довжина підвіски, м (таблиця 4.1);
 C – висота розташування механізму зсуву, м (таблиця 4.1);
 h_e – висота підвіски електромагніта від рівня головки рейки, м (таблиця 4.1).

Потужність електродвигуна механізму зсуву N_{CD} , кВт,

$$N_{CD} = \frac{Q_B \cdot V_C}{1000 \cdot \eta_B \cdot \eta_P},$$

де V_C – швидкість переміщення колійної решітки механізмом зсуву, м/с.

$$V_c = \frac{Y_{\max}}{100 * t},$$

де t – час зсуву колійної решітки, с.

Варіанти вихідних даних для виконання практичної роботи наведені в таблиці 4.1.

Порядок виконання роботи

1 Визначити зусилля у гвинтах і потужність електродвигуна механізму підняття колії.

2 Нарисувати схеми (рисунок 4.1, 4.2) і показати сили, що діють на механізми та позначити основні вузли механізмів.

3 Визначити сили, що спрямовані уздовж гвинта, і потужність електродвигуна механізму зсуву колійної решітки.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя [Текст] / В. И. Анурьев; под ред. И. Н. Жестоковой. – 9 изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2006. – Т. 3 – 928 с.

2 Кузьмин, А. В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин [Текст] / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск : Вышэйшая школа, 1983. – 350 с.

3 Васильченко, В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин [Текст]: справочник / В. А. Васильченко. – М. : Машиностроение, 1983. – 301 с.

4 Свешников, В. К. Станочные гидроприводы [Текст]: справочник / В. К. Свешников. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение. 1995 – 448 с

5 Приводы машин [Текст]: справочник / В. В. Длоугий, Т. И. Муха, А. П. Цупиков, Б. В. Януш; под общ. ред. В. В. Длоугого. – 2-е изд. перераб. и доп. – Л. : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1982. – 383 с.