

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

**БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**

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

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

**до виконання курсової роботи  
з дисципліни**

***«КОЛІЙНІ МАШИНИ»***

**Харків – 2021**

Методичні вказівки розглянуто і затверджено до друку на засіданні кафедри будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин 26 серпня 2020 року, протокол № 1.

Методичні вказівки призначено для виконання курсової роботи з дисципліни «Колійні машини» студентами спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» (освітня програма «Будівельні, колійні, гірничі та нафтогазопромислові машини») всіх форм і строків навчання.

Укладачі:

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

Рецензент

доц. Г. М. Афанасов

## ЗМІСТ

Вступ.....	5
1 Завдання до курсової роботи.....	5
2 Загальні вимоги до виконання курсової роботи.....	14
3 Вступ до курсової роботи.....	15
4 Аналітичний огляд машин, призначених для виконання колійних робіт, що і машина за завданням.....	15
5 Опис і принцип роботи машини за завданням.....	15
6 Опис і принцип роботи механізму за завданням.....	16
7 Визначення опору переміщенню колійної машини.....	16
7.1 Визначення опору від робочих органів електробаластера	17
7.2 Визначення опору від робочих органів ЩОМ.....	19
7.3 Визначення опору від робочих органів ВПО.....	19
7.4 Визначення опорів від робочих органів снігоприбирального поїзда з головною машиною СМ-2.	20
7.5 Визначення опорів від робочих органів хопер-дозаторного поїзда.....	22
7.6 Визначення опорів переміщенню стругів-снігоочисників СС і укладальних кранів типу УК.	23
8 Визначення стійкості колійних машин.....	23
8.1 Стійкість електробаластера.....	23
8.2 Стійкість ЩОМ, УК, ВПО, СМ-2, хопер-дозатора.....	26
8.3 Стійкість струга-снігоочисника.....	26
9 Визначення потужності привода робочого органа.....	28
9.1 Визначення зусиль, що діють на електромагнітний підйомник.....	35
9.2 Визначення зусиль, що діють на дозатор.....	39
9.3 Визначення потужності привода сітчастої стрічки ЩОМ.....	40
9.4 Визначення потужності приводів кранового обладнання УК.....	44
9.5 Визначення зусиль, які діють на механізми ущільнювальних віброплит.....	44
9.6 Визначення потужності приводів снігоприбиральної машини СМ-2.....	48
9.7 Визначення зусиль, що діють на механізми бокового крила струга-снігоочисника.....	56

9.8	Визначення зусиль, що діють на механізми хопер-дозатора.....	60
10	Кінематичний розрахунок.....	65
11	Розрахунки на міцність.....	65
12	Порядок захисту курсової роботи.....	65
	Список літератури.....	66

## ВСТУП

Ці методичні вказівки призначено для виконання курсової роботи з дисципліни «Колійні машини» студентами денної і заочної форм навчання, а також можуть бути використано при дистанційному навчанні.

Виконання курсової роботи студентами заочної або дистанційної форм навчання має ряд особливостей порівнянно з аналогічним проектуванням за денної форми навчання. Передусім це пов'язано з дефіцитом регулярного аудиторного спілкування студента і викладача, тому в методичних вказівках надано приклади виконання розрахунків механізмів колійних машин, тягових розрахунків, наведено зразки розрахункових схем.

За наявності достатньої кількості джерел інформації (підручники, монографії, посібники, інтернет та ін.) під час виконання курсової роботи великого значення набуває ефективна організація роботи. Список літератури наприкінці методичних вказівок містить значну кількість конспектів лекцій, які знадобляться під час написання розділів, пов'язаних з описом конструкцій машин і механізмів. Отримавши завдання, необхідно з самого початку виконання курсової роботи уявити собі весь процес, локальні завдання розрахунків, підходи до їх вирішення, правила виконання розрахунків та графічної частини відповідно до вимог стандартів, включаючи ЄСКД, і багато іншого. Зміст курсової роботи може відрізнятися від переліку розділів, що наведені нижче, тому його слід погодити з викладачем. Після виконання курсової роботи її слід захистити, відповівши на запитання. Порядок захисту роботи прописано нижче.

## 1 ЗАВДАННЯ ДО КУРСОВОЇ РОБОТИ

Курсова робота виконується студентами згідно з даними, поданими у таблицях 1 – 8. Робота складається з розрахунково-пояснювальної записки та креслень формату А1, оформлення яких має відповідати вимогам ДСТУ та ЄСКД.



Таблиця 2 – Щебенеочисна машина\*

Дані	Варіант										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0	
Тип рейок	P50										
Баласт	P65										
Щепаль	Щебінь										
Шпали	дерев'яні					залізобетонні					дерев'яні
Ухил колії, ‰	-5	-3	8	12	6	10	5	2	9	7	
Радіус кривої, м	600	550	450	400	350	300	350	400	500	450	
Глибина очищення, мм	350	400	200	300	250	350	300	250	400	200	
Висота підйому колії, мм	350										
Тривалість «вікна», год	4	5	3	4	5	3	4	5	3	4	
Найменування креслень	Загальний вид машини										
	1-й лист	Механізм привода сітчастої стрічки		Механізм підйому і опускання несної рами		Механізм підйому планувальника		Лобідка для затягування ножа		Механізм натягування стрічки	

\*На машині застосовується відцентровий спосіб очищення баласту

Таблиця 3 – Щебенеочисна машина\*\*

Дані	Варіант										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0	
Тип рейок	P65					P50					
Баласт	Щебінь										
Шпали	дерев'яні					залізобетонні					дерев'яні
Ухил колії, ‰	-5	-3	8	12	6	10	5	2	9	7	
Радіус кривої, м	600	750	850	700	650	900	600	750	850	700	
Глибина очищення, мм	500	600	700	650	750	850	900	850	700	600	
Висота підйому колії, мм	150										
Тривалість «вікна», год	4	5	3	4	5	3	4	5	3	4	
Найменування креслень	Загальний вид машини										
	1-й лист	Механізм підйому		Механізм привода конвеєра-розподільювача		Механізм привода грохота		Механізм привода поворотного конвеєра			
2-й лист	Механізм привода вигрібного ланцюга		Механізм вигрібного ланцюга		Механізм привода конвеєра-розподільювача		Механізм привода грохота		Механізм привода поворотного конвеєра		

\*\* Для очищення баласту на машині застосовується грохот



Таблиця 4 – Укладальний кран

Дані	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Тип рейок	P65					P50				
Шпали	дерев'яні					залізобетонні				
Баласт	Щебінь									
Ухил колії, ‰	2	4	6	8	10	9	7	-5	5	-3
Радіус кривої, м	400	450	500	550	600	350	500	550	400	650
Довжина ланки, м	25									
Тривалість «вікна», год	4	5	3	4	5	3	4	5	3	4
Найменування креслень	Загальний вид машини									
	1-й лист	Вантажопідйомна лебідка		Тягова лебідка		Лебідка для пересування пакетів		Механізм пересування крана		Механізм підйому ферми

Таблиця 5 – Виправно-підбивально-опоряджувальна машина безперервної дії

Дані	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Тип рейок	Р65					Р50				
Баласт	Щебінь					Пісок				
Шпали	залізобетонні					дерев'яні				
Ухил колії, ‰	3	5	10	12	-4	-6	6	4	7	8
Радіус кривої, м	300	350	450	400	350	300	350	400	500	450
Тривалість «вікна», год	3	5	4	3	5	4	3	5	4	3
Найменування креслень	Загальний вид машини									
	1-й лист	Механізм підйому ущільнювальної плити		Механізм вібрації ущільнювальної плити		Механізм зсуву ущільнювальної плити		Механізм підйому ущільнювача укосів		Механізм вібрації ущільнювача укосів

Таблиця 6 – Снігоприбиральний поїзд з головною машиною

Дані	Варіант										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0	
Кількість проміжних вагонів	один					два					три
Товщина снігу, м	0,8	0,9	0,75	0,4	0,85	0,45	0,5	0,55	0,6	0,7	
Ухил колії, ‰	2	3	4	5	6	7	8	3	4	5	
Радіус кривої, м	600	550	450	400	350	300	350	400	500	450	
Відстань від місця завантажування до місця розвантажування, м	1500	1000	2000	2500	3000	3500	4000	5000	5500	6000	
Температура снігу, град	0										
Щільність снігу, кг/м <sup>3</sup>	200	250	300	350	400	450	500	550	300	350	
Найменування креслень	Загальний вид машини										
	1-й лист	Механізм обертання ротора-живильника	Механізм підйому ротора-живильника	Механізм повороту підйому бокових крил	Механізм повороту проміжного вагона з приводом	Механізм поворотного вагона з приводом	Конвеєр	Конвеєр	Конвеєр	Конвеєр	Конвеєр
2-й лист	Механізм обертання ротора-живильника	Механізм підйому ротора-живильника	Механізм повороту підйому бокових крил	Механізм повороту проміжного вагона з приводом	Механізм поворотного вагона з приводом	Конвеєр	Конвеєр	Конвеєр	Конвеєр	Конвеєр	

Таблиця 7 – Струг-снігоочисник

Дані	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Вид роботи	Нарізання кювету									
Ухил колії, ‰	4	3	2	2	6	7	8	3	5	4
Баласт	Щебінь									
Шпали	залізобетонні					дерев'яні				
Тип рейок	P65									
Радіус кривої, м	600	550	450	400	350	300	350	400	500	450
Довжина ділянки, м	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1200
Найменування креслень	Загальний вид машини									
	1-й лист	Механізм переміщення кюветної частини крила		Механізм підйому крила		Механізм нахилу крила		Механізм розкриття крила		Механізм нахилу укісного крила

Таблиця 8 – Хопер-дозатор

Дані	Варіант										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0	
Ємність кузова, м <sup>3</sup>	32,4										
Баласт	Щебінь					Пісок					
Ухил колії, ‰	6	9	2	5	12	8	10	7	3	5	
Радіус кривої, м	600	550	450	400	350	300	350	400	500	450	
Дозування баласту	На середину колії			На всю ширину колії							По боках колії
Кількість хопер-дозаторів у составі, шт	20	22	24	25	26	27	28	29	30	31	
Тривалість «вікна», год	4	5	3	4	5	3	4	5	3	4	
Найменування креслень	Загальний вид машини										
	1-й лист	Механізм відкриття зовнішніх кришок		Механізм підйому та опускання дозатора		Механізм відкриття внутрішніх кришок					

## 2 ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ

На першому листі креслень викреслюється загальний вид машини. Додатково можуть бути подано види, розрізи, перетини. Обов'язково проставляються габаритні та міжцентрові відстані, фіксувальні розташування агрегатів машини відносно базової осі (поверхні) машини або рівня поверхні рейки. На даному кресленні виносяться позначки тільки складальних одиниць, до числа яких має входити механізм, розміщений на другому листі.

На другому листі креслень викреслюється механізм одного з робочих органів колійної машини (згідно із завданням) у трьох проекціях або двох проекціях і одного розрізу або перетину. Наприклад, для механізму з електроприводом це електродвигун, передача і сам робочий орган. Тут дається повне конструкторське рішення вузла, що розраховується, з необхідними роз'яснювальними проекціями, розрізами та перетинами, проставляються габаритні, міжосьові, посадочні розміри, виносяться позиції складальних одиниць (в основному), деталей і стандартних виробів.

Специфікацію на кожне креслення виконують на окремому аркуші формату А4. Можна виконати експлікацію на кресленні загального виду машини і специфікацію для другого листа, на якому зображений механізм.

Пояснювальна записка має містити: вступ; аналітичний огляд машин, призначених для виконання колійних робіт, що і машина за завданням; опис і принцип роботи машини за завданням; опис і принцип роботи механізму за завданням; визначення потужності механізму привода робочого органа; визначення опору переміщенню колійної машини; розрахунки на міцність; заходи з охорони праці під час роботи машини за завданням; висновки; стійкість колійної машини; список використаних джерел; додатки. В додатках пояснювальної записки можуть розміщуватися специфікації до креслень.

Зміст пояснювальної записки для конкретної машини може відрізнятися від переліку наданих розділів. Наприклад, для машин зі значною за довжиною консольною частиною актуальним є розрахунок поздовжньої стійкості, а для машин, що

сприймають значні бокові навантаження, актуальним є розрахунок проти сходу машини з рейок.

Для деяких машин бажано навести і проаналізувати кілька варіантів конструктивних рішень механізму, які відрізняються типом привода і видом передачі. Вибраний за прийнятим критерієм оптимізації варіант механізму використовується у детальній конструктивній розробці.

### **3 ВСТУП ДО КУРСОВОЇ РОБОТИ**

У вступі пояснювальної записки має бути відображено основні напрямки технічної політики в галузі механізації колійних робіт, будівництва колійних машин, вказано чинні законодавчі документи з цього питання, сформульовано точні задачі, поставлені в курсовій роботі.

### **4 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД МАШИН, ПРИЗНАЧЕНИХ ДЛЯ ВИКОНАННЯ КОЛІЙНИХ РОБІТ, ЩО І МАШИНА ЗА ЗАВДАННЯМ**

У цьому розділі студент надає стислий огляд і аналіз трьох колійних машин, що використовуються в Україні або за кордоном, аналогічно (за видом виконання робіт) до тієї, що розраховується (за завданням); наводить таблицю основних конструктивних і технічних показників до кожної з цих машин. Крім цього, необхідно дати опис роботи і конструкцій цих машин, з поданням їх принципів схем (схема машини з позначенням основних вузлів машини – бокова проекція), яка показує взаємодію робочих органів машини [1 – 9].

### **5 ОПИС ТА ПРИНЦИП РОБОТИ МАШИНИ ЗА ЗАВДАННЯМ**

У цьому розділі необхідно дати опис загальної організації роботи машини, що бере участь у технологічному процесі одного

з видів ремонтів залізничної колії або при її спорудженні. Надати схему колійної машини, на якій необхідно позначити вузли та механізми машини. На схемі обов'язково позначається механізм колійної машини, який потрібно розраховувати (за завданням). У розділі обов'язково має бути таблиця основних конструктивних і технічних показників машини (за завданням) [1 – 9].

## **6 ОПИС І ПРИНЦИП РОБОТИ МЕХАНІЗМА ЗА ЗАВДАННЯМ**

У цьому розділі необхідно дати опис механізму за завданням: тип привода, функціональне призначення, місце механізму в технологічному ланцюгу роботи машини. В розділі обов'язково має бути таблиця основних конструктивних і технічних показників механізму та його схема з позначеними елементами, що до нього входять [1 – 9].

## **7 ВИЗНАЧЕННЯ ОПОРУ ПЕРЕМІЩЕННЮ КОЛІЙНОЇ МАШИНИ**

Під час руху колійних машин виникають опори: від сил тертя в опорах осей і тертя кочення коліс, ухилу колії, криволінійності колії, рушання з місця, взаємодії робочих органів із залізничною колією. В цьому випадку, якщо колійна машина переміщується локомотивом, опір розраховується з метою визначення тягового зусилля та підбору локомотива з умови

$$T_{л} \geq \mu W,$$

де  $\mu$  – коефіцієнт запасу,  $\mu \approx 1,15 - 1,25$ ;

$W$  – сума всіх опорів, що виникають при переміщенні колійних машин.

Необхідна умова руху для самохідних машин полягає в тому, що весь опір  $W$  має бути меншим за силу тяги по зчепленню, тобто  $W < F_{зч}$ .



$$F_{зч} = \sum_{j=1}^{n_n} G_j \cdot \psi_k,$$

де  $G_j$  – навантаження на  $j$ -ту привідну вісь машини, Н;

$\sum G_j$  – загальна зчіпна вага машини, Н;

$n_n$  – кількість привідних осей на машині;

$\psi_k$  – коефіцієнт зчеплення.

Згідно з методикою розрахунку сума всіх опорів, що виникають при переміщенні колійних машин,

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + \sum_{i=1}^{i=n} W_{po},$$

де  $W_1$  – опір від тертя, Н;

$W_2$  – опір від ухилу колії, Н;

$W_3$  – опір при переміщенні машини в кривій, Н;

$W_4$  – опір від рушання з місця, Н;

$\sum_{i=1}^{i=n} W_{po}$  – сума всіх спроектованих на вісь колії сил,

прикладених до одночасно працюючих робочих органів, Н.

Розрахунок  $W_1$ ,  $W_2$ ,  $W_3$ ,  $W_4$  здійснюють за формулами, які наведено у [10, 11]. Його треба проілюструвати розрахунковою схемою, на якій проставляють всі опори, що виникають при переміщенні колійної машини.

## **7.1 Визначення опору від робочих органів електробаластера**

Електробаластер може виконувати роботу тільки з дозування баласту в колію або виконувати тільки підйом колії, а також одночасно дозувати баласт з підйомом колії. В першому випадку сумарний опір переміщенню машини від робочих органів визначається за формулою:

$$\sum_{i=1}^{i=n} W_{po} = W_d,$$

де  $W_d$  – опір від дозатора [10, 11], Н.

У другому випадку

$$\sum_{i=1}^{i=n} W_{po} = W_C + W_M,$$

де  $W_C$  – опір від струнок баластерної рами, Н.

$W_M$  – опір від підйомних магнітів, Н.

$$W_C = k_b \cdot d \cdot l \cdot n,$$

де  $k_b$  – питомий опір баласту різанню (для піску  $k_b = 20 \dots 30$  кН/м<sup>2</sup>, для гравію  $k_b = 40 \dots 50$  кН/м<sup>2</sup>, для щебеню  $k_b = 60 \dots 90$  кН/м<sup>2</sup>) [11];

$d$  – діаметр струнки, м;

$l$  – довжина струнки, м;

$n$  – кількість струнок.

Визначимо опір від підйомних магнітів  $W_M$ , Н:

$$W_M = \frac{Q_p}{D} (2 \mu_2 + \mu_1 d) \beta,$$

де  $Q_p$  – навантаження на ролики підйомних магнітів, Н;

$d$  – діаметр цапфи, см;

$D$  – діаметр ролика, см;

$\mu_1$  – коефіцієнт тертя в підшипниках ковзання роликів,  
 $\mu_1 = 0,1$ ;

$\mu_2$  – коефіцієнт тертя кочення ролика по рейці,  $\mu_2 = 0,06$  см;

$\beta$  – коефіцієнт, що враховує тертя реборд ролика по боковій грані головки рейки,  $\beta = 1,5$ .

$$Q_p = Q_{ел} - Q_{п},$$

де  $Q_{ел}$  – підйомна сила електромагнітного підйомника, Н;  
 $Q_{п}$  – зусилля підйому колійної решітки, Н.

При одночасній роботі дозування та підйому сумарний опір переміщенню електробаластера від робочих органів

$$\sum_{i=1}^{i=n} W_{po} = W_{д} + W_{с} + W_{м}.$$

## 7.2 Визначення опору від робочих органів ЩОМ

Сумарний опір переміщенню щебенеочисної машини на базі електробаластера від робочих органів визначається:

$$\sum_{i=1}^{i=n} W_{po} = W_{б} + W_{н} + W_{п} + W_{м},$$

де  $W_{б}$  – опір від крил баластерних рам, [12], Н;

$W_{н}$  – опір від крил несної рами і від підрізного ножа [12], Н;

$W_{п}$  – опір від планувальника [12], Н;

$W_{м}$  – опір від підйомних магнітів, Н (знаходиться як для електробаластера).

## 7.3 Визначення опору від робочих органів ВПО

Опір переміщенню виправно-підбивально-обробної машини від робочих органів знаходимо:

$$\sum_{i=1}^{i=n} W_{po} = W_{д} + W_{м} + W_{уш} + W_{уу} + W_{г},$$

де  $W_{д}$ ;  $W_{м}$  – опір від дозатора і від підйомних магнітів, Н (знаходиться як для електробаластера);

$W_{уш}$ ;  $W_{уу}$  – опір від основних ущільнювальних плит і від ущільнювачів укосів [12], Н;

$W_{г}$  – опір від планувальника укосів, Н (знаходиться як для крил дозатора).

## 7.4 Визначення опорів від робочих органів снігоприбирального поїзда з головною машиною СМ-2

Опір переміщенню снігоприбиральної машини від робочих органів знаходимо:

$$\sum_{i=1}^{i=n} W_{po} = W_K + W_P + W_{\text{Щ}} + W_{\text{СК}},$$

де  $W_K$  – опір від крил, Н;

$W_P$  – опір від ротора-живильника, Н;

$W_{\text{Щ}}$  – опір від бокових щіток, Н;

$W_{\text{СК}}$  – опір від льодосколювача, Н.

Опір від крил складається з опору різанню снігу боковими крилами і від опору волочіння валу снігу вздовж та поперек крил

$$W_K = 2 \cdot l_k \cdot h \cdot k_c \cdot \sin \alpha + \frac{l_k \cdot H^2 \cdot \rho_c}{\text{tg} \varphi} f_1 (\sin \alpha + f_2 \cdot \cos \alpha),$$

де  $l_k$  – довжина крила, м;

$h$  – товщина шару снігу, м;

$k_c$  – питомий опір снігу різанню, Н/м<sup>2</sup> (таблиця 9);

$H$  – висота крила, м;

$\rho_c$  – щільність снігу, кг/м<sup>3</sup> (таблиця 9);

$f_1$  – коефіцієнт тертя снігу по снігу (таблиця 9);

$\alpha$  – кут розкриття крила відносно колії, град;

$f_2$  – коефіцієнт тертя снігу по сталі (таблиця 9);

$\varphi$  – кут природного укосу снігу, град.

Опір від роботи ротора-живильника, Н,

$$W_P = k_c F = k_c l_p \frac{V_m}{0,06 \cdot n_p},$$

де  $l_p$  – довжина ротора, м;

$V_m$  – робоча швидкість машини, км/год;

$n_p$  – частота обертання ротора, об/хв;

Опір від бокових щіток, Н,

$$W_{щ} = 2 k_c l_{щ} \frac{V_M}{0,06 \cdot n_{щ}} \sin \beta,$$

де  $l_{щ}$  – довжина бокової щітки, м;

$n_{щ}$  – частота обертання бокових щіток, об/хв;

$\beta$  – кут розкриття бокових щіток відносно осі колії, град.

Опір від льодосколювача, Н,

$$W_{ск} = k_{л} h_{л} b n,$$

де  $k_{л}$  – питомий опір льодосколюванню,  $k_{л} = 50 \dots 70$  кН/м<sup>2</sup>;

$h_{л}$  – товщина льоду, що сколюється, м (при розрахунках можна прийняти  $h_{л} = 0,1 \dots 0,15$  м);

$b$  – ширина одного зуба, м;

$n$  – кількість зубів.

Таблиця 9 – Залежність коефіцієнта опору різанню і коефіцієнтів тертя від щільності снігу

Щільність снігу, кг/м <sup>3</sup>	Коефіцієнт опору різанню, Н/м <sup>2</sup> , при температурі		Коефіцієнт тертя снігу по снігу при температурі			Коефіцієнт тертя снігу по металевій поверхні при температурі		
	від -2 <sup>0</sup> до -27 <sup>0</sup>	від -2 <sup>0</sup> до +2 <sup>0</sup> від +2 <sup>0</sup> до 0	від -2 <sup>0</sup> до -6 <sup>0</sup>	нижче -10 <sup>0</sup>	-4 <sup>0</sup>	від -16 <sup>0</sup> до -30 <sup>0</sup>	від -1 <sup>0</sup> до +2 <sup>0</sup>	
100	-	-	0,27	0,29	0,34	0,100	0,140	0,180
200	70	160	0,30	0,33	0,36	0,085	0,085	0,110
300	190	320	0,35	0,39	0,46	0,070	0,080	0,090
400	950	800	0,40	0,44	0,50	0,055	0,065	0,075
450	1 400	1300	0,42	0,46	0,52	0,040	0,048	0,056
500	2100	2000	0,43	0,49	0,53	0,025	0,033	0,040
550	2500	2300	0,45	0,50	0,57	-	-	-

## 7.5 Визначення опорів від робочих органів хопер-дозаторного поїзда

При розвантаженні щебеню з хопер-дозаторного поїзда опір його переміщенню від робочих органів визначається за формулою

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

де  $W_B$  – опір від волочіння баласту при його розвантаженні, Н.

$$W_B = P f,$$

де  $P$  – вертикальне зусилля завантаженого у вагон баласту на поверхню волочіння, Н;

$f$  – коефіцієнт внутрішнього тертя баласту (для щебеню  $f = 0,9$ , для піску  $f = 0,6$ ).

Вертикальне зусилля баласту на поверхню волочіння, Н,

$$P = p F,$$

де  $p$  – тиск на поверхню волочіння, Па (для неглибоких бункерів і добре сипких вантажів знаходиться за гідростатичним законом [10]).

$$p = h \gamma k_d,$$

де  $h$  – найбільша висота баласту в бункері від поверхні, м;

$k_d$  – поправковий коефіцієнт, що враховує динамічність навантаження,  $k_d = 1,2 \dots 1,3$ ;

$\gamma$  – об'ємна вага баласту, Н/м<sup>3</sup>;

$F$  – сумарна площа розвантажувальних отворів одного дозатора, через які одночасно здійснюють розвантаження баласту, м<sup>2</sup>.

Враховуючи, що відкриття кришок розвантажувально-дозувального пристрою наступного вагона хопер-дозаторного поїзда здійснюється раніше повного розвантаження баласту з першого вагона, і приймаючи висоту баласту від поверхні волочіння в першому вагоні в даний проміжок часу, що дорівнює  $0,3h$ , вертикальне зусилля баласту на поверхню волочіння в момент розвантаження визначається за формулою

$$P=1,3 h \gamma_{\text{кд}} F.$$

Повний опір переміщенню розраховується для моменту розвантаження баласту з перших двох вагонів хопер-дозаторного поїзда.

## **7.6 Визначення опорів переміщенню стругів-снігоочисників СС і укладальних кранів типу УК**

Розрахунок опорів переміщенню для стругів-снігоочисників СС та укладальних кранів типу УК студент здійснює за методикою, наведеною в [10 – 12].

## **8 ВИЗНАЧЕННЯ СТІЙКОСТІ КОЛІЙНИХ МАШИН**

При переміщенні колійної машини по залізничній колії стійкість її може бути порушена внаслідок дії великих бокових сил від робочих органів, сил інерції, вітрового навантаження та ін. Залежно від типу колійної машини та характеру дії на неї сил перевіряються стійкість машини проти сходу з рейок, поперечна та поздовжня стійкість.

### **8.1 Стійкість електробаластера**

Поперечна стійкість електробаластера перевіряється за формулою

$$K_{\text{П}} = \frac{M_{\text{УТ}}}{M_{\text{ПР}}} \geq 1,4,$$

де  $M_{\text{УТ}}$  – момент утримувальних сил, Нм;  
 $M_{\text{ПР}}$  – момент сил перекидання, Нм.

$$M_{\text{УТ}} = G \frac{b}{2},$$

де  $G$  – вага машини, Н;  
 $b$  – відстань між осями рейок, м (рисунок 1).

$$M_{\text{ПР}} = Q h,$$

де  $Q$  – поперечна сила, що діє на машину, приймається рівною  $0,4Q$ , Н;  
 $h$  – плече сили  $Q$ , яка прикладена в центрі ваги машини, м (рисунок 1).

$$h = \frac{\sum M}{G},$$

де  $\sum M$  – сума моментів від ваги окремих частин машини відносно головки рейки, Нм.

Поздовжня стійкість електробаластера перевіряється відносно середнього візка (рисунок 2) за формулою

$$K_{\text{ПД}} = \frac{M_{\text{УТ}}}{M_{\text{ПР}}} \geq 1,3.$$

Момент утримувальних сил знаходиться за формулою, Нм,

$$M_{\text{УТ}} = G_{\text{Н}} \left( \frac{l}{2} - l_{\text{ГН}} \right),$$

де  $G_{\text{Н}}$  – вага ферми 2 електробаластера, Н.

Момент перекидних сил знаходиться за формулою, Нм,

$$M_{\text{ПР}} = \frac{1}{4} l \cdot P_{\text{Ш}} + \frac{1}{8} l \cdot G_{\text{В-Ш}},$$



де  $P_{ш}$  – зусилля, що передається від ферми 1 через шарнір ферми 2, Н.

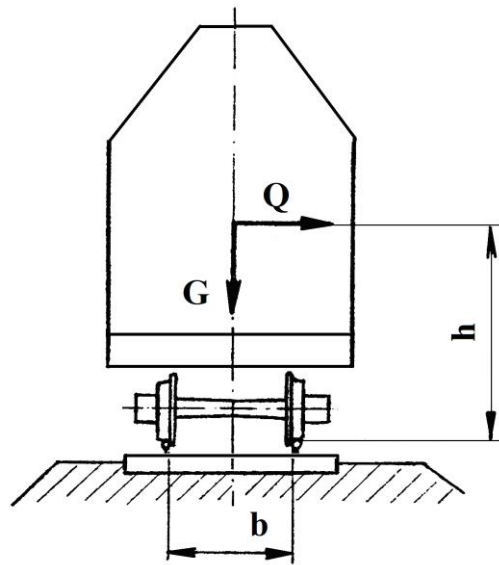


Рисунок 1 – Схема для розрахунку поперечної стійкості

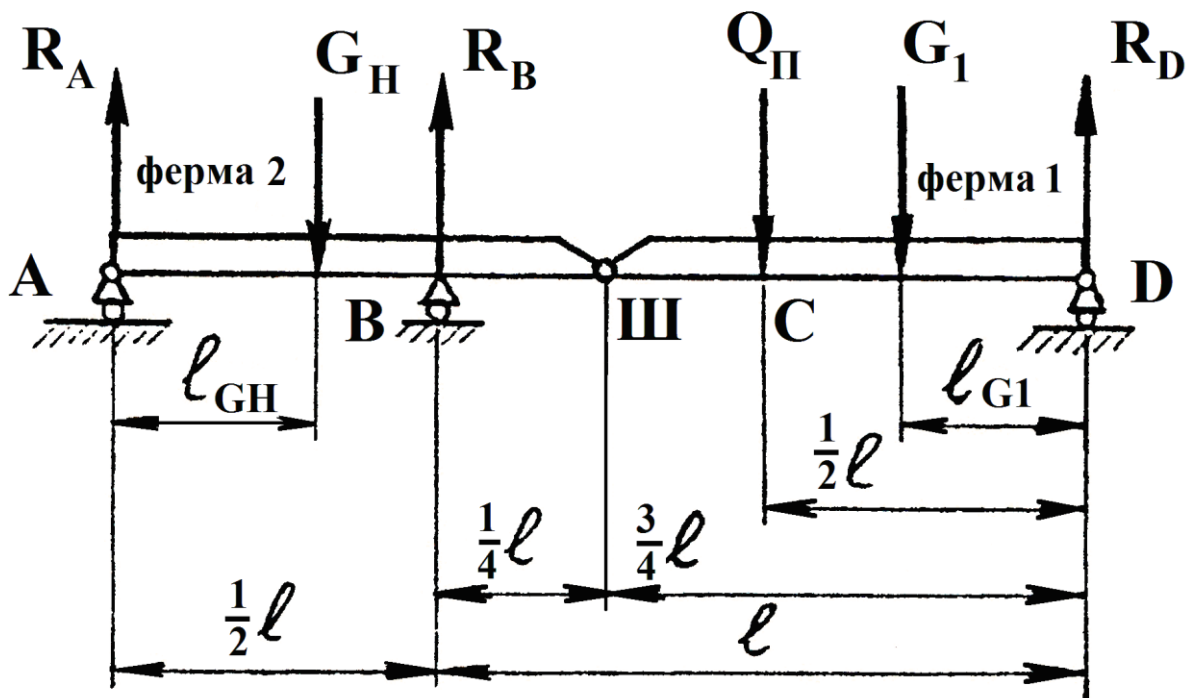


Рисунок 2 – Схема для розрахунку поздовжньої стійкості

$$P_{ш} = \frac{G_1 \cdot l_{G1} + Q_{II} \cdot \frac{1}{2} \cdot l}{\frac{3}{4} \cdot l},$$

де  $G_1$  – вага ферми 1 електробаластера, Н;  
 $Q_{\Pi}$  – зусилля підйому колійної решітки, Н;  
 $G_{B-III}$  – вага частини ферми від точки В до шарніра Ш.

## 8.2 Стійкість ЩОМ, УК, ВПО, СМ-2, хопер-дозатора

Поперечна та поздовжня стійкість щебенеочисної машини ЩОМ визначається за розрахунковими формулами та схемами, як і для електробаластера.

Поздовжня стійкість укладального крана перевіряється згідно з методикою, що наведена в [12], а поперечна – аналогічно до електробаластера.

Для ВПО, СМ-2, хопер-дозатора перевіряється стійкість проти перевертання при транспортуванні машини за методикою, що наведена в [12].

## 8.3 Стійкість струга-снігоочисника

Під час перевірки поперечної стійкості струга-снігоочисника за розрахункове приймається таке положення, коли струг працює з повністю відкритим і піднятим над поверхнею ґрунту одним боковим крилом на криволінійному відрізьку колії. При цьому в робочому положенні є крило, що розташоване на внутрішньому боці кривої, а друге – в транспортному положенні. Сила тиску вітру направлена у бік перевертання струга.

Умова поперечної стійкості струга визначається за формулою

$$K_{\Pi} = \frac{M_{\text{УТ}}}{M_{\text{ПР}}} \geq 1,4.$$

Згідно з розрахунковою схемою, що наведена на рисунку 3, момент утримувальних сил визначається за формулою

$$M_{\text{УТ}} = G_c l_5 + G_k l_6,$$

де  $G_c, G_k$  – вага струга без крил та вага одного крила, Н;  
 $l_5, l_6$  – плечі прикладання відповідних сил, м.

Момент перевертальних сил дорівнює:

$$M_{\text{пр}} = G_1 l_1 + G_2 l_2 + G_3 l_3 + W_B l_4,$$

де  $G_1, G_2, G_3$  – вага відповідно укісного крила, основної та кюветної частини крила, Н;

$W_B$  – сила тиску вітру, Н;

$l_1, l_2, l_3, l_4$  – плечі прикладання відповідних сил, м.

$$W_B = \omega_B \cdot F_C,$$

де  $\omega_B$  – питомий тиск вітру (приймаємо  $\omega_B = 500 \text{ Н/м}^2$ );

$F_C$  – бокова площа струга,  $\text{м}^2$ .

Кут нахилу кузова струга  $\varphi$  приймаємо рівним куту нахилу колії в кривій:

$$\sin \varphi = \frac{h}{B}, \quad \varphi = \arcsin \frac{h}{B},$$

де  $h$  – перевищення зовнішньої рейки,  $h_{\text{max}} \approx 150 \text{ мм}$ ;

$B$  – відстань між колами катання колісної пари.

Стійкість струга проти сходу з рейок визначається при повному використанні сили тяги локомотива і роботі машини одним крилом. Розрахункова схема наведена на рисунку 4. На крило діють опір ґрунту різанню  $W_1$ , опір від переміщення валу ґрунту перед крилом  $W_2$  та опір від тертя ґрунту по крилу  $W_3$ . Позначивши горизонтальні реакції рейок на колісні пари через  $Q_1$  і  $Q_2$ , можна визначити одну з них з рівняння моментів усіх сил відносно точки А і В.

Для стійкості струга необхідно, щоб вертикальні сили, які діють на шийки осей колісних пар, і горизонтальні зсувові сили знаходились у певному співвідношенні. Для заднього візка умова стійкості має вигляд:

$$\frac{Q_1 + \mu \cdot P_2}{P_1} < \frac{\text{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \cdot \text{tg} \beta},$$

де  $P_2$  – вертикальна від власної ваги струга реакція рейки, у бік якої можливий зсув колісних пар візка, Н;

$P_1$  – вертикальна реакція другої рейки на візок, Н;

$\mu$  – коефіцієнт тертя сковзання колеса по рейці,  $\mu = 0,2 - 0,3$ ;

$\beta$  – кут між твірною поверхнею гребеня та горизонтальною площиною,  $\beta = 60 - 80^\circ$ .

Вертикальні реакції  $P_1$  і  $P_2$  можуть бути визначені за розрахунковою схемою, що наведена на рисунку 3.

Аналогічно виконується перевірка стійкості проти сходу з рейок переднього візка струга.

## 9 ВИЗНАЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ПРИВОДА РОБОЧОГО ОРГАНА

Для приведення в дію робочих органів колійних машин найбільш часто використовуються: електричний, пневматичний та гідравлічний приводи.

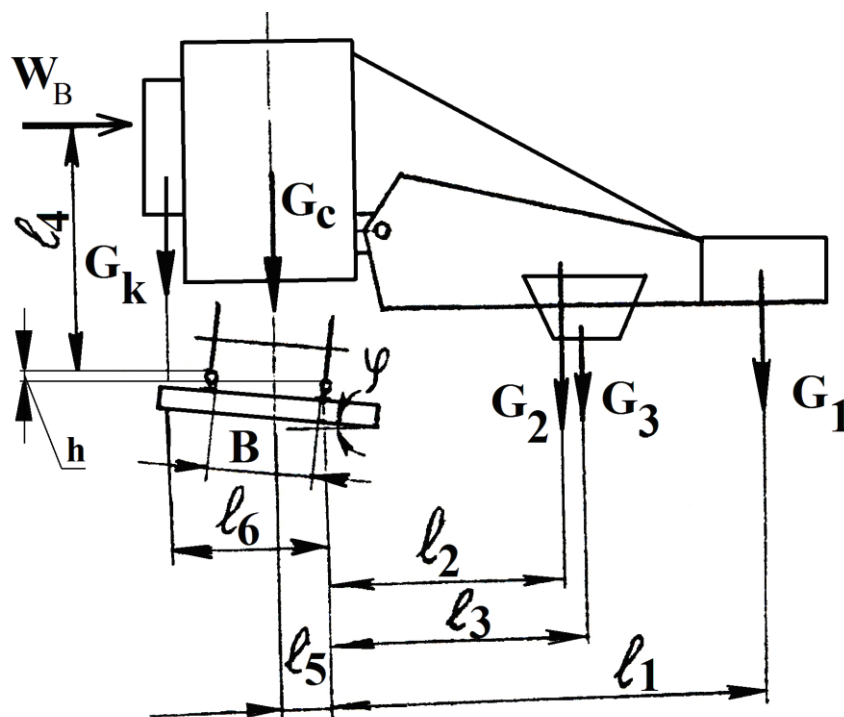


Рисунок 3 – Схема для розрахунку поперечної стійкості струга-снігоочисника

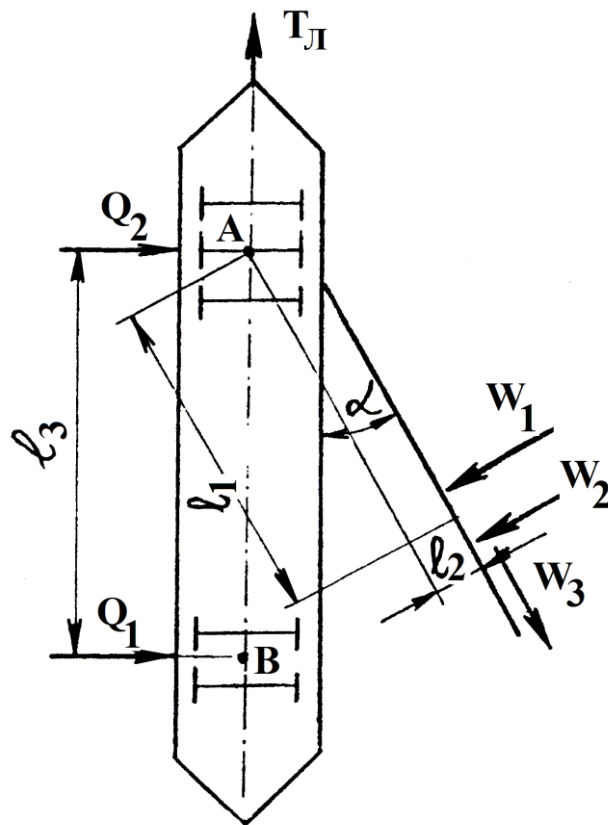


Рисунок 4 – Схема для розрахунку стійкості струга проти сходу з рейок

Широкого застосування набув електропривод на електробаластерах, щетенеочисних машинах, колісукладальниках, снігоприбиральних машинах, виправно-обробних машинах та інших колійних машинах. Для поступального переміщення робочих органів 5 широко використовується об'єднання електродвигуна 1, муфти 2, черв'ячного редуктора 3 та гвинтової пари 4, гайкою якої є черв'ячне колесо редуктора (рисунок 5).

При проектуванні привода з гвинтовим механізмом звичайно задаються (визначаються) сила  $Q_B$ , що діє по осі гвинта від робочого органа, та швидкість руху гвинта  $V$  (рисунок 5).

Потужність електродвигуна  $N_{дв}$ , кВт,

$$N_{дв} = \frac{Q_B \cdot V}{1000 \cdot \eta_B \cdot \eta_{ч}}$$

де  $Q_B$  – осьове зусилля вздовж гвинта, Н;

$V$  – швидкість руху гвинта, м/с (визначається з кінематичного розрахунку, виходячи зі швидкості робочого органу);

$\eta_{\text{в}}$  – ККД гвинтової пари;

$\eta_{\text{ч}}$  – ККД черв'ячної передачі.

Після знаходження номінальної потужності електродвигуна потрібно визначити, який тип електродвигуна підходить для заданих умов. Для колійних машин використовуються двигуни постійного та змінного струму з постачанням від дизель-генераторної установки. Найбільш практичні для використання у вантажопідйомних машинах електродвигуни постійного струму, оскільки вони дають змогу регулювати швидкість у широкому діапазоні. Серед електродвигунів змінного струму найчастіше використовують асинхронні з коротко замкнутим ротором.

Електродвигуни колійних машин в основному працюють у легкому та середньому режимі.

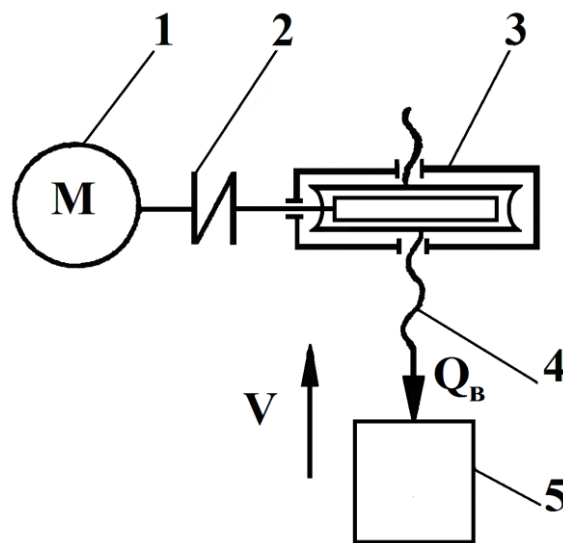


Рисунок 5 – Схема приводу з гвинтовим механізмом

Легкий режим (Л) характеризується великими перервами в роботі (ПВ – 15 %), рідкою роботою з номінальним навантаженням, низькими швидкостями, невеликим числом включень за годину (до 60 вкл./год). У цьому режимі працюють механізми підйому, зсуву та перекоосу колії, механізми дозаторів електробаластерів, механізми переміщення козлових кранів та ін. Середній режим (С) характеризується середніми навантаженнями

та швидкостями, середнім числом включень за годину (до 120 вкл./год), середнім значенням відносної тривалості включення (ПВ=30 %). У такому режимі працюють вантажопідйомні і тягові лебідки колієукладальника та ін. Особливо слід зазначити роботу механізмів привода сітчастої стрічки щебенеочисних машин, які працюють у дуже важкому режимі (В), що характеризується номінальними навантаженнями, дуже великими швидкостями, високою відносною тривалістю включення (ПВ=40 %). За номінальною потужністю та виходячи з конкретних умов праці, електродвигун вибирається за каталогом-довідником або ДСТУ, вказується його марка, потужність, число обертів вала, ПВ у відсотках.

Останніми роками гідравлічний привод широко застосовується на колійних машинах. При проектуванні гідравлічного привода роблять принципову схему (гідросхему), визначають її тип (відкрита, закрита), силові елементи (гідроциліндри або гідродвигуни), встановлюють вид регулювання, типи циліндрів (телескопічні, одноштокові, двоштокові) та намічають інші елементи гідросхеми (запобіжники та ін.). Для гідравлічної системи, що проектується, вибирають робочий тиск (ряд нормалізованих тисків 5, 8, 10, 12,5, 20, 25 МПа).

Якщо силовим елементом використовують гідроциліндр, то передусім знаходять діаметр поршня:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot P}{\pi \cdot p \cdot \eta_M}},$$

де  $P$  – зусилля, що діє вздовж штока, Н ;

$p$  – робочий тиск, МПа;

$\eta_M$  - механічний ККД гідроциліндра,  $\eta_M = 0,85 \dots 0,97$ .

Кількість рідини, що проходить через даний  $i$ -й циліндр, знаходять:

$$Q_i = F_{pi} v_i,$$

де  $F_{pi}$  – робоча площа поршня, см<sup>2</sup>;

$v_i$  – швидкість поршня, см/с.

Загальна кількість рідини, що проходить, визначається за формулою

$$Q = \sum_{i=1}^{i=n_{\text{ц}}} Q_i,$$

де  $n_{\text{ц}}$  – число одночасно працюючих циліндрів.

Необхідна для роботи циліндрів продуктивність насоса буде:

$$Q_{\text{н}} = \frac{Q}{\eta_{\text{ом}} \cdot \eta_{\text{сц}}^{n_{\text{ц}}}} k,$$

де  $k$  – коефіцієнт, що враховує втрати в елементах системи – золотниках, розподільвачах та ін.,  $k=1,02$ ;

$\eta_{\text{ом}}$  – об'ємний ККД насоса,  $\eta_{\text{ом}}=0,85 \dots 0,97$ ;

$\eta_{\text{сц}}$  – об'ємний ККД силового циліндра ( $\eta_{\text{сц}}=0,96$ ).

Знаючи умови роботи гідросистеми, значення робочого тиску і продуктивність, намічають тип гідронасоса і вибирають його за каталогом. При виборі насоса необхідно пам'ятати, що шестеренчасті насоси (НШ) прості за конструкцією і для тиску 10 МПа надійні та довговічні, витримують перевантаження. Лопатеві насоси (Л) характеризуються малими розмірами, випускаються тиском до 6,2 МПа і 12,5 МПа і все більш широко використовуються на колійних машинах.

Потужність електродвигуна, необхідна для привода гідронасоса, визначають за формулою

$$N_{\text{дв}} = \frac{p \cdot Q}{1000 \cdot \eta_{\text{заг}}},$$

де  $p$  – тиск у насосі, МПа;

$Q$  – продуктивність насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$\eta_{\text{заг}}$  – загальний ККД насоса,  $\eta_{\text{заг}}=0,8 \dots 0,85$ .

Пневмопривод широко застосовують на стругах, снігоочисниках, снігоприбиральних і землеприбиральних



машинах та ін. На самохідних машинах встановлюють компресор. На несамохідних машинах, що переміщуються локомотивом, стиснене повітря надходить по трубопроводах від компресора локомотива.

Максимальний тиск, забезпечений компресором локомотива,  $p_{\max} = 0,7$  МПа. Розрахунковий тиск у пневмоциліндрі приймається рівним:

$$p = (0,7 - 0,8) p_{\max}, \quad \text{тобто} \quad p = 0,4 - 0,5 \text{ МПа.}$$

Внутрішній діаметр пневмоциліндра визначається за формулами:

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi \cdot p \cdot \eta_M}} \quad \text{або} \quad D = \sqrt{\frac{4P}{\pi \cdot p \cdot \eta_M} + d^2},$$

де  $D$  – діаметр циліндра, якщо повітря подається у поршневу робочу порожнину, см;

$D_1$  – діаметр циліндра, якщо повітря подається у штокову робочу порожнину, см;

$P$  – зусилля, що діє вздовж штока, Н;

$D$  – діаметр штока, см;

$\eta_M$  – механічний ККД пневмоциліндра,  $\eta_M = 0,9 \dots 0,95$ .

Витрата стисненого повітря на робочу операцію для  $i$ -го циліндра, см<sup>3</sup>,

$$W_i = \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \cdot l_i,$$

де  $l_i$  – хід поршня, см.

Середня витрата повітря при атмосферному тиску становить для всієї машини, см<sup>3</sup>/с,

$$W = \frac{1}{3600} \cdot \sum_{i=1}^{i=n} k_i \cdot W_i \cdot p_{\max},$$

де  $n$  – кількість одночасно працюючих циліндрів;  
 $k_i$  – середнє число включень  $i$ -го циліндра за годину.

Потрібна продуктивність компресора,  $\text{см}^3/\text{год}$ ,

$$П = 3600 \cdot \beta \cdot W,$$

де  $\beta$  – коефіцієнт запасу, що враховує нерівномірність роботи системи та підтікання,  $\beta = 1,3 \dots 1,4$ .

Необхідний об'єм ресивера,  $\text{см}^3$ ,

$$V_p = \frac{\alpha \cdot W \cdot t}{P_{\text{MAX}} - P_{\text{MIN}}},$$

де  $t$  – час, необхідний для підкачування повітря в ресивер,  
 $t = 20 \dots 30$  с;

$P_{\text{MIN}}$  – мінімальний тиск у ресивері,  $P_{\text{MIN}} = 0,65 P_{\text{MAX}}$ ;

$\alpha$  – коефіцієнт запасу ( $\alpha = 3 \dots 8$ ).

При проектуванні пневмопривода складають принципову пневмосхему, установлюють типи циліндрів (телескопічні, одноштокові), намічають елементи пневмосистеми (повітроочисник, маслотовологовіддільник, запобіжний клапан, пневмозолотники та ін.).

Для самохідних колійних машин підбирають тип компресора. Розрахункова продуктивність компресора визначається шляхом збільшення в 4 – 5 разів теоретичної продуктивності. Це збільшення необхідне для запобігання довгій роботі компресора з навантаженням, а також для підтримування робочого тиску в ресивері при випадковому збільшенні витрачання повітря із системи.

При проектуванні привода та визначенні його параметрів необхідно в першу чергу розрахувати зусилля, що діє на гвинт електрогвинтового привода, шток циліндра і т. д., яке зв'язане передаточними елементами з зусиллям, що діє на робочий орган.

## 9.1 Визначення зусиль, що діють на електромагнітний підйомник

На електромагнітний підйомник діють вертикально та горизонтально прикладені сили, що виникають при підйомі та зсуві колійної решітки.

Зусилля підйому колійної решітки визначається за формулою

$$Q_{\Pi} = 4,4 \cdot \sqrt[4]{2E \cdot I_X \cdot h \cdot q^3},$$

де  $E$  – модуль пружності рейкової сталі,  $E=20,6 \cdot 10^6$  Н/см<sup>2</sup>;

$I_X$  – момент інерції однієї рейки відносно горизонтальної осі, см<sup>4</sup> (таблиця 10);

$h$  – висота підйому колії, см;

$q$  – погонний опір підйому колійної решітки, Н/см.

Таблиця 10 – Залежність погонної ваги 1 см колійної решітки від типу та епюри шпал

Тип шпал	Епюра шпал на 1 км	Тип рейки	$q_{\text{пр}}$ , Н/см	$q_{\text{б}}$ , Н/см	Моменти інерції рейки, см <sup>4</sup>	
					$I_x$	$I_y$
Дерев'яні	1840	Р 50	26,6	88	2037	377
		Р 65	30,2		3573	572
	2000	Р 50	27,46	95	2037	377
		Р 65	31		3573	572
Залізобетонні	1840	Р 50	56,2	88	2037	377
		Р 65	58,9		3573	572
	2000	Р 50	65	95	2037	377
		Р 65	70,6		3573	572

Погонний опір підйому колійної решітки

$$q = q_{\text{пр}} + q_{\text{б}} - k h,$$

де  $q_{\text{пр}}$  – погонна вага 1 см колійної решітки, Н/см (таблиця 10);

$q_{\text{б}}$  – опір баласту на 1 см колійної решітки в початковий момент підйому, Н/см (таблиця 10);

$k$  – коефіцієнт, що залежить від об'єму дозування і типу верхньої будови колії,  $k \approx 0,2 \text{ Н/см}^2$ .

$h$  – висота підйому колії, см.

Зусилля зсуву колійної решітки при непіднятій колії (приймавши коефіцієнт тертя шпал по баласту  $f = 1$ ) можна визначити за формулою

$$Q_C = 4,4 \cdot \sqrt[4]{2 \cdot E \cdot I_y \cdot a \cdot q^3},$$

де  $I_y$  – момент інерції рейки відносно вертикальної осі,  $\text{см}^4$  (таблиця 10);

$a$  – величина зсуву колії, см.

Найбільше розрахункове зусилля підйому, що діє на один гвинт, визначається за формулою (рисунок 6)

$$Q_{ВП} = \left( \frac{Q_{\Pi}}{2} + \frac{G_{\Pi}}{2} \right) \beta,$$

де  $G_{\Pi}$  – зусилля від частин, що піднімаються, механізму підйому, Н;

$\beta$  – коефіцієнт перевантаження при випереджальному підйомі однієї нитки колійної решітки,  $\beta = 1,3$ .

Зусилля, що направлене вздовж гвинта механізму зсуву (рисунок 6),

$$Q_{ВС} = Q_C \frac{a+b}{b}.$$

## 9.2 Визначення зусиль, що діють на дозатор

При роботі дозатора на нього діють сили від різання баласту, переміщення баласту вздовж та впоперек крила. Методика розрахунку цих сил наведена у методичній літературі [11]. Зусилля вздовж гвинта механізму підйому дозатора при «підйомці» під час дозування баласту (рисунок 7)

$$Q_{ВПД} = \frac{G_{Д} + (N_{Щ} + 2N_{КР})f_{СТ}}{2},$$

де  $G_{Д}$  – зусилля від частин дозатора, що піднімаються, Н;

$N_{Щ}$  – нормальне навантаження на щит, Н;

$N_{КР}$  – нормальне навантаження на крило, Н,

$f_{СТ}$  – коефіцієнт тертя баласту по сталі (для піску  $f=0,73$ ; для щебеню  $f=0,84$ ).

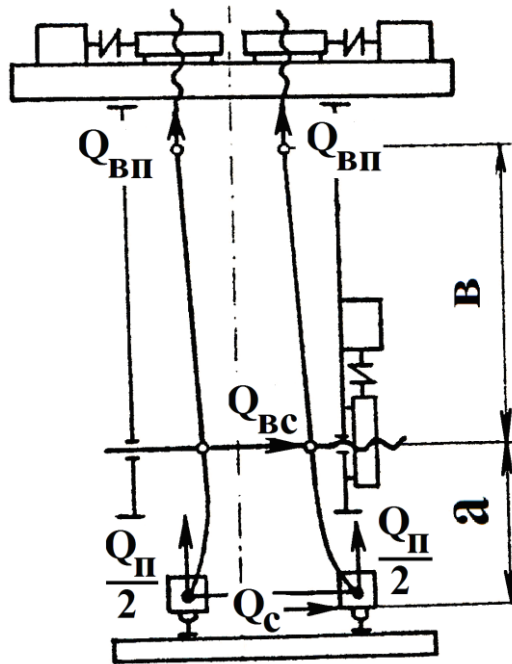


Рисунок 6 – Схема розрахунку зусилля, що направлене вздовж гвинта механізму зсуву

Нормальне навантаження на щит, Н,

$$N_{Щ} = W_{В}^{Щ} + W_{Р}^{Щ},$$

де  $W_{В}^{Щ}$  – зусилля від волочіння баласту впоперек щита, Н;

$W_{Р}^{Щ}$  – зусилля від різання баласту щитом, Н.

Нормальне навантаження на крило, Н,

$$N_{КР} = W_{В}^{К} + W_{Р}^{К},$$

де  $W_P^K$  – зусилля від різання баласту крилом, Н;

$W_B^K$  – зусилля від волочіння баласту поперек крила, Н.

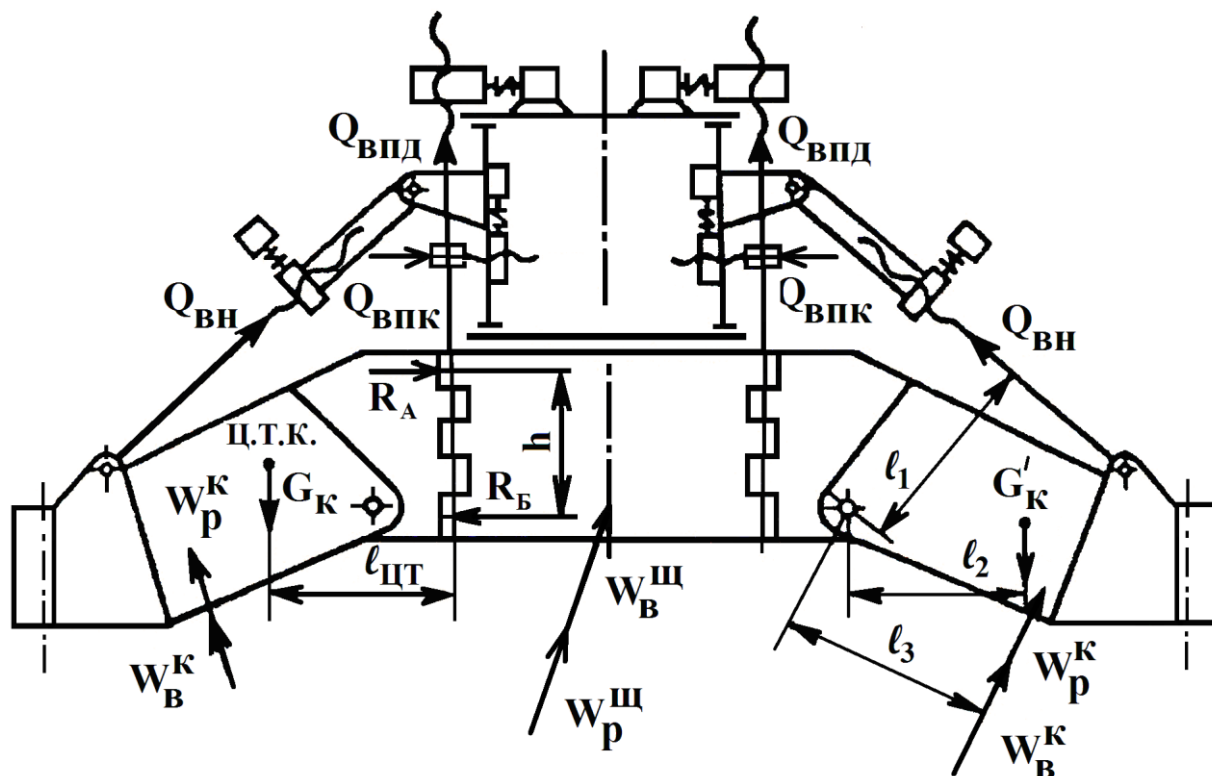


Рисунок 7 – Схема для розрахунку

При зміні нахилу крила з підкрилком та козирком у нахиленій тязі виникає зусилля, яке долає опір підйому від маси крила і сил тертя від взаємодії баласту, при різанні та волочінні. Зусилля вздовж гвинта механізму нахилу крила дозатора (рисунок 7)

$$Q_{ВН} = \frac{G'_K \cdot l_2 + (W_P^K + W_B^K) l_3 \cdot f_{СТ}}{l_1},$$

де  $G'_K$  – сила тяжіння (вага) основної частини крила з підкрилком та козирком без кореневої частини, Н;

$W_P^K$ ,  $W_B^K$  – зусилля від різання баласту і волочіння його впоперек крила, Н;

$l_1, l_2, l_3$  – плечі прикладення сил, мм, ( $l_3 \approx \frac{1}{2} l_{КР}$ ).

Зусилля вздовж гвинта механізму повороту крила (рисунок 7) визначається з умови переборення сил тертя у шарнірному з'єднанні кореневої частини крила з щитом:

$$Q_{\text{ВПК}} = \frac{2M_{\text{ТР}}}{d},$$

де  $M_{\text{ТР}}$  – момент сил тертя в шарнірі, Н·мм .

$$M_{\text{ТР}} = (R_{\text{А}} + R_{\text{Б}})f \frac{d_0}{2},$$

де  $R_{\text{А}}, R_{\text{Б}}$  – реакції в шарнірі, Н;

$f$  – коефіцієнт тертя деталей, що труться,  $f=0,1$ ;

$d_0$  – діаметр осі шарнірного з'єднання, мм;

$d$  – діаметр ділильного кола шестірні, мм.

З рисунка 7 впливає:

$$R_{\text{А}} + R_{\text{з}} = \frac{2G_{\text{к}} \cdot l_{\text{цт}}}{h},$$

де  $G_{\text{к}}$  – сила тяжіння всього крила, враховуючи кореневу частину, Н;

$l_{\text{цт}}, h$  – плечі прикладення сил, мм.

Для примусового відкриття крил під навантаженням у процесі дозування баласту на електробаластері ЕЛБ-3 використані гідравлічні циліндри та блочно-канатна система, а на ЕЛБ-3М і ЕЛБ-3ТС – електрогвинтовий привід (рисунок 8).

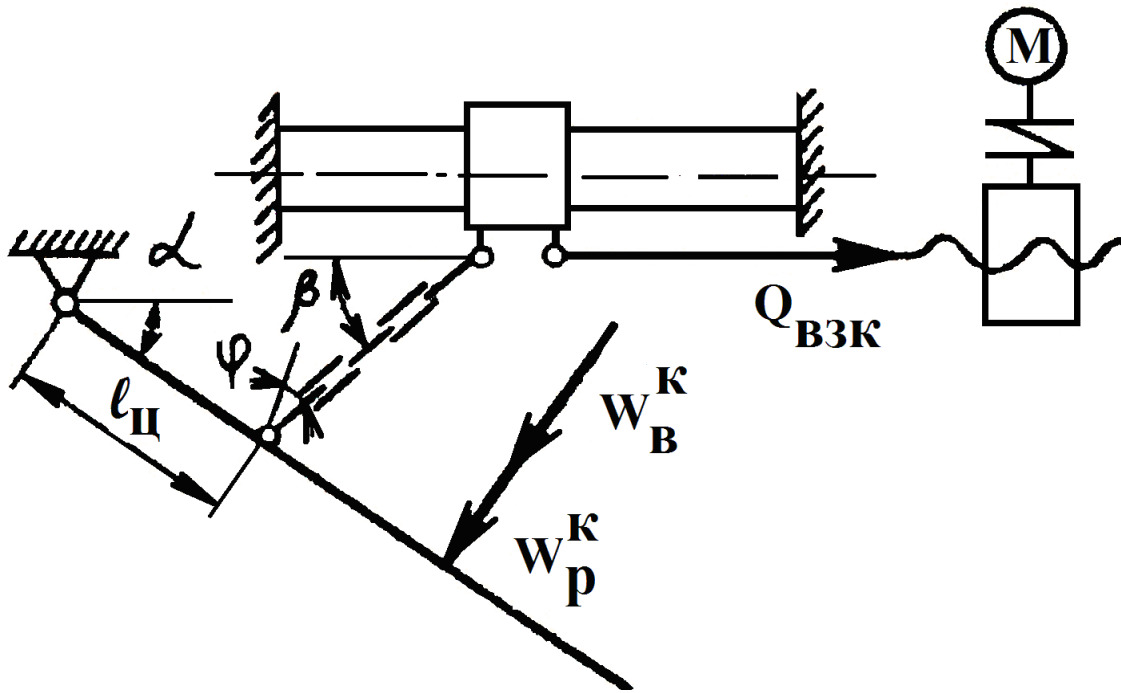


Рисунок 8 – Схема для розрахунку

Зусилля у гвинті механізму закриття крил визначається тоді, коли крило відкрите на максимальний кут ( $\alpha = 48^\circ$ ), використовуючи схеми, що подано на рисунках 7 і 8, і на його діючі сили від різання і волочіння баласту та сили тертя в шарнірному з'єднанні:

$$Q_{ВЗК} = \frac{W_P^K + W_B^K + \frac{G_K \cdot l_{ЦТ}}{h \cdot l_{Ц}} f \cdot d_0}{\cos \varphi \cdot \cos^2 \psi \cdot \cos \beta},$$

де  $l_{Ц}$  – відстань від шарніра крила до місця під'єднання до нього ланцюга механізму закриття, мм;

$\varphi, \psi, \beta$  – кути нахилу ланцюга до нормалі крила, горизонтальної площини і до осі машини, град.

### 9.3 Визначення потужності привода сітчастої стрічки ЩОМ

Потужність, що необхідна для роботи щибенеочисного пристрою, має такі складові [12]:



$$N_{\text{щч}} = N_1 + N_2 + N_3 + N_4,$$

де  $N_1$  – потужність, що витрачається на подолання сил тертя стрічки по підрізному ножу, кВт;

$N_2$  – потужність, що необхідна для розгону щебеню на стрічці, кВт;

$N_3$  – потужність, що необхідна для підйому щебеню та забруднювачів на відповідну висоту, кВт;

$N_4$  – потужність, що витрачається на переміщення стрічки, кВт.

Потужність, що витрачається на подолання сил тертя стрічки по підрізному ножу, визначається за формулою

$$N_1 = \frac{F_{\text{ТР}} \cdot V_{\text{Л}}}{1000},$$

де  $F_{\text{ТР}}$  – сила тертя, що виникає між ножом і стрічкою, яка рухається з щебенем, Н;

$V_{\text{Л}}$  – швидкість стрічки,  $V_{\text{Л}} = 10 - 14$  м/с.

Сила тертя визначається за формулою

$$F_{\text{ТР}} = (G_{\text{щ}} + q_0 \cdot L_{\text{Г}}) f_{\text{Л}},$$

де  $G_{\text{щ}}$  – вага щебеню на горизонтальній ділянці стрічки, Н;

$q_0$  – вага 1 м стрічки,  $q_0 \approx 1150$  Н/м;

$f_{\text{Л}}$  – коефіцієнт тертя стрічки по ножу,  $f_{\text{Л}} = 0,7 \dots 1,0$ ;

$L_{\text{Г}}$  – горизонтальна довжина стрічки, м.

$$G_{\text{щ}} = 10 \cdot S \cdot B \cdot \gamma = 10 \cdot h \cdot L_{\text{Г}} \cdot B \cdot \gamma,$$

де  $S$  – площа поздовжнього перерізу валу щебеню, що міститься на стрічці, м<sup>2</sup>;

$B$  – ширина стрічки,  $B = 1$  м;

$\gamma$  – об'ємна щільність щебеню,  $\gamma = 1800$  кг/м<sup>3</sup>;

$h$  – середня товщина шару щебеню на стрічці,  $0,025 \dots 0,075$  м.

Середнє значення площі  $S$ ,  $m^2$ , може бути визначено за формулою

$$S = \frac{P_{\text{об}} \cdot L_{\Gamma}}{3600 \cdot V_{\Gamma} \cdot B},$$

де  $P_{\text{об}}$  – об’ємна продуктивність (для ЩОМ-4,  $P_{\text{об}} = 3000 \text{ м}^3/\text{год}$ ).

Визначимо потужність, що необхідна для розгону щебеню на стрічці:

$$N_2 = \frac{P_{\text{об}} \cdot V_{\text{л}}^2 \cdot \gamma}{2 \cdot 3600 \cdot 1000}.$$

Наступна складова сумарної потужності

$$N_3 = \frac{P_{\text{чист}} \cdot H_{\text{чист}} + P_{\text{заб}} \cdot H_{\text{заб}}}{3600 \cdot 1000},$$

де  $P_{\text{чист}}$  – вагова продуктивність по чистому щебеню,  $\text{Н/с}$ ;

$H_{\text{чист}}$  – висота підйому чистого щебеню,  $\text{м}$ ;

$P_{\text{заб}}$  – вага забруднювачів, що видаляються за 1 с,  $\text{Н/с}$ ;

$H_{\text{заб}}$  – висота підйому забруднювачів,  $H_{\text{заб}} = 0,6 \text{ м}$ .

$$P_{\text{чист}} = P_{\text{ваг}} \cdot \varphi_1,$$

де  $\varphi_1$  – коефіцієнт, який враховує частину чистого щебеню в загальному об’ємі,  $\varphi_1 = 0,6 \dots 0,7$ ;

$P_{\text{ваг}}$  – вагова продуктивність,  $\text{Н/с}$ .

$$P_{\text{ваг}} = \frac{10 \cdot P_{\text{об}} \cdot \gamma}{3600}.$$

Вага забруднювачів  $P_{\text{заб}}$ ,  $\text{Н/с}$ , що видаляються за 1 с, визначається за формулою

$$P_{\text{заб}} = \varphi_1 P_{\text{ваг}}; \quad (P_{\text{заб}} = P_{\text{об}} \cdot \gamma \cdot 0,4).$$

Потужність  $N_4$ ,  $\text{кВт}$ , може бути визначена за формулою

$$N_4 = \frac{10 \cdot \Pi_{об} \cdot L_{щ} \cdot \omega \cdot \gamma}{3600 \cdot 1000} + \frac{2 \cdot q_0 \cdot L_{л} \cdot \omega \cdot v_{л}}{1000},$$

де  $L_{щ}$  – шлях транспортування щебеню, м;

$\omega$  – коефіцієнт опору руху стрічки (з урахуванням забруднення та заклинювання  $\omega = 0,1 \dots 0,2$ );

$L_{л}$  – повна довжина стрічки, м.

Шлях транспортування щебеню  $L_{щ}$ , м,

$$L_{щ} = L_{г} + H_{заб} + H_{чист}.$$

Визначивши загальну потужність, знаходимо потужність одного електродвигуна привода стрічки  $N_{ел}$ , кВт,

$$N_{ел} = \frac{N}{n \cdot \eta \cdot k_c},$$

де  $n$  – кількість електродвигунів;

$\eta$  – ККД передачі;

$k_c$  – коефіцієнт синхронної роботи двигунів,  $k_c = 0,95 \dots 0,9$ .

Згідно з ДСТУ або ГОСТ підбирають електродвигун, знаходять загальну встановлену потужність привода  $N_{пр}$  і визначають зусилля у сітчастій стрічці, Н,

$$P = \frac{N_{пр} \cdot 1000}{v_{л}} \eta.$$

Ураховуючи, що сітчаста стрічка має два ланцюги, зусилля на один ланцюг, Н,

$$P_1 = \frac{P}{2\psi},$$

де  $\psi$  – коефіцієнт нерівномірної роботи ланцюгів,  $\psi = 0,85 \dots 0,9$ .

Розривне зусилля, Н,

$$S_{роз} = n_3 P_1,$$

де  $n_3$  – коефіцієнт запасу,  $n_3 = 8 \dots 10$ .

Далі підбирають ланцюг.

#### **9.4 Визначення потужності приводів кранового обладнання УК**

Визначення потужності приводів вантажної, тягової лебідки та лебідки для перетягування пакетів студент здійснює за методикою, наведеною у [12].

Сумарна потужність тягових двигунів визначається за формулою, кВт,

$$\sum N = \frac{W \cdot v}{1000 \cdot \eta},$$

де  $W$  – опір переміщенню крана, Н [10];

$v$  – швидкість руху крана,  $v = 2,8$  м/с;

$\eta$  – ККД передачі від двигуна до осей ходових візків.

Потужність одного тягового електродвигуна, кВт,

$$N_{\text{дв}} = \frac{\sum N}{z},$$

де  $z$  – число двигунів.

#### **9.5 Визначення зусиль, які діють на механізми ущільнювальних віброплит**

Зусилля у гвинті механізму підйому віброплити (рисунок 9)

$$Q_{\text{ВП}} = \frac{G_{\text{ПЛ}}}{2} + 2N \cdot f,$$

де  $G_{\text{ПЛ}}$  – зусилля від частин віброплити, що піднімаються, Н;

$N$  – горизонтальна реакція напрямної на втулку кронштейна, Н;

$f$  – коефіцієнт тертя сталі по сталі,  $f \approx 0,1$ .



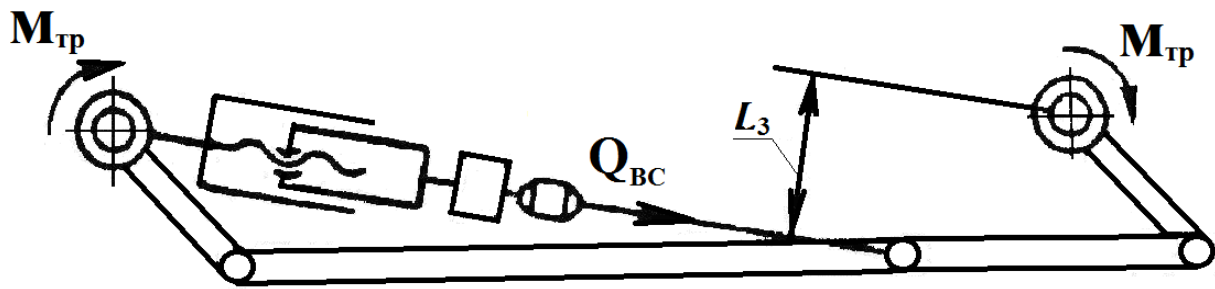


Рисунок 10 – Розрахункова схема для визначення зусиль у гвинті механізму зсуву віброплити

$$M_{TP}^B = 2Nf \frac{d_0^B}{2}, \quad M_{TP}^H = 2Nf \frac{d_0^H}{2},$$

де  $d_0^B$ ,  $d_0^H$  – діаметри осей верхнього і нижнього шарнірного з'єднання, м.

Необхідна потужність двигуна привода дебалансів віброплити  $N$ , кВт, може бути визначена за формулою

$$N = \frac{0,981 \cdot P_B \cdot A \cdot \omega \cdot \sin \alpha}{10^4 \eta_{II}},$$

де  $P_B$  – максимальна змушувальна сила віброплити, Н;

$A$  – амплітуда коливань віброплити, м;

$\omega$  – кутова частота коливань дебалансів,  $s^{-1}$ ;

$\alpha$  – кут зсуву фаз коливань дебалансів віброплити,  $\alpha \approx 20^\circ$ ;

$\eta_{II}$  – ККД передачі,  $\eta_{II} = 0,96$ .

$$P_B = k \cdot m \cdot r \cdot \omega^2,$$

де  $k$  – число дебалансів у вібраторі;

$m$  – неврівноважена вага дебаланса,  $H \cdot s^2/m$ ;

$r$  – ексцентриситет дебаланса, м.

$$m = Q_d/g,$$

де  $Q_d$  – вага неврівноваженої частини дебаланса, Н.

$$r = 38,2 \left( \frac{R_1^3 - R_2^3}{R_1^2 - R_2^2} \right) \frac{\sin \frac{\varphi}{2}}{\frac{\varphi}{2}},$$

де  $R_1, R_2$  – радіуси секторів дебалансів, м;  
 $\varphi$  – кут сектора дебаланса, град.

$$\omega \geq \frac{800}{t_{\text{упл}(\text{min})}},$$

де  $t_{\text{упл}(\text{min})}$  – мінімально необхідний час на ущільнення щебеневого баласту,  $t_{\text{упл}(\text{min})} = 5 \dots 7$  с;

$$A \geq \frac{v_m \cdot \text{tg} \beta}{0,12 \cdot \omega},$$

де  $v_m$  – робоча швидкість машини, м/с;  
 $\beta$  – кут атаки першого ущільнювального клина,  $\beta = 8 \dots 16^\circ$ .

Частота обертання вала електродвигуна  $n$ ,  $\text{с}^{-1}$ , дорівнює частоті обертання дебаланса і може бути визначена за формулою

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}.$$

До основних геометричних параметрів віброплити належать довжина  $b$ , висота  $a$ , кут атаки  $\beta$  до осі колії ущільнювальних клинів, які визначаються за методикою, наведеною у [10].

Зусилля у гвинті механізму підйому ущільнювача відкосів  $Q_{\text{ВУ}}$ , Н, визначаємо, використовуючи схему, що наведена на рисунку 11, коли ущільнювач відкосів є у крайньому нижньому положенні

$$Q_{\text{ВУ}} = \frac{G_y \cdot h_1}{\eta_{\text{ш}} \cdot h_2 \cdot \cos \gamma},$$

де  $G_y$  – зусилля від маси частин, що піднімають, Н;  
 $h_1$  – плече прикладення сили  $G_y$ , м;

$h_2$  – плече прикладення сили  $Q_{\text{ВУ}}$ , м;  
 $\eta_{\text{Ш}}$  - ККД шарнірів,  $\eta_{\text{Ш}} = 0,9$ ;  
 $\gamma$  – кут нахилу гвинта до вертикалі, град.

## 9.6 Визначення потужності приводів снігоприбиральної машини СМ-2

Потужність привода обертання та зусилля пневмоциліндрів підйому щіткового ротора-живильника визначається за методикою, яка наведена у [12].

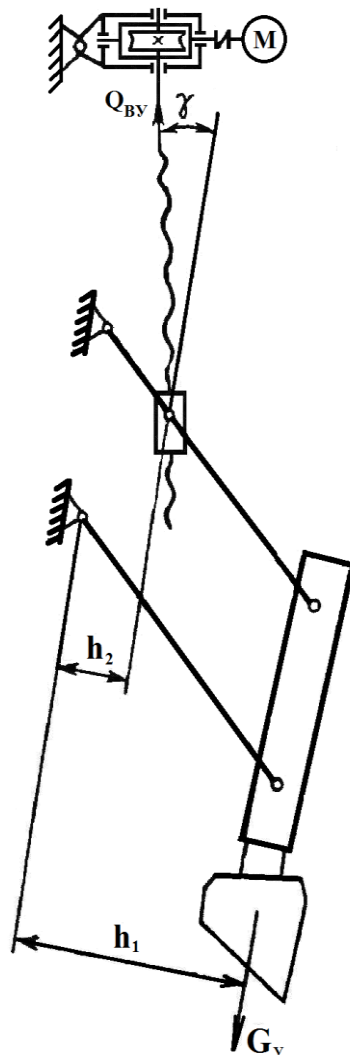


Рисунок 11 – Розрахункова схема для визначення зусиль у гвинті механізму підйому ущільнювача відкосів

Розкриття крил снігоприбиральної машини та їх підйом здійснюється за допомогою пневмоциліндрів. При розрахунку



механізму повороту крила зовнішнім навантаженням визначається момент опору обертанню (закриття крил виконується в процесі роботи машини) [12] .

$$M=M_c+M_{тр}+M_{ін} ,$$

де  $M_c$  – момент опору снігу від різання та переміщення, Н·м;  
 $M_{тр}$  – момент сил тертя, Н·м;  
 $M_{ін}$  – момент сил інерції, Н·м.

Момент опору снігу різанню та переміщенню  $M_c$ , Н·м, визначається за формулою

$$M_c=0,5 l_k (W_1+W_2) ,$$

де  $l_k$  – довжина крила, м;  
 $W_1$  – опір снігу різанню, Н;  
 $W_2$  – опір від переміщення снігу поперек крила, Н.

Опір снігу різанню  $W_1$ , Н, визначається за формулою [10]

$$W_1=h \cdot k_c \cdot l_k ,$$

де  $h$  – глибина різання, м;  
 $k_c$  – питомий опір снігу різанню, кН/м<sup>2</sup>;  
 $l_k$  – довжина крила, м.

Опір від переміщення снігу поперек крила  $W_2$ , Н, визначається за формулою

$$W_2 = \frac{l_k \cdot H^2 \cdot g \cdot \rho_c}{2 \operatorname{tg} \varphi} f_1 ,$$

де  $l_k$  – довжина крила, м;  
 $H$  – висота призми снігу, м;  
 $\rho_c$  – щільність снігу, кг/м<sup>3</sup>;  
 $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  
 $f_1$  – коефіцієнт тертя снігу по крилу;  
 $\varphi$  – кут природного відкосу.

Момент сил тертя визначається аналогічно до механізму повороту крила дозатора [12].

Момент сил інерції  $M_{ін}$ , Н·м, виникає у зв'язку з нерівномірним (прискореним) рухом крила:

$$M_{ін} = M_{ін}^к + M_{ін}^с ,$$

де  $M_{ін}^к$ ,  $M_{ін}^с$  – моменти сил інерції крила і призми снігу, розташованої перед крилом, Н·м.

Допускаючи, що поворот виконується за законом рівноприскореного руху, маємо:

$$M_{ін} = \sum_{i=1}^{i=n} I_i \varepsilon ,$$

де  $\sum_{i=1}^{i=n} I_i$  – сумарний момент усіх частин, що обертаються,

Н·м·с<sup>2</sup>/рад ;

$\varepsilon$  – кутове прискорення, рад/с<sup>2</sup>.

$$\sum_{i=1}^{i=n} I_i = \sum_{i=1}^{i=n} (m_i r_i^2) ,$$

де  $m_i$  – маса  $i$ -ї частини, що обертається, кг·с<sup>2</sup>/м;

$r_i$  – відстань  $i$ -ї частини, що обертається, до осі повороту, м.

Маса крила і призма снігу перед ним, кг,

$$m = (G_к + G_{пр}) / g ,$$

де  $G_к$  – сила тяжіння крила, Н;

$G_{пр}$  – сила тяжіння призми снігу, Н.

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>.

$$G_{пр} = \frac{H_{пр}^2}{2 \operatorname{tg} \varphi} l_к \cdot \rho_с \cdot g ,$$

де  $H_{\text{пр}}$  – висота призми, м;  
 $\rho_c$  – щільність снігу, кг/м<sup>3</sup>;  
 $\varphi$  – кут природного відкосу снігу, град.

Якщо прийняти, що маса частин, що обертаються, сконцентрована у центрі ваги крила, то  $r = l_{\text{цт}}$ . Приймаючи тиск у робочій порожнині пневмоциліндра постійним, кутове прискорення можна прийняти постійним, а рух крила рівномірно прискореним.

Якщо час повороту крила  $t_{\text{нов}}$  дорівнює часу розгону  $t_p$ , то максимальний кут повороту крила

$$\alpha_{\text{MAX}} = \frac{t_p^2}{2} \varepsilon,$$

звідки

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot \alpha_{\text{MAX}}}{t_p^2}.$$

Тоді

$$M_{\text{ин}} = \frac{1}{g} (G_K + G_{\text{пр}}) l_{\text{цт}} \frac{2 \cdot \alpha_{\text{MAX}}}{t_p^2}.$$

Зусилля на штоку пневмоциліндра закриття крила,  $H$ ,

$$P = \frac{k \cdot M_{\text{ин}}}{l_{\text{ц}} \cos \varphi \cos \phi},$$

де  $k$  – коефіцієнт запасу,  $k = 1,1 \dots 1,2$ ;

$l_{\text{ц}}$  – відстань від шарніра крила до місця під'єднання до нього штока циліндра повороту, м;

$\phi, \varphi$  – кути нахилу осі циліндра до нормалі крила і до горизонтальної площини, град.

Зусилля на штоку пневмоциліндра підйому крила можна визначити за формулою

$$P = \frac{k(G_K + P_{ин} + F_K) \cdot l_K}{2 \cdot l_{ц}},$$

де  $P_{ин}$  – сила інерції, що діє під час підйому, Н;

$F_K$  – сила тертя крила по снігу, Н;

$l_{ц}$  – відстань від шарніра крила до місця під'єднання до нього циліндра підйому, м.

$$P_{ин} = \frac{G_K \cdot v_{п}}{g \cdot t_p},$$

де  $v_{п}$  – швидкість підйому крила, м/с;

$t_p$  – час рівноприскореного руху крил під час підйому, с  
 $t_p = 0,5t_{п}$ ;

$t_{п}$  – час підйому крил, с.

Потужність привода конвеєра проміжного піввагона визначається за формулою

$$N_{дв} = \frac{P \cdot v_K}{1000 \cdot \eta},$$

де  $P$  – колове зусилля на ведучій зірці, Н;

$v_K$  – швидкість руху конвеєра, м/с;

$\eta$  – ККД механізму привода конвеєра.

Колове зусилля на ведучій зірці

$$P = W_4 - W_1,$$

де  $W_4$  – натяг у ланцюгу, що набігає на ведучу зірку, Н;

$W_1$  – натяг у ланцюгу, що збігає з ведучої зірки,  
 $W_1 = W_{min} = 300 \dots 500$  Н.

Няг у ланцюгу  $W_4$ , Н визначається методом обходу по контуру тягового органа (ланцюга) конвеєра (рисунок 12). При цьому натяг у ланцюзі в кожній наступній точці контуру дорівнює натягу у попередній плюс опір, що виникає між ними.

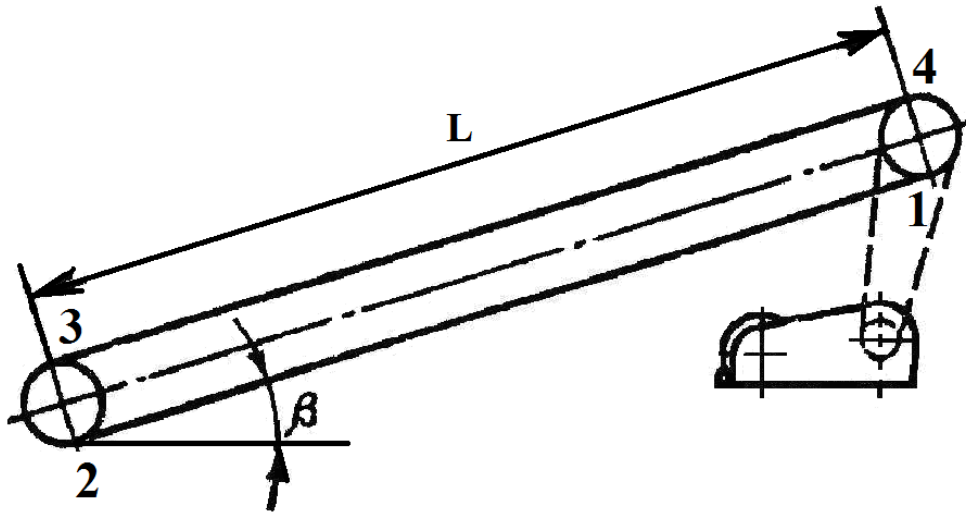


Рисунок 12 – Розрахункова схема для визначення натягу ланцюга конвеєра проміжного піввагона снігоприбирального поїзда

Натяг у ланцюзі в точці 2

$$W_2 = W_1 + q_0 L \omega \cos \beta - q_0 L \sin \beta,$$

де  $q_0$  – погонна вага рухомих частин холостої гілки транспортера, Н (орієнтовно  $q_0 = 60 B_{\text{л}} + A$ );

$L$  – довжина транспортера, м;

$\omega$  – коефіцієнт руху холостої гілки транспортера ( $\omega = 0,02 \dots 0,05$  для підшипників кочення,  $\omega = 0,06 \dots 0,13$  для підшипників ковзання);

$\beta$  – кут нахилу транспортера до горизонту, град;

$B_{\text{л}}$  – ширина стрічки транспортера, м;

$A$  – коефіцієнт, який приймається залежно від режиму,  $A = 90 \dots 150$ .

Натяг ланцюга у точці 3

$$W_3 = W_2 c,$$

де  $c$  – коефіцієнт опору руху стрічки під час оббігання зірки ( $c = 1,03 \dots 1,04$  для підшипників кочення,  $c = 1,05 \dots 1,07$  для підшипників ковзання).

Натяг ланцюга в точці 4

$$W_4 = W_3 + (q_0 + q_c)(L \sin \beta + L \omega \cos \beta) + W_{\text{тр}},$$

де  $q_c$  – погонне навантаження від снігу на стрічку, Н/м;  
 $W_{\text{тр}}$  – опір від тертя снігу по стінках вагона, Н.

$$q_c = h_B B_L \rho_B,$$

де  $h_B$  – товщина шару снігу у вагоні, м;  
 $\rho_B$  – щільність снігу у вагоні, Н/м<sup>3</sup>.

$$\rho_B = \rho_C \cdot k,$$

де  $k$  – коефіцієнт ущільнення,  $k = 1,8 \dots 2,5$ .

$$W_{\text{тр}} = E L f_2,$$

де  $E$  – рівнодійна сила тиску снігу, Н.

$$E = \frac{1}{2} \rho_B \cdot h_B^2 \cdot \text{tg}^2 \left( 45^\circ - \frac{\varphi}{2} \right),$$

де  $f_1$  – коефіцієнт тертя снігу по снігу;  
 $f_2$  – коефіцієнт тертя снігу по стінці вагона (по металу або по дереву);

$\varphi$  – кут внутрішнього тертя снігу,  $\varphi = \text{arctg } f_1$ .

Зважаючи на те, що викидний поворотний транспортер має збільшену швидкість порівняно з транспортером-накопичувачем, при визначенні потужності двигуна необхідно враховувати потужність, що йде на надання снігу кінетичної енергії:

$$N_{\text{дв}} = \frac{1}{\eta} (N_T + N_K),$$

де  $N_T$  – потужність, що використовується на переміщення стрічки та матеріалу, кВт ;

$N_K$  – потужність, що використовується для надання снігу кінетичної енергії, кВт.

$$N_T = P v_K / 1000 ,$$

де  $P$  – колове зусилля, яке обчислюється як для конвеєра проміжного піввагона без урахування опору від тертя снігу по стінках вагона,  $H$ .

$$N_K = \frac{P_c v_K^2}{1000 \cdot 2g} ,$$

де  $P_c$  – секундна продуктивність транспортера, кг/с.

$$P_c = P_{TЧ} / 3600 ,$$

де  $P_{TЧ}$  – технічна годинна продуктивність викидного транспортера, кг/год.

$$P_{TЧ} = 3600 \cdot B_{ВИК} \cdot h_{ВИК} \cdot v_{ВИК} \cdot \rho_1 ,$$

де  $B_{ВИК}$  – ширина стрічки, м;

$h_{ВИК}$  – висота снігу на стрічці викидного транспортера, м;

$v_{ВИК}$  – швидкість викидного транспортера, м/с;

$\rho_1$  - щільність снігу на стрічці транспортера, кг/м<sup>3</sup>.

$$\rho_1 = k \cdot \rho_c .$$

Висота шару снігу на стрічці викидного транспортера визначається з умови рівності продуктивності завантажувального транспортера та викидного:

$$P_3 = P_{ВИК} \quad \text{або} \quad B_3 h_3 v_3 = B_{ВИК} h_{ВИК} v_{ВИК} .$$

Звідки

$$h_{ВИК} = \frac{B_3 \cdot h_3 \cdot v_3}{B_{ВИК} v_{ВИК}} ,$$

де  $h_3$  – висота снігу на стрічці завантажувального транспортера,  $h_3 = 1,8$  м.

## 9.7 Визначення зусиль, що діють на механізми бокового крила струга-снігоочисника

Механізм підйому кюветної частини крила складається з пневмодвигуна, шестеренчастого редуктора, гвинтової передачі. Кюветна частина прибирається при розкритому, але не опущеному крилі. В цьому випадку механізм кюветної частини долає складову від ваги кюветної частини, силу тертя в напрямних і силу інерції. Загальне зусилля направлене вздовж гвинта механізму підйому кюветної частини (рисунок 13).

$$Q_{BK} = G_K \sin \varphi + G_K f \cos \varphi + \frac{G_K v_K}{g \cdot 0,25 t_K},$$

де  $G_K$  – зусилля від маси кюветної частини, Н;

$f$  – коефіцієнт тертя у напрямних;

$v_K$  – швидкість підйому кюветної частини, м/с;

$t_K$  – час підйому кюветної частини, с;

$\varphi$  – кут нахилу напрямних до горизонту, град.

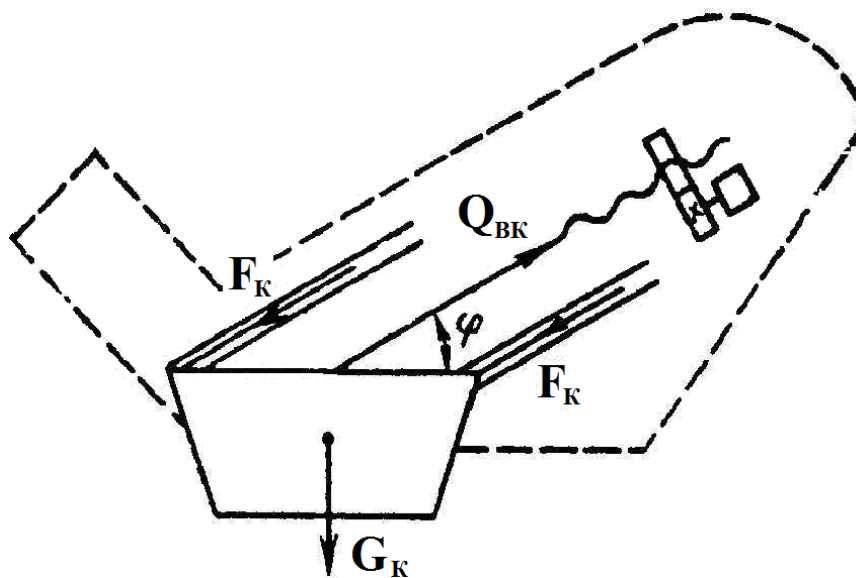


Рисунок 13 – Розрахункова схема для визначення зусилля, спрямованого вздовж гвинта механізму підйому кюветної частини крила



При визначенні величини зусилля підйому бокового крила допускають, що крило заглиблено і на нього діє опір ґрунту різанню (рисунок 14). На систему *крило – укосина – труба* діють такі сили: вага крила  $G_k$ , вертикальна складова сили волочіння і різання валу ґрунту  $W_B$ , сила тертя втулки по напрямній трубці  $Nf$ , сила інерції  $R$ . Зусилля підйому крила,  $H$ ,

$$P_{\Pi} = G_k + R + W_B + 2Nf,$$

де  $G_k$  – сила ваги крила, Н;

$R$  – сила інерції, Н;

$W_B$  – вертикальна складова сили різання ґрунту і волочіння валу ґрунту, Н;

$N$  – горизонтальна реакція напрямної на обойму, Н;

$f$  – коефіцієнт тертя сталі по сталі,  $f=0,1$ .

$$R = \frac{G_k v_{\Pi}}{g t_p},$$

де  $v_{\Pi}$  – швидкість підйому крила, м/с;

$t_{\Pi}$  – час підйому, с;

$t_p$  – час розгону, с,  $t_p = 0,25 t_{\Pi}$ .

$$W_B = f_2 \left( k_1 \cdot h \cdot l + \frac{H^2 \cdot l}{2 \operatorname{tg} \varphi} f_1 \cdot \gamma \right),$$

де  $f_2$  – коефіцієнт тертя ґрунту по металу,  $f_2 = 0,3 \dots 0,6$ ;

$k_1$  – питомий опір різанню (для ґрунтів I категорії  $k_1 = 50 \dots 60$  кН/м<sup>2</sup>; II категорії  $k_1 = 70 \dots 90$  кН/м<sup>2</sup>; III категорії  $k_1 = 100 \dots 120$  кН/м<sup>2</sup>);

$h$  – товщина стружки, що зрізається, м;

$l$  – довжина стружки, що зрізається, м;

$H$  – висота валу ґрунту, м;

$f_1$  – коефіцієнт тертя ґрунту по ґрунту,  $f_1 = 0,6 \dots 0,9$ ;

$\gamma$  – об'ємна маса ґрунту, кг/м<sup>3</sup>;

$\varphi$  – кут природного відкосу,  $\varphi \approx 40^\circ$ .

Горизонтальну реакцію напрямної на обойму можна визначити з рівняння моментів відносно горизонтальної осі, яка перпендикулярна до площини крила і проходить через його опору (рисунок 14).

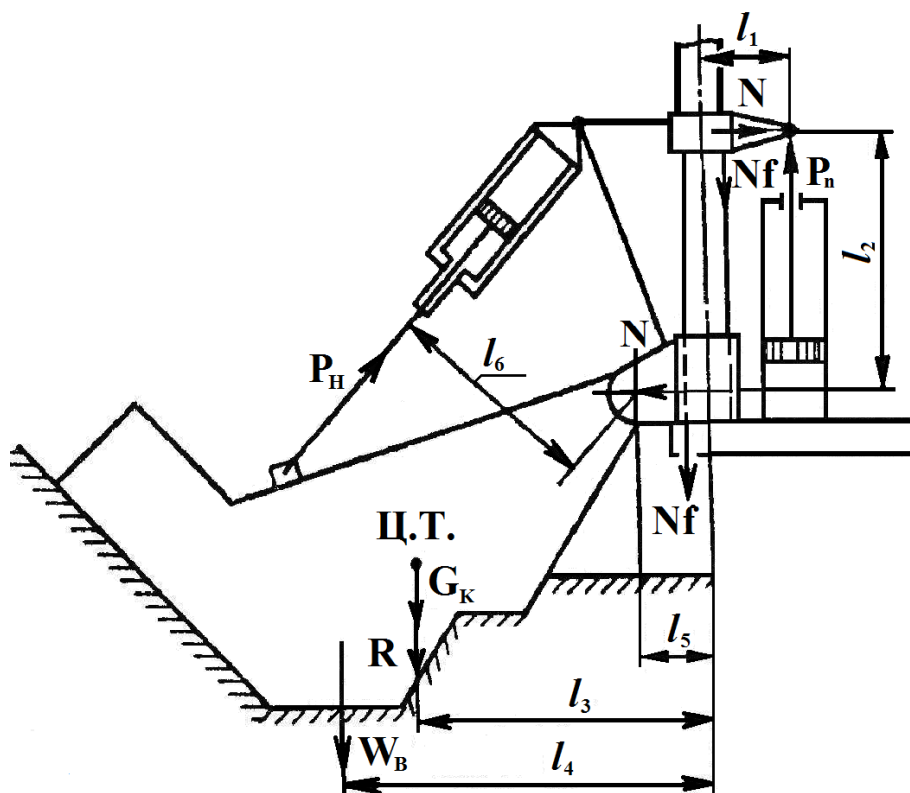


Рисунок 14 – Розрахункова схема для визначення зусилля підйому і нахилу бокового крила струга-снігоочисника

$$N = \frac{P_C l_1 + (R + G_K) l_3 + W_B l_4}{l_2},$$

де  $l_1, l_2, l_3, l_4$  – плечі прикладення сил, м.

При визначенні зусилля, яке має розвивати пневмоциліндр механізму нахилу крила, за розрахункове положення приймають максимально нахилене крило до горизонту. Для нахилу крила необхідно повернути його навколо горизонтальної осі, при цьому до крила має бути прикладений момент, величина якого дорівнює моменту опору повороту від таких сил: ваги крила, вертикальної складової різання ґрунту та волочіння валу ґрунту, інерційної сили:

$$M = M_{\text{ст}} + M_{\text{д}},$$

де  $M_{\text{ст}}$  – статичний момент, Н·м;

$M_{\text{д}}$  – динамічний момент від сил інерції, Н·м.

Склавши рівняння моментів відносно горизонтальної осі нахилу крила (рисунок 14), визначаємо  $M_{\text{ст}}$  (силами тертя в шарнірах нехтуємо) за формулою

$$M_{\text{ст}} = W_{\text{в}}(l_1 - l_5) + G_{\text{к}}(l_3 - l_5),$$

де  $l_1, l_3, l_5$  – плечі прикладення відповідних сил, м.

Динамічний момент

$$M_{\text{д}} = I \cdot \varepsilon = \frac{G_{\text{к}}(l_3 - l_5)^2}{3g} \cdot \frac{n_{\text{к}} \cdot \pi}{30t_{\text{р}}},$$

де  $I$  – момент інерції крила;

$n_{\text{к}}$  – число обертів при нахилі крила, хв<sup>-1</sup>;

$t_{\text{р}}$  – час розгону, с,  $t_{\text{р}} = 0,25t_{\text{н}}$ ;

$t_{\text{н}}$  – час нахилу крила, с.

Зусилля нахилу крила, Н,

$$P_{\text{н}} = (M_{\text{ст}} + M_{\text{д}}) / l_6,$$

де  $l_6$  – плече дії сили  $P_{\text{н}}$ , м.

Зусилля на штоку пневмоциліндра механізму нахилу відкисного крила визначається аналогічно до механізму нахилу основного крила. Зусилля на штоку пневмоциліндра механізму розкриття крила може бути визначено за методикою, наведеною у [10].

## 9.8 Визначення зусиль, що діють на механізми хопер-дозатора

На кришку люка хопер-дозатора у будь-якій її точці від баласту діє вертикальний тиск,  $\text{Н/м}^2$ ,

$$p_y = h \cdot k_b \cdot \gamma,$$

де  $h$  – висота шару баласту над точкою, для якої визначається тиск, м;

$k_d$  – поправковий коефіцієнт, який ураховує динамічність навантаження,  $k_d=1,2\dots 1,3$ ;

$\gamma$  – об'ємна вага баласту,  $\text{Н/м}^3$ .

Горизонтальний тиск

$$p_x = h \cdot k_d \cdot k \cdot \gamma,$$

де  $k$  – коефіцієнт рухомості баласту.

$$k = \operatorname{tg}^2\left(45^\circ - \frac{\varphi}{2}\right),$$

де  $\varphi$  – кут природного відкосу баласту, град.

Нормальний тиск у будь-якій точці по довжині кришки визначаємо як суму проєкцій вертикального та горизонтального тиску на нормаль (рисунок 15).

$$P_n = p_y \cos\beta + p_x \sin\beta.$$

Результуюча нормальна сила баласту на кришку люка

$$P = p_{n \text{ ср}} F,$$

де  $p_{n \text{ ср}}$  – середній нормальний тиск баласту на кришку люка, що дорівнює середньоарифметичному тиску у верхній та нижній точках кришки,  $\text{Н/см}^2$ ;

$F$  – площа кришки,  $\text{см}^2$ .

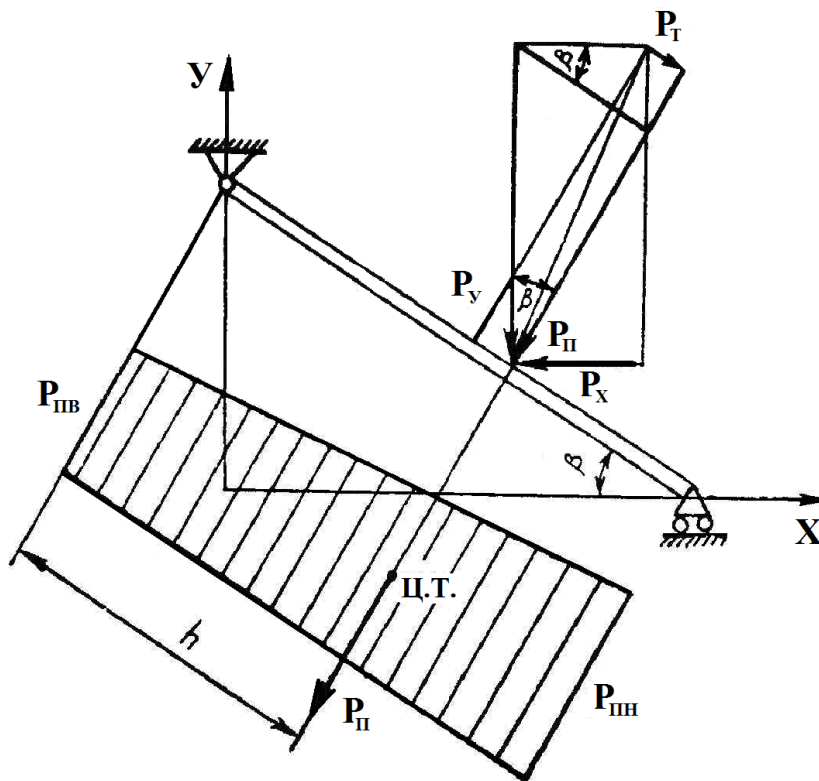


Рисунок 15 – Розрахункова схема для визначення сил, що діють на кришку хопер-дозатора

$$p_{n\text{ ср}} = 0,5(p_{n\text{ в}} + p_{n\text{ н}}).$$

Точка прикладення сили  $P$  проходить через центр ваги епюри нормального тиску. Виходячи з цього знаходять плече прикладення цієї сили (рисунок 15).

Зусилля на штоку пневмоциліндра відкриття внутрішніх кришок визначають з умови можливості подолання зусиль у запірних тягах, розташованих «урозпир» відносно одна одної з переходом мертвої точки на величину від 6 до 10 мм, згідно зі схемою, яка подана на рисунку 16.

$$P_{\text{кв}} = 2 P_2 l_2 / l_3,$$

де  $P_2$  – зусилля в підвісці (в системі дві підвіски), Н;

$l_2, l_3$  – плечі прикладення сил, м.

Зусилля в підвісці визначається з трикутника сил (рисунок 16):



Згідно зі схемою рисунку 17,

$$P_{\text{кн}} = 2 P_3 l_4 / l_5 ,$$

де  $P_3$  – зусилля у вертикальній тязі (в системі дві вертикальні тяги) , Н;

$l_4, l_5$  – плечі прикладення сил, м.

Зусилля у вертикальній тязі визначається з трикутника сил (рисунок 17):

$$P_3 = 2 P_2 \sin \alpha ,$$

де  $P_2$  – зусилля у проміжній тязі, Н;

$\alpha$  – кут нахилу проміжної тяги до горизонту при розташуванні розпірних тяг «урозпір» до кутових важелів, град.

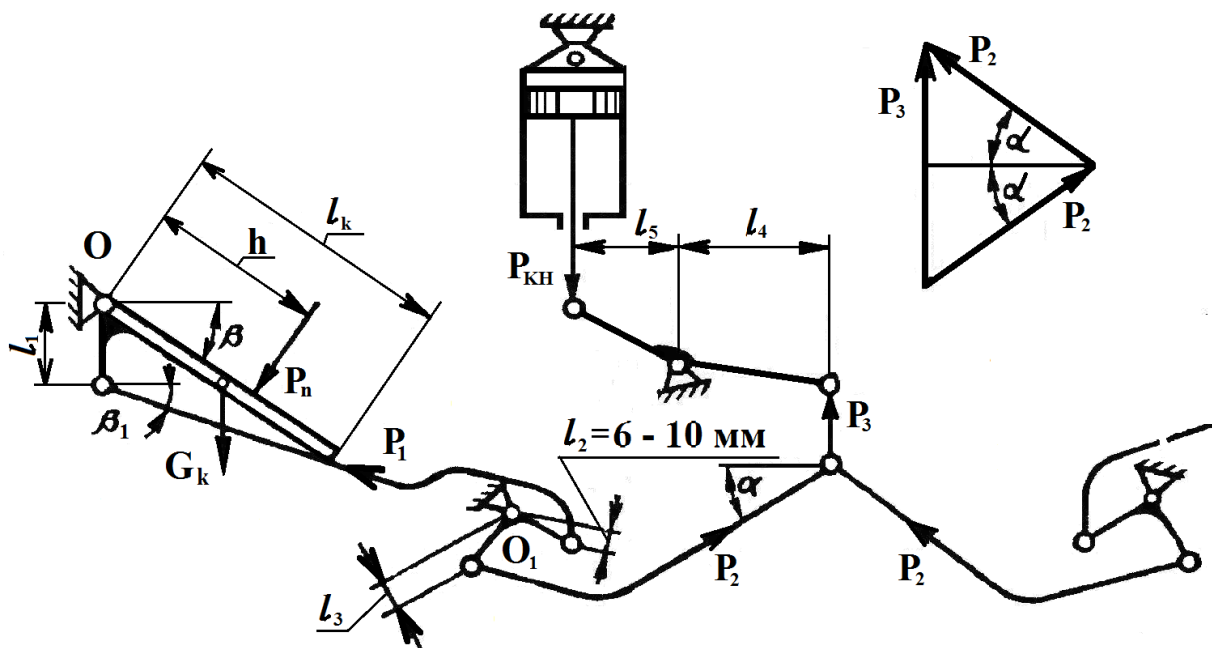


Рисунок 17 – Розрахункова схема для визначення зусиль на штоку циліндра при відкритті зовнішніх кришок

Зусилля в проміжній тязі визначаємо з рівняння моментів відносно точки  $O_1$ :

$$P_2 = P_1 l_2 / l_3 ,$$

де  $P_1$  – зусилля у запірній тязі, Н;

$l_2, l_3$  – плечі прикладення сил, м.

Зусилля у запірній тязі (на кожну кришку припадає по дві запірних тяги) можна визначити з рівняння моментів відносно точки О:

$$P_1 = \frac{h \cdot p_n + G_k \frac{l_k}{2}}{2 \cdot l_1 \cdot \cos \beta_1} \cos \beta,$$

де  $h, l_k, l_1$  – плечі прикладення сил, м;

$\beta, \beta_1$  – кути нахилу до горизонту кришки та запірної тяги, град.

Зусилля на штоку пневмоциліндра підйому дозатора (рисунок 18)

$$P_d = 0,5 G_d l_1 / l_2,$$

де  $G_d$  – сила тяжіння дозатора, Н;

$l_1, l_2$  – плечі прикладення сил, м.

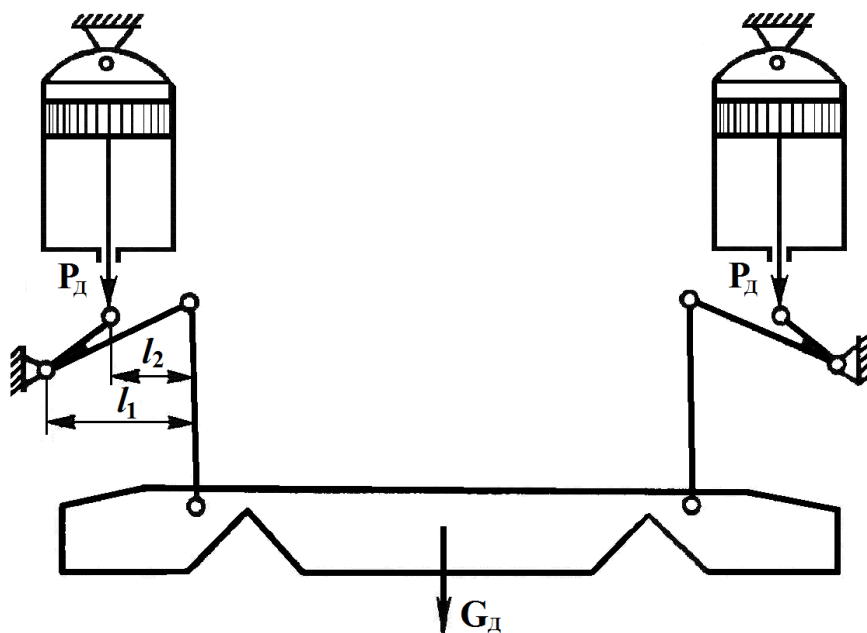


Рисунок 18 – Розрахункова схема для визначення зусилля на штоку циліндра підйому дозатора



## 10 КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК

Кінематичний розрахунок механізму має містити визначення параметрів передачі від робочого органа до його привода, до яких належать передаточні відношення і швидкості руху окремих частин передачі і привода, а також стандартних елементів передач.

Для електричного привода передаточне відношення черв'ячного редуктора

$$i = n_{\text{дв}} / n_{\text{чк}},$$

де  $n_{\text{дв}}$  – частота обертання вала електродвигуна,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$n_{\text{чк}}$  – частота обертання черв'ячного колеса редуктора,  $\text{хв}^{-1}$ .

$$n_{\text{чк}} = 60 \cdot 1000 \cdot v / S,$$

де  $v$  – швидкість руху гвинта,  $\text{м/с}$ ;

$S$  – хід різьби,  $\text{мм}$ .

При використанні гідравлічних і пневматичних приводів необхідно визначити швидкість руху штока гідроциліндра виходячи із заданої швидкості руху робочого органа і вибраних плечей важелів.

## 11 РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ

У цьому розділі курсової роботи студент наводить розрахунки на міцність деталей (за своїм вибором) заданого для розрахунку механізму, використовуючи знання, отримані при вивченні дисципліни «Деталі машин».

## 12 ПОРЯДОК ЗАХИСТУ КУРСОВОЇ РОБОТИ

Виконану курсову роботу студент захищає перед комісією у складі не менше двох викладачів. Питання, які виносяться до захисту роботи, обов'язково пов'язані з машиною відповідно до завдання. Під час захисту студент повинен показати свої знання щодо методик розрахунку механізму згідно із завданням,

розрахунків на міцність, визначення опорів пересуванню машини під час роботи, орієнтуватися у схемах відповідних розрахунків, знати конструкцію і технологію роботи машини.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Стефанов Б. М., Кравець А. М., Кравець В. Г. Будівельні та колійні машини. Ч. 1. Колійні машини : навч. посіб. Харків : УкрДАЗТ, 2013. 130 с.

2 Стефанов Б. М., Євтушенко А. В. Машини для ремонту земляного полотна : конспект лекцій. Харків : УкрДАЗТ, 2002. 30 с.

3 Стефанов Б. М., Євтушенко А. В. Машини для очищення щебеню : конспект лекцій. Харків : ХарДАЗТ, 2001. 21 с.

4 Стефанов Б. М., Євтушенко А. В. Машини для баластування та підйому колії : конспект лекцій. Харків : УкрДАЗТ, 2005. 26 с.

5 Євтушенко А. В. Машини для стабілізації шляху : конспект лекцій. Харків : УкрДАЗТ, 2005. 24 с.

6 Стефанов Б. М., Євтушенко А. В. Машини для укладання колії : конспект лекцій. Харків : УкрДАЗТ, 2006. 28 с.

7 Стефанов Б. М., Євтушенко А. В. Сучасні машини для ущільнення баластної призми, виправлення і оброблення колії : конспект лекцій. Харків : УкрДАЗТ, 2008. 35 с.

8 Стефанов Б. М., Євтушенко А. В., Погребняк А. В. Сучасні машини для очищення щебеневої баластної призми : конспект лекцій. Харків : УкрДАЗТ, 2009. Ч. 1. 28 с.

9 Євтушенко А. В., Погребняк А. В. Сучасні машини для очищення щебеневої баластної призми : конспект лекцій. Харків : УкрДАЗТ, 2011. Ч. 2. 33 с.

10 Євтушенко А. В., Кравець А. М. Методичні вказівки до практичних занять з дисципліни «Колійні машини». Харків : УкрДУЗТ, 2019. Ч. 4. 50 с.

11 Євтушенко А. В., Кравець А. М. Методичні вказівки до практичних занять з дисципліни «Колійні машини». Харків : УкрДУЗТ, 2018. Ч. 3. 43 с.

12 Технічна інформація. URL : <http://rcit.su/techinfo31.html> (дата звернення: 15.12.2020).

## МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсової роботи  
з дисципліни

*«КОЛІЙНІ МАШИНИ»*

Відповідальний за випуск Євтушенко А. В.

Редактор Буранова Н. В.

---

Підписано до друку 01.02.21 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 4,0. Тираж 5. Замовлення №

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