

БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

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

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсового проекту з дисципліни

«КОЛІЙНІ МАШИНИ»

Частина 1

Харків - 2014

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри БКВРМ 26 листопада 2012 р., протокол № 3.

Методичні вказівки призначені для виконання курсового проекту з дисципліни “Колійні машини” студентами спеціальності 7.05050308 усіх форм навчання.

Укладачі:

доценти А.В. Євтушенко,
А.В. Погребняк

Рецензент

доц. В.М. Гончаров

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсового проекту з дисципліни

«КОЛІЙНІ МАШИНИ»

Частина 1

Відповідальний за випуск Євтушенко А.В.

Редактор Еткало О.О.

Підписано до друку 25.12.12 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 1,0. Тираж 25. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейербаха, 7.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ ЗАЛІЗНИЧНОГО
ТРАНСПОРТУ

БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра “ Будівельні, колійні та
вантажно-розвантажувальні машини ”

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсового проекту
з дисципліни “Колійні машини”
для студентів усіх форм навчання
спеціальності 7.05050308

Частина 1

Харків 2014

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри БКВРМ 26 листопада 2012 р., протокол № 3.

Методичні вказівки призначені для виконання курсового проекту з дисципліни “Колійні машини” студентами спеціальності 7.05050308 всіх форм навчання.

Укладачі:

доценти А.В. Євтушенко,
А.В. Погребняк

Рецензент

доц. В.М. Гончаров

Завдання до курсового проекту

Курсовий проект виконується студентами згідно з даними, що наведені у таблицях 1 – 7, за початковою буквою прізвища. Варіант завдання повинен відповідати останній цифрі шифру. Робота складається з розрахунково-пояснювальної записки та креслень формату А1, оформлення яких повинно відповідати вимогам стандартів.

Методичні вказівки до виконання курсового проекту

На першому листі креслень викреслюється загальний вигляд машини в трьох проекціях. Додатково можуть бути наведені види, розрізи, перерізи. Проставляються габаритні та міжцентрові відстані, що фіксують розташування агрегатів машини відносно базової осі (поверхні) машини. На даному кресленні виносяться позначки тільки складальних одиниць, у число яких повинен входити механізм, розміщений на другому листі.

На другому листі креслень викреслюється механізм одного з робочих органів колійної машини в трьох проекціях. Наприклад, для електропривода це електродвигун, передача та сам робочий орган. Тут дається повне конструкторське рішення вузла, що проектується, з необхідними роз'яснювальними видами, розрізами та перерізами, проставляються габаритні, міжосьові, посадочні розміри, виносяться позиції складальних одиниць (в основному) деталей та стандартних виробів. Обов'язково повинна бути позиція складальної одиниці, що виноситься на третій лист.

На третьому листі креслень викреслюється у двох-трьох проекціях невеликий вузол з роз'яснювальними перерізами та розрізами, виносяться позиції всіх деталей.

Специфікацію на кожне креслення виконують на окремому аркуші формату А4.

Пояснювальна записка повинна містити розгляд нижченаведених питань.

Вступ.

- 1 Аналітичний огляд машин.
- 2 Опис та принцип роботи машини.
- 3 Визначення опору переміщенню колійної машини.
- 4 Визначення стійкості колійної машини.
- 5 Визначення потужності привода робочого органа.
- 6 Кінематичний розрахунок механізму робочого органа.
- 7 Розрахунки на міцність.
- 8 Розроблення схеми управління робочим органом.
- 9 Техніка безпеки та охорона праці.

Висновки.

Вступ

У вступі пояснювальної записки повинні бути відображені основні напрямки технічної політики в галузі механізації колійних робіт, вказані діючі законодавчі документи з цього питання, сформульовані точні завдання, поставлені в курсовому проекті.

1 Аналітичний огляд машин

У цьому розділі студент дає короткий огляд та аналіз колійних машин, що використовуються в Україні та за кордоном, аналогічно (за видом робіт) тій, що проектується; наводить таблицю основних конструктивних і технічних показників цих машин. Тут же необхідно дати опис роботи і конструкції машини, заданої для проектування, з наведенням її принципової схеми, яка показує взаємодію даного робочого органа з тим або іншим елементом залізничної колії [1, 2, 4, 5, 6]. Бажано тут же навести та проаналізувати кілька варіантів конструктивних рішень, що відрізняються приводом, видом передачі і т.д. Вибраний за прийнятним критерієм оптимізації варіант механізму використовується у детальній конструктивній розробці.

2 Опис та принцип роботи машини

У цьому розділі необхідно дати опис загальної організації роботи машини, що бере участь у технологічному процесі одного із ремонтів залізничної колії або при її спорудженні. Тут необхідно навести змінний графік роботи машини, який потім застосувати для аналізу використання машини в часі. Способи організації колійних робіт наведені в [2], а для снігоприбиральної машини – в [3].

Для машин циклічної дії додатково розробляється поопераційний графік на один цикл (циклограма) з визначенням тривалості циклу $t_{ц}$, с,

$$t_{ц} = \sum_{i=1}^{i=n} t_i \quad (1)$$

де t_i - час роботи машини на i -й операції, с;
 n - кількість операцій у циклі.

$$t_i = s_i / v_i, \quad (2)$$

де s_i - хід робочого органа на i -й операції, м;
 v_i - швидкість робочого органа на i -й операції, м/с.

У цьому ж розділі необхідно визначити технічну й експлуатаційну продуктивність.

Технічна годинна продуктивність $\Pi_{тг}$ колійної машини безперервної дії може бути розрахована за однією з формул:

$$\Pi_{тг} = 1000 v_m F, \quad \text{м}^3/\text{год} \quad \text{або} \quad \Pi_{тг} = 1000 v_m, \quad \text{пог.м}/\text{год}, \quad (3)$$

де v_m - робоча швидкість машини, км/год;

F - поперечний переріз шару баласту, що зрізається (або укладається), снігу і т.п., м².

Для колійних машин циклічної дії технічна продуктивність розраховується за формулою

$$\Pi_{тг} = 3600 q / t_{ц}, \quad (4)$$

де q - кількість продукції в штуках в об'ємних або вагових одиницях, отриманих за один цикл роботи машини.

Експлуатаційна годинна продуктивність розраховується за формулою

$$P_{\text{ст}} = (60v/N_{\text{ч}})k_{\text{в}}, \quad (5)$$

де V - об'єм робіт (вимірювач), необхідний за нормою, од.прод. [2];

$N_{\text{ч}}$ - технічна норма часу роботи машини на вимірювач, маш.хв [2];

$k_{\text{в}}$ - коефіцієнт використання внутрішньозмінного часу:

$$k_{\text{в}} = t_{\text{кор}}/t_{\text{зм}}, \quad (6)$$

де $t_{\text{кор}}$ - корисний час роботи машини за зміну, год (береться зі змінного графіка роботи машини);

$t_{\text{зм}}$ - кількість годин роботи машини за зміну, дорівнює 8,2 год.

У тому випадку, коли невідома технічна норма часу роботи машини, експлуатаційна годинна продуктивність може бути знайдена за формулою

$$P_{\text{ст}} = P_{\text{т}}k_{\text{т}}k_{\text{в}}, \quad (7)$$

де $k_{\text{т}}$ - коефіцієнт переходу від технічної до експлуатаційної продуктивності (для СМ-2 і СС-1М можна прийняти $k_{\text{т}} = 0,85$).

У кінці цього розділу студент робить свої висновки щодо підвищення продуктивності машини.

3 Визначення опору переміщенню колійної машини

Під час руху колійних машин по колії 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. У цьому випадку, якщо колійна машина переміщується локомотивом, опір розраховується для визначення тягового зусилля та підбору локомотива з умови

$$T_{\text{л}} \geq \mu W, \quad (8)$$

де μ - коефіцієнт запасу ($\mu \approx 1,2$);

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

Якщо колійна машина самохідна, то опір розраховується для визначення сили тяги даної машини із умови: $T_m \geq \mu W$.

Згідно з методикою розрахунку, що наведена у [4],

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + \sum_{i=1}^{i=n} W_{po}, \quad (9)$$

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 зрушення з місця, Н;

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

прикладених до робочих органів, що працюють одночасно, Н.

Розрахунок W_1, W_2, W_3, W_4 здійснюють за формулами, які наведено у [4]. Він повинен бути проілюстрований розрахунковою схемою, на якій проставляють усі опори, що виникають при переміщенні колійної машини.

3.1 Визначення опору від робочих органів електробаластера

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

$$\sum_{i=1}^{i=n} W_{po} = W_d, \quad (10)$$

де W_d – опір від дозатора [4], Н.

У другому випадку

$$\sum_{i=1}^{i=n} W_{po} = W_c + W_m, \quad (11)$$

де W_C - опір від струнок, Н.

$$W_C = k_b d l n, \quad (12)$$

де k_b - питомий опір баласту різанню (для піску $k_b = 20-30$ кН/м², для гравію $k_b = 40-50$ кН/м², для щебеню $k_b = 60-90$ кН/м²);

d - діаметр струнки, м;

l - довжина струнки, м;

n - кількість струнок.

Визначимо опір від підйомних магнітів W_M , Н:

$$W_M = \frac{Q_p}{D} (2 \mu_2 + \mu_1 d) \beta, \quad (13)$$

де Q_p - навантаження на ролики підйомних магнітів, Н;

d - діаметр цапфи, см;

D - діаметр ролика, см;

μ_1 - коефіцієнт тертя в підшипниках ковзання роликів ($\mu_1 = 0,1$);

μ_2 - коефіцієнт тертя кочення ролика по рейці ($\mu_2 = 0,06$ см);

β - коефіцієнт, що враховує тертя реборд ролика по боковій грані головки рейки ($\beta = 1,5$).

$$Q_p = Q_{ел} - Q_{п}, \quad (14)$$

де $Q_{ел}$ - підйомна сила електромагнітного підйомника, Н;

$Q_{п}$ - зусилля підйому колійної решітки, Н.

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

$$\sum_{i=1}^{i=n} W_{po} = W_D + W_C + W_M. \quad (15)$$

3.2 Визначення опору від робочих органів ЩОМ

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

$$\sum_{i=1}^{i=n} W_{po} = W_{\delta} + W_{н} + W_{п} + W_{м'}, \quad (16)$$

де W_{δ} - опір від крил баластерних рам [4], Н;

$W_{н}$ - опір від крил несучої рами та від підрізного ножа [4], Н;

$W_{п}$ - опір від планувальника [4], Н;

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

3.3 Визначення опору від робочих органів ВПО

Опір переміщенню виправно-підбивально-обробної машини від робочих органів знаходимо за формулою

$$\sum_{i=1}^{i=n} W_{po} = W_{д} + W_{м} + W_{уц} + W_{уу} + W_{г}, \quad (17)$$

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

$W_{уц}$, $W_{уу}$ - опір від основних ущільнювальних плит і від ущільнювачів укосів [4], Н;

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

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

Опір переміщенню снігоприбиральної машини від робочих органів знаходимо таким чином:

$$\sum_{i=1}^{i=n} W_{po} = W_{к} + W_{р} + W_{щ} + W_{ск}, \quad (18)$$

де $W_{к}$ - опір від крил, Н;

$W_{р}$ - опір від ротора, Н;

$W_{щ}$ - опір від бокових щіток, Н;

$W_{ск}$ - опір від льодосколювача, Н.

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

$$W_K = 2l_k h k_C \sin \alpha + \frac{l_k H^2 \rho_C}{\operatorname{tg} \varphi} f_1 (\sin \alpha + f_2 \cos \alpha), \quad (19)$$

- де l_k - довжина крила, м;
 h - товщина шару снігу, м;
 k_C - питомий опір снігу різанню, Н/м² (таблиця 8);
 H - висота крила, м;
 ρ_C - щільність снігу, кг/м³;
 f_1 - коефіцієнт тертя снігу по снігу (таблиця 8);
 α - кут розкриття крила відносно колії, град;
 f_2 - коефіцієнт тертя снігу по сталі (таблиця 8);
 φ - кут природного укосу снігу, град.

Таблиця 8

Щільність снігу, кг/м ³	Коефіцієнт опору різанню, Н/м ² , при температурі		Коефіцієнт тертя снігу по снігу при температурі			Коефіцієнт тертя снігу по металевій поверхні при температурі		
	від -2 ⁰ до -27 ⁰	від -2 ⁰ до +2 ⁰ від +2 ⁰ до 0	від -2 ⁰ до -6 ⁰	нижче -10 ⁰	-4 ⁰	від -16 ⁰ до -30 ⁰	від -1 ⁰ до +2 ⁰	
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	-	-	-

Опір від роботи ротора

$$W_p = k_c F = k_c l_p \frac{V_m}{0,06n_p}, \quad (20)$$

- де l_p - довжина ротора, м;
 V_m - робоча швидкість машини, км/год;
 n_p - частота обертання ротора, об/хв.

Опір від бокових щіток

$$W_{щ} = 2 k_c l_{щ} \frac{V_M}{0,06 n_{щ}} \sin \beta, \quad (21)$$

де $l_{щ}$ - довжина бокової щітки, м;
 $n_{щ}$ - частота обертання бокових щіток, об/хв;
 β - кут розкриття бокових щіток відносно осі колії, град.

Опір від льодосколювача

$$W_{ск} = k_l h_l b n, \quad (22)$$

де k_l - питомий опір льодосколюванню ($k_l = 50-70$ кН/м²);
 h_l - товщина льоду, що сколюється, м (при розрахунках можна прийняти $h_l = 0,1-0,15$ м);
 b - ширина одного зуба, м;
 n - кількість зубів.

3.5 Визначення опорів від робочих органів хопер-дозаторного поїзда

При розвантаженні щебеню із хопер-дозаторного поїзда опір його переміщенню від робочих органів

$$\sum_{i=1}^{i=n} W_{po} = W_s, \quad (23)$$

де W_b - опір від волочіння баласту при його розвантаженні, Н.

$$W_b = P f, \quad (24)$$

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

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

Вертикальне зусилля баласту на поверхню волочіння

$$P = p F, \quad (25)$$

де p - тиск на поверхню волочіння, Па (для неглибоких бункерів і добре сипучих вантажів знаходиться за гідростатичним законом [6]).

$$p = h \gamma \kappa_d, \quad (26)$$

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

κ_d - поправочний коефіцієнт, що враховує динамічність навантаження ($\kappa_d = 1,2 - 1,3$);

γ - об'ємна вага баласту, Н/м³;

F - сумарна площа розвантажувальних отворів одного дозатора, через які одночасно здійснюють розвантаження баласту, м².

Ураховуючи, 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, рівний $0,3h$, вертикальне зусилля баласту на поверхню волочіння в момент розвантаження буде

$$P = 1,3 h \gamma \kappa_d F. \quad (27)$$

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

3.6 Визначення опорів переміщенню СС-1 і УК

Розрахунок опорів переміщенню для СС-1 та УК студент здійснює за методикою, наведеною в [4].

4 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 і т.п. У залежності від типу колійної машини та характеру дії на неї сил перевіряються: стійкість машини проти сходу з рейок, поперечна та поздовжня стійкість.

4.1 Стійкість електробаластера

Поперечна стійкість електробаластера перевіряється за формулою

$$K_{\Pi} = \frac{M_{\text{УТ}}}{M_{\text{ПР}}} \geq 1,4, \quad (28)$$

де $M_{\text{УТ}}$ - момент сил, що утримують, Нм;

$M_{\text{ПР}}$ - момент сил, що перекидають, Нм.

$$M_{\text{УТ}} = G \frac{b}{2}, \quad (29)$$

де G – вага машини, Н;

b – відстань між осями рейок, м (рисунок 1).

$$M_{\text{ПР}} = Q h, \quad (30)$$

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).

$$h = \frac{\sum M}{G}, \quad (31)$$

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

$$K_{\text{ПД}} = \frac{M_{\text{УТ}}}{M_{\text{ПР}}} \geq 1,3. \quad (32)$$

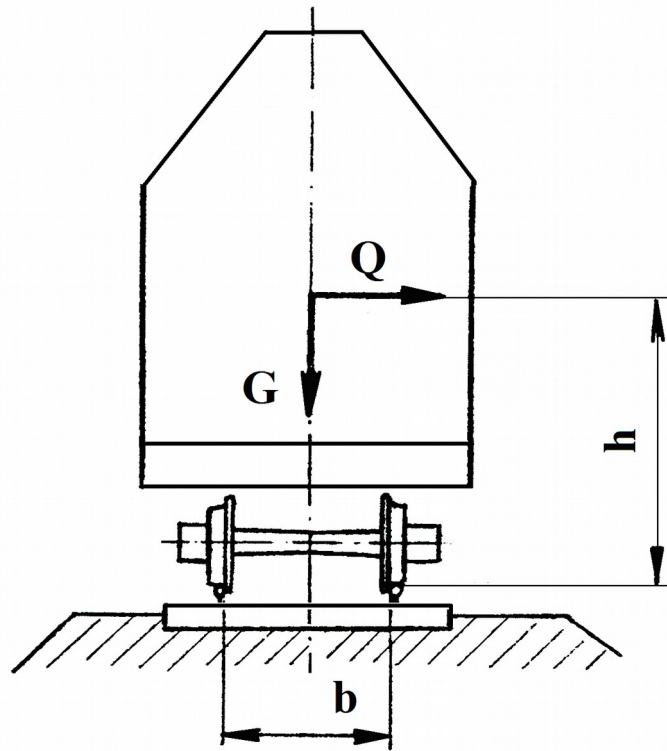


Рисунок 1

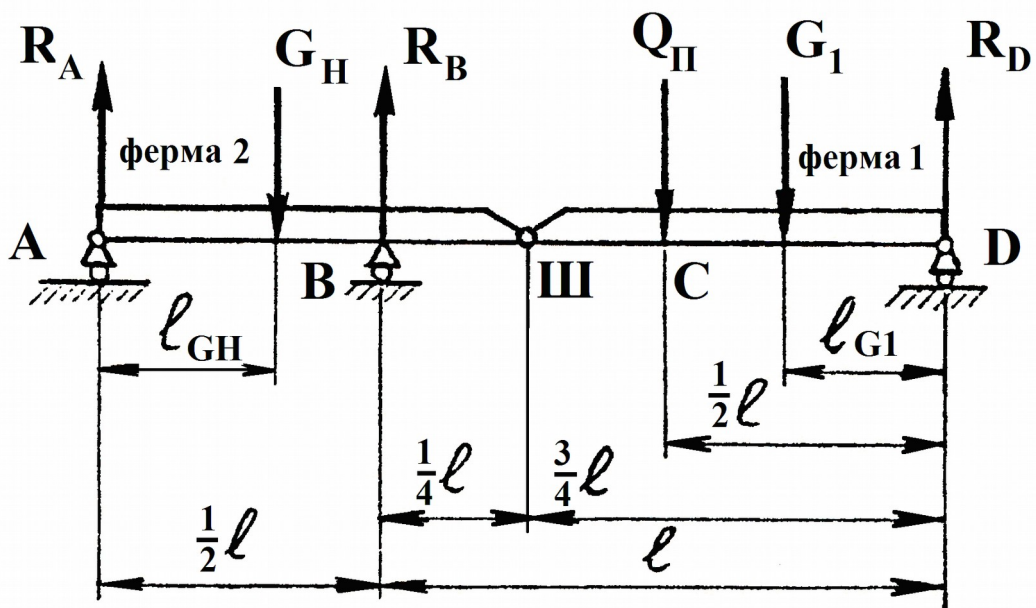


Рисунок 2

Момент сил, що утримують, знаходиться з виразу

$$M_{\text{ут}} = G_{\text{H}} \left(\frac{l}{2} - l_{\text{GH}} \right), \quad (33)$$

де G_{H} - вага ферми 2 електробаластера, Н.

Момент сил, що перекидають,

$$M_{III} = \frac{1}{4}lP_{III} + \frac{1}{8}lG_{B-III}, \quad (34)$$

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

$$P_{III} = \frac{G_I \cdot l_{GI} + Q_{II} \cdot \frac{1}{2} \cdot l}{\frac{3}{4} \cdot l}, \quad (35)$$

де G_I - вага ферми I електробаластера, Н;

Q_{II} - зусилля підйому колійної решітки, Н;

G_{B-III} - вага частини ферми від точки В до шарніра Ш.

4.2 Стійкість ЩОМ, УК, ВПО, СМ-2, хопер-дозатора

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

Поздовжня стійкість укладального крана перевіряється згідно з методикою, що наведена в [4], а поперечна – аналогічно електробаластеру.

Для ВПО, СМ-2, хопер-дозатора перевіряється стійкість проти перекидання при транспортуванні машини за методикою, що наведена в [4].

4.3 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 робочому положенні крило, що розташоване на внутрішньому боці кривої перебуває в робочому стані, а друге – в транспортному положенні. Сила тиску вітру направлена у бік перекидання струга.

Умова поперечної стійкості струга:

$$K_{II} = \frac{M_{YT}}{M_{II}} \geq 1,4. \quad (36)$$

Згідно з розрахунковою схемою, що наведена на рисунку 3, момент сил, що утримують, дорівнює

$$M_{YT} = G_c l_5 + G_k l_6, \quad (37)$$

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

Момент сил, що перекидають, дорівнює

$$M_{II} = G_1 l_1 + G_2 l_2 + G_3 l_3 + W_B l_4, \quad (38)$$

де G_1, G_2, G_3 - вага укiсного крила, основної та кюветної частин крила, Н;

W_B - сила тиску вiтру, Н.

$$W_B = \omega_B F_C, \quad (39)$$

де ω_B - питомий тиск вiтру, приймаємо $\omega_B = 500$ Н/м²;

F_C – бокова площа струга, м²;

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

Кут нахилу кузова струга φ приймаємо рiвним куту нахилу колiї в кривiй

$$\varphi = \arcsin\left(12,5 \frac{V_{cp}^2}{R}\right), \quad (40)$$

де V_{cp} - середня швидкiсть руху поїздiв ($V_{cp}=80$ км/год);

R - радіус кривої, м.

Стійкiсть 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 дiють опiр ґрунту рiзанню W_1 , опiр вiд перемiщення валу ґрунту перед крилом W_2 та опiр вiд тертя ґрунту по крилу W_3 . Позначивши горизонтальнi реакцiї рейок на колiснi пари через Q_1

та Q_2 , можна визначити одну з них з рівняння моментів усіх сил відносно точки А і В.

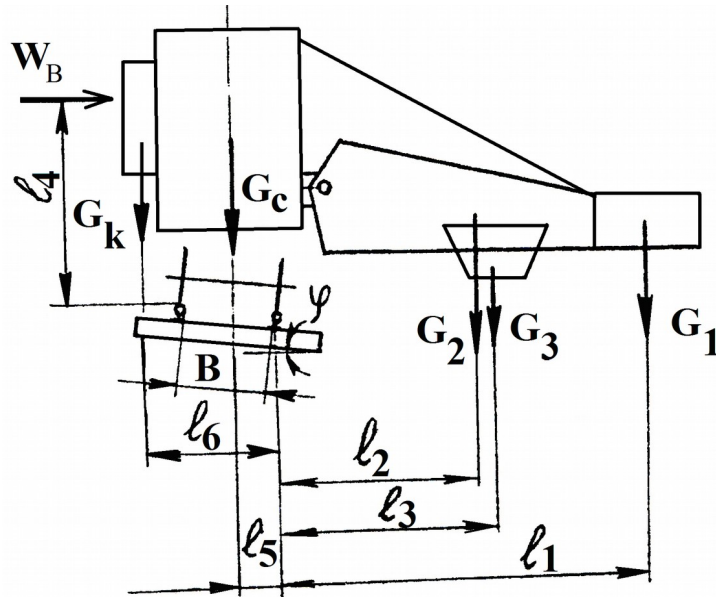


Рисунок 3

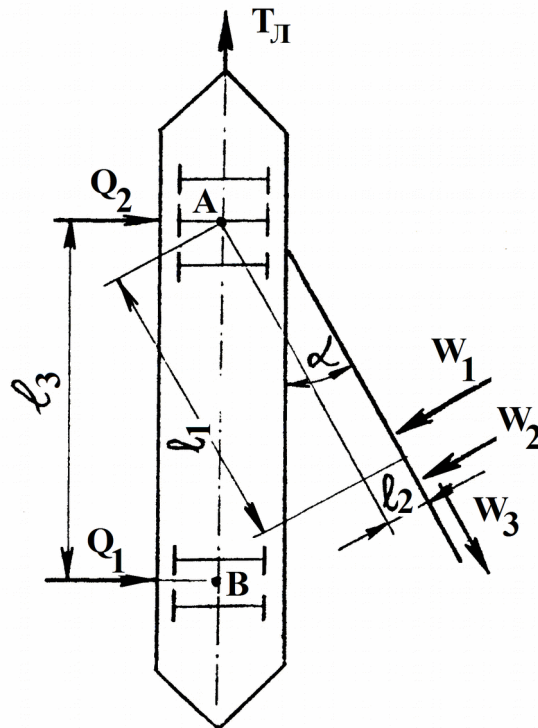


Рисунок 4

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

$$\frac{Q_1 + \mu P_2}{P_1} < \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \operatorname{tg} \beta}, \quad (41)$$

де P_2 - вертикальна від власної ваги струга реакція рейки, в бік якої можливий зсув колісних пар візка, Н;

P_1 - вертикальна реакція другої рейки на візок, Н;

μ - коефіцієнт тертя скочвання колеса по рейці ($\mu = 0,2 \dots 0,3$);

β - кут між твірною поверхні гребеня та горизонтальною площиною, град ($\beta = 60 \dots 80^\circ$).

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.

5 Визначення потужності привода робочого органа

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

Широко застосовується електропривод на електробаластерах, щибенеочисних машинах, колісукладачах, снігоприбиральних машинах, виправно-обробних машинах та інших колійних машинах. Для поступального переміщення робочих органів широко використовується об'єднання електродвигуна, черв'ячного редуктора та гвинтової пари, гайкою якої є черв'ячне колесо редуктора.

При проектуванні привода з гвинтовим механізмом звичайно задаються (визначаються) сила Q , діюча по осі гвинта від робочого органа, та швидкість руху гвинта V (рисунк 5).

Потужність електродвигуна в $N_{\text{дв}}$, кВт,

$$N_{\text{дв}} = \frac{Q_{\text{в}} V}{1000 \eta_{\text{г}} \eta_{\text{ч}}}, \quad (42)$$

де $Q_{\text{в}}$ - осьове зусилля вздовж гвинта, Н;

V - швидкість руху гвинта, м/с (визначається з кінематичного розрахунку виходячи зі швидкості робочого органа);

$\eta_{\text{г}}$ - ККД гвинтової пари;

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

Після знаходження номінальної потужності електродвигуна потрібно визначити, який тип електродвигуна підійде 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, так як вони дають змогу регулювати швидкість у широкому діапазоні. Із електродвигунів змінного струму частіше за все використовують асинхронні з коротко замкнутим ротором.

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

Легкий режим (Л) характеризується великими перервами в роботі (ПВ – 15 %), рідкою роботою з номінальним навантаженням, низькими швидкостями, невеликим числом вмикань за годину (до 60 вм/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 вмикань за годину (до 120 вм/год), середнім значенням відносної тривалості вмикання (ПВ=30 %). У такому режимі працюють вантажопідйомні та тягові лебідки колієукладачів та ін. Особливо слід відзначити роботу механізмів привода сітчастої стрічки щебенеочисних машин, які працюють у дуже важкому режимі (ВТ), що характеризується номінальними навантаженнями, дуже великими швидкостями, високою відотною тривалістю вмикання (ПВ=40 %).

За номінальною потужністю та виходячи з конкретних умов праці електродвигун вибирається за каталогом-довідником або стандартом, вказується його марка, потужність, число обертів вала, ПВ, %.

Останнім часом 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 перш за все знаходять діаметр поршня

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi p \eta_M}}, \quad (43)$$

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

p - робочий тиск, МПа;

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

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

$$Q_i = F_{pi} v_i, \quad (44)$$

де F_{pi} - робоча площа поршня, см^2 ;

v_i - швидкість поршня, см/с .

Загальна кількість рідини, що проходить, визначається за формулою

$$Q = \sum_{i=1}^{i=n_{ц}} Q_i, \quad (45)$$

де $n_{ц}$ - число циліндрів, що працюють одночасно.

Необхідна для роботи циліндрів продуктивність насоса буде

$$Q_H = \frac{Q}{\eta_{OM} \eta_{сц}^k}, \quad (46)$$

де k - коефіцієнт, що враховує втрати в елементах системи - золотниках, розподільниках та ін. ($k=1,02$);

η_{OM} - об'ємний ККД насоса ($\eta_{OM}=0,85 \dots 0,97$);

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

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, не бояться перевантажень. Лопатеві

насоси (Л) характеризуються малими розмірами, випускаються тиском до 6,2 і 12,5 МПа і все більш широко використовуються на колійних машинах.

Потужність електродвигуна, необхідну для привода гідронасоса, визначають за формулою

$$N_{ДВ} = \frac{p \cdot Q}{612 \cdot \eta_{ОБЩ}}, \quad (47)$$

де p - тиск у насосі, МПа;

Q - продуктивність насоса, л/хв;

$\eta_{ОБЩ}$ - загальний ККД насоса ($\eta_{ОБЩ} = 0,8 \dots 0,85$).

Пневмопривод широко застосовують на стругах, снігоочисниках, снігоприбиральних і землеприбиральних машинах та ін. На самохідних машинах установлюють 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

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

Внутрішній діаметр пневмоциліндра визначається за формулами:

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi \cdot p \cdot \eta_M}} \quad \text{або} \quad D = \sqrt{\frac{4P}{\pi \cdot p \cdot \eta_M} + d^2}, \quad (48)$$

де D - діаметр циліндра, якщо повітря подається в поршневу робочу порожнину, см ;

D_1 - діаметр циліндра, якщо повітря подається в штокову робочу порожнину, см;

P - зусилля, що діє вздовж штока, Н;

d - діаметр штока, см;

η_M - механічний ККД пневмоциліндра ($\eta_M = 0,9 \dots 0,95$).

Витрата стисненого повітря на робочу операцію для i -го циліндра, см³,

$$W_i = \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \cdot l_i, \quad (49)$$

де l_i - хід поршня, см.

Середня витрата повітря при атмосферному тиску становить для всієї машини, $\text{см}^3/\text{с}$,

$$W = \frac{1}{3600} \cdot \sum_{i=1}^{i=n} k_i \cdot W_i \cdot p_{max}, \quad (50)$$

де n - кількість циліндрів, що працюють одночасно;

k_i - середнє число вмикань i -го циліндра за годину.

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

$$n = 3600 \cdot \beta \cdot W, \quad (51)$$

де β - коефіцієнт запасу, що враховує нерівномірність роботи системи та підтікання ($\beta = 1,3..1,4$).

Необхідний об'єм ресивера, см^3 ,

$$V_P = \frac{\alpha \cdot W \cdot t}{p_{MAX} - p_{MIN}}, \quad (52)$$

де t – час, необхідний для підкачки повітря в ресивер ($t=20..30$ с);

p_{MIN} - мінімальний тиск у ресивері ($p_{MIN}=0,65p_{MAX}$);

α - коефіцієнт запасу ($\alpha = 3..8$).

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 тривалої роботи 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 із зусиллям, що діє на робочий орган.

5.1 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

$$Q_{II} = 4,4 \cdot \sqrt[4]{2E \cdot I_X \cdot h \cdot q^3}, \quad (53)$$

де E - модуль пружності рейкової сталі ($E=21 \cdot 10^6$ Н/см²);

I_X - момент інерції рейки відносно горизонтальної осі, см⁴ (таблиця 9);

h - висота підйому колії, см;

q - погонний опір підйому колійної решітки, Н/см.

$$q = q_{пр} + q_6 - k h, \quad (54)$$

де $q_{пр}$ - погонна вага 1 см колійної решітки, Н/см (таблиця 9);

q_6 - опір баласту на 1 см колійної решітки в початковий момент підйому, Н/см (таблиця 9);

k - коефіцієнт, що залежить від об'єму дозування й типу верхньої будови колії ($k \approx 0,2$ Н/см²).

Таблиця 9

Тип шпал	Число шпал на 1 км	Тип рейки	$q_{пр}$, кгс/см	Q_6 , кгс/см	Моменти інерції рейки, см ⁴	
					I_x	I_y
Дерев'яні	1840	Р 50	2,66	8,8	2037	377
		Р 65	3,02		3573	572
Залізобетонні	1840	Р 50	5,62	8,8	2037	377
		Р 65	5,89		3573	572

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

$$Q_C = 4,4 \cdot \sqrt[4]{2E \cdot I_Y \cdot a \cdot q^3}, \quad (55)$$

де I_Y – момент інерції рейки відносно вертикальної осі, см^4 (таблиця 9);

a – величина зсуву колії, см .

Найбільше розрахункове зусилля підйому, що діє на один гвинт, визначається за формулою (рисунок 5)

$$Q_{ВП} = \left(\frac{Q_{П}}{2} + \frac{G_{П}}{2} \right) \beta, \quad (56)$$

де $G_{П}$ – зусилля, яке необхідно для підніманняються від частин механізму підйому, Н ;

β - коефіцієнт перевантаження при випереджаючому підйомі однієї нитки колійної решітки ($\beta = 1,3$).

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

$$Q_{ВС} = Q_C \frac{a+b}{b}. \quad (57)$$

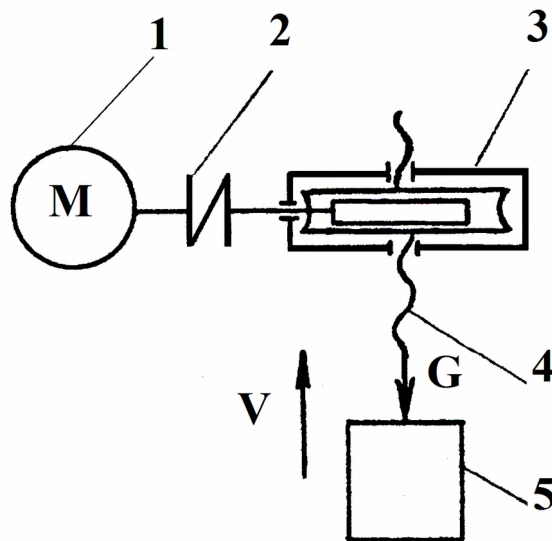


Рисунок 5

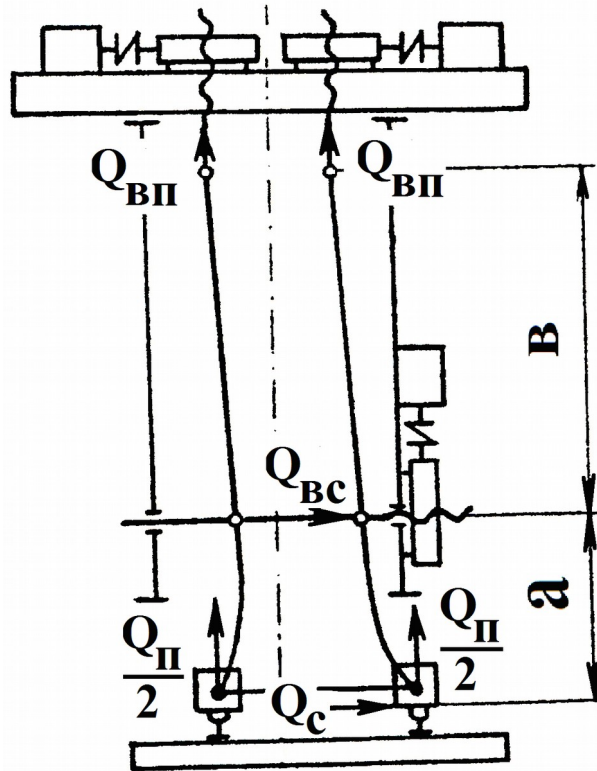


Рисунок 6

5.2 Визначення зусиль, що діють на дозатор

При роботі дозатора на нього діють сили від різання баласту, переміщення баласту вздовж та поперек крила. Методика розрахунку цих сил наведена в [4].

Зусилля вздовж гвинта механізму підйому дозатора при “підйомці” під час дозування баласту (рисунок 7)

$$Q_{впд} = \frac{G_d + (N_{щ} + 2N_{кр})f_{ст}}{2}, \quad (58)$$

де G_d – зусилля від частин дозатора, що піднімаються, Н;

$N_{щ}$ – нормальне навантаження на щит, Н; ($N_{щ} = W_B^{щ}$);

$N_{кр}$ – нормальне навантаження на крило, Н ($N_{кр} = W_B^{щ} + W_p^k$);

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

При зміні нахилу крила з підкрилком та козирком у нахилений 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 дозатора (рисунок 7)

$$Q_{BH} = \frac{G'_K \cdot l_2 + (W_P + W_B) l_3 \cdot f_{CT}}{l_1}, \quad (59)$$

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

W_P, W_B – зусилля від різання баласту і волочіння його поперек крила, Н;

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

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

$$Q_{ВПК} = \frac{2M_{TP}}{d}, \quad (60)$$

де M_{TP} – момент сил тертя в шарнірі, Н·мм.

$$M_{TP} = (R_A + R_B) f \frac{d_0}{2}, \quad (61)$$

де R_A, R_B – 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 шестерні, мм.

З рисунка 7 випливає:

$$R_A + R_B = \frac{2G_K l_{ЦТ}}{h}, \quad (62)$$

де G_K – сила тяжіння всього крила, урахувавши кореневу частину, Н;

$l_{ЦТ}, h$ – 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 привод (рисунок 8).

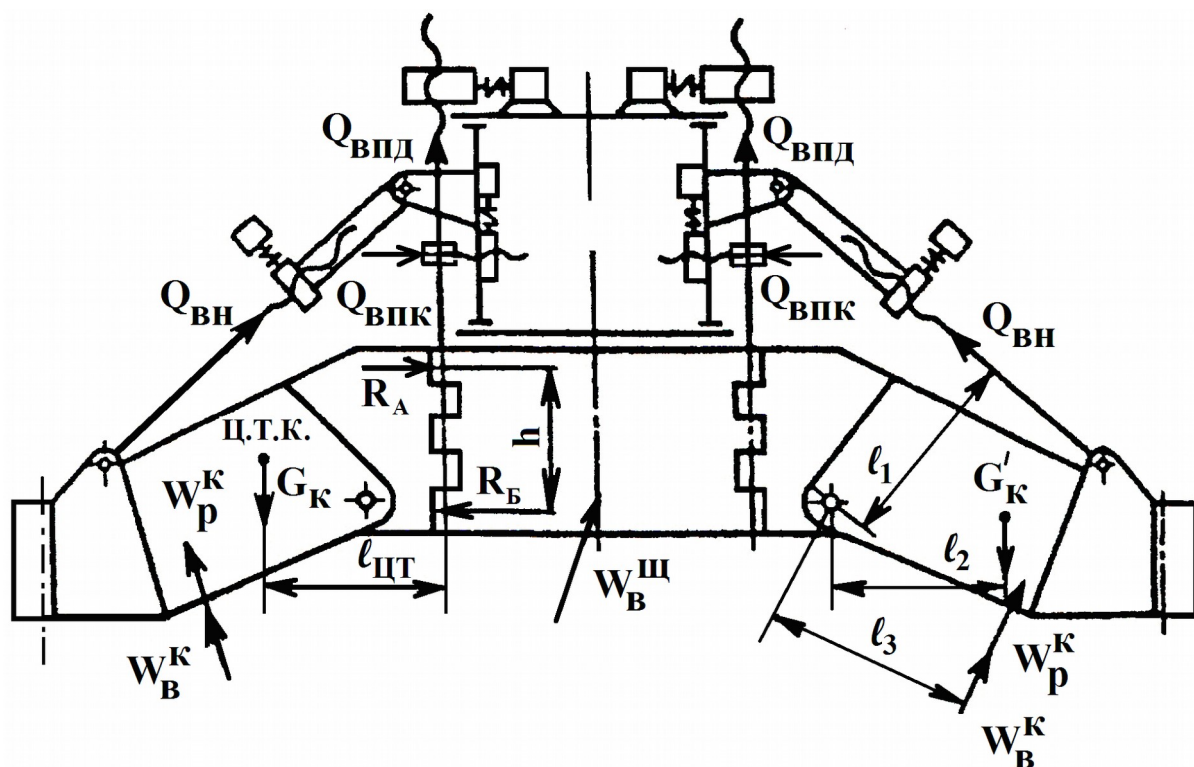


Рисунок 7

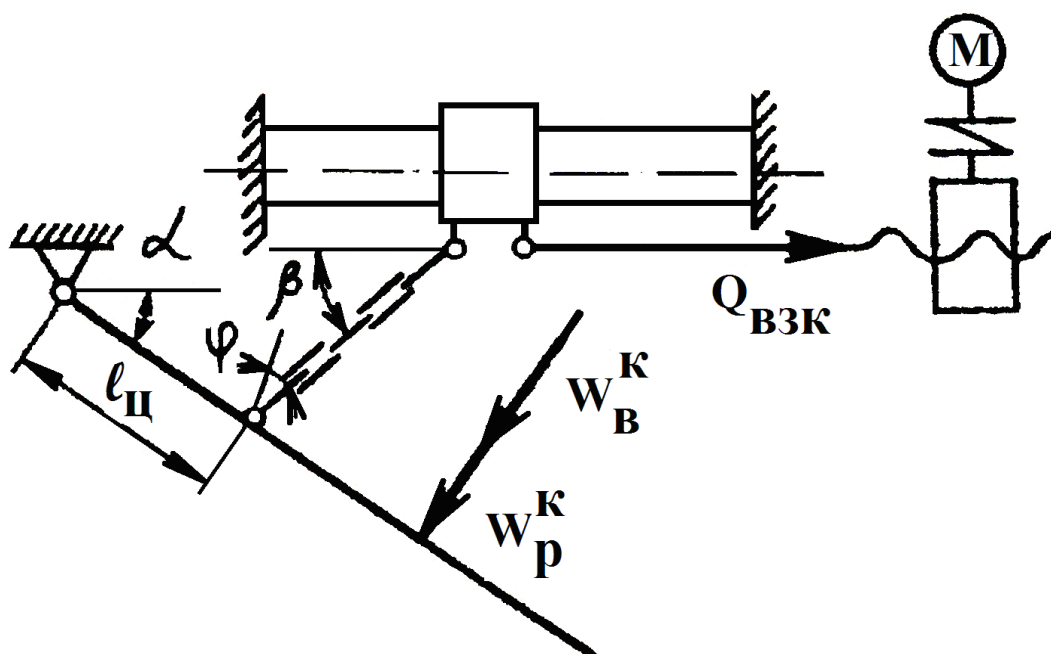


Рисунок 8

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

$$Q_{e,ж} = \frac{W_P^K + W_B^K + \frac{G_K \cdot l_{ЦГ}}{h \cdot l_{Ц}} f \cdot d_0}{\cos \varphi \cdot \cos^2 \psi \cdot \cos \beta}, \quad (63)$$

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

φ, ψ, β - кути нахилу ланцюга до нормалі крила, горизонтальної площини і до осі машини, град.

5.3 Визначення потужності привода сітчастої стрічки ЩОМ

Потужність, що необхідна для роботи щибенеочисного пристрою, складається з таких складових [5]:

$$N_{ЩУ} = N_1 + N_2 + N_3 + N_4, \quad (64)$$

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

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

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

N_4 – потужність, що затрачується на переміщення стрічки, кВт.

$$N_1 = \frac{F_{ТР} \cdot V_L}{1000}, \quad (65)$$

де $F_{ТР}$ – сила тертя, що виникає між ножом і стрічкою, яка рухається зі щибенем, Н;

V_L – швидкість стрічки, дорівнює 10...14 м/с.

Сила тертя визначається за формулою

$$F_{TP} = (G_{щ} + q_0 L_{\Gamma}) f_{л}, \quad (66)$$

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

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

$f_{л}$ – коефіцієнт тертя стрічки по ножу ($f_{л} = 0,7 \dots 1,0$);

L_{Γ} – горизонтальна довжина стрічки, м.

$$G_{щ} = 10S \cdot B \cdot \gamma = 10h \cdot L_{\Gamma} \cdot B \cdot \gamma, \quad (67)$$

де S – площа повздовжнього перерізу валу щебеню, що міститься на стрічці, м²;

B – ширина стрічки, м ($B = 1$ м);

γ – об'ємна щільність щебеню, кг/м³ ($\gamma = 1800$ кг/м³);

h – середня товщина шару щебеню на стрічці (0,025...0,075 м), м.

Середнє значення площі S , м², може бути визначено за формулою

$$S = \frac{P_{об} L_{\Gamma}}{3600 V_{\Gamma} B}, \quad (68)$$

де $P_{об}$ – об'ємна продуктивність, м³/год (для ЩОМ-4 $P_{об} = 3000$ м³/год).

Далі визначимо

$$N_2 = \frac{P_{об} \cdot V_{л}^2 \cdot \gamma}{2 \cdot 3600 \cdot 1000}. \quad (69)$$

Наступна складова сумарної потужності

$$N_3 = \frac{P_{чист} H_{чист} + P_{заб} H_{заб}}{3600 \cdot 1000}, \quad (70)$$

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

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

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

$H_{заб}$ – висота підйому забруднювачів, м ($H_{заб} = 0,6$ м).

$$P_{чист} = P_{вес} \varphi_1, \quad (71)$$

де φ_1 – коефіцієнт, який ураховує частину чистого щебеню в загальному об'ємі ($\varphi_1 = 0,6 \dots 0,7$);

$P_{вес}$ – вагова продуктивність, Н/с.

$$P_{вес} = \frac{10 \cdot P_{об} \cdot \gamma}{3600}, \quad (72)$$

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

$$P_{заб} = \varphi_1 P_{вес}; \quad (P_{заб} = P_{об} \gamma 0,4). \quad (73)$$

Потужність N_4 , кВт, може бути визначена за формулою

$$N_4 = \frac{10 P_{об} L_{ш} \omega \gamma}{3600 \cdot 1000} + \frac{2 q_0 L_{л} \omega v_{л}}{1000}, \quad (74)$$

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

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

$L_{л}$ – повна довжина стрічки, м.

Шлях транспортування щебеню $L_{ш}$, м, визначається за формулою

$$L_{ш} = L_{г} + H_{заб} + H_{чист}. \quad (75)$$

Визначивши загальну потужність (формула (64)), знаходимо потужність одного електродвигуна привода стрічки $N_{ел}$, кВт,

$$N_{ел} = \frac{N}{n \eta k_c}, \quad (76)$$

де n – кількість електродвигунів;

η - ККД передачі;

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

Згідно зі стандартами підбирають електродвигун, знаходять загальну встановлену потужність привода $N_{пр}$ і визначають зусилля у сітчастій стрічці P , Н,

$$P = \frac{N_{np} \cdot 1000}{v_l} \eta. \quad (77)$$

Ураховуючи, що сітчаста стрічка має два ланцюги, зусилля на один ланцюг P_1 , Н,

$$P_1 = \frac{P}{2\psi}, \quad (78)$$

де ψ - коефіцієнт нерівномірної роботи ланцюгів ($\psi = 0,85 \dots 0,9$).

Розривне зусилля

$$S_{роз} = n_3 P_1, \quad (79)$$

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

Далі підбирають ланцюг.

Список літератури

- 1 Справочник инженера-путейца / Под ред. В.В. Басилова и М.А. Чернышова. – М.: Транспорт, 1972. – Т. 1, 2.
- 2 Технологические процессы ремонта звеньевого пути / ЦП МПС. – М.: Транспорт, 1974. – 463 с.
- 3 Кандаков Н.П., Шульга В.Я. Проектирование организации и планирования путевого хозяйства: Учеб. пособие для ВУЗов ж.-д. трансп. – М.: Транспорт, 1974. – 200 с.
- 4 Путевые машины: Учебник / С.А. Соломонов и др. – М.: Транспорт, 1985. – 375 с.
- 5 Машины и механизмы для путевого хозяйства / Под ред. С.А. Соломонова. – М.: Транспорт, 1984. – 440 с.
- 6 Соломонов С.А. Балластировочные щебнеочистительные машины и хоппер-дозаторы. – М.: Транспорт, 1991. – 335 с.
- 7 Путевые машины: Учеб. для вузов ж.-д. трансп./ С.А. Соломонов, М.В. Попович, В.М. Бугаенко и др.; Под ред. С.А. Соломонова. – М.: Желдориздат, 2000. – 756 с.

Таблиця 1 – Електробаластер (А – Б)

Дані	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Тип рейок	Р50					Р65				
Баласт	Пісок					Щебінь				
Шпали	Дерев'яні			Залізобетонні				Дерев'яні		
Ухил колії, ‰	5	3	7	10	8	12	-5	2	-9	6
Радіус кривої, м	200	300	400	500	150	250	350	450	550	600
Товщина шару задозованого баласту, мм	350	400	200	300	250	350	300	250	400	200
Вивантаження баласту перед дозуванням	На один бік		На обидва боки колії		На один бік		На обидва боки колії		На один бік	
Висота підйому колії, мм	300	350	400	450	500	500	450	400	350	300
Величина зсуву колії, мм	-	-	-	-	-	-	-	-	300	250
Тривалість "вікна", год	4	5	3	4	5	3	4	5	3	4
	1-й лист	Загальний вид машини								
	2-й лист	Механізм підйому дозатора		Механізм нахилу крила дозатора		Механізм повороту крила дозатора		Механізм підйому колії		Механізм зсуву

креслень Найменування	3-й лист	дозагора Щит	крила Корінь	крила частина Основна	козирком Підкрилок з	ний вал Вертикаль-	крила Корінь	ніт Електромаг-	траверсом балка з Поперечна	редуктор Черв'ячний	Муфта
--------------------------	----------	-----------------	-----------------	-----------------------------	-------------------------	-----------------------	-----------------	--------------------	--------------------------------	------------------------	-------

Таблиця 2 – Щебенеочисна машина (ЩОМ)* (В – Г)

Дані	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Тип рейок	Р65					Р50				
Баласт	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					400				
Тривалість "вікна", год	4	5	3	4	5	3	4	5	3	4
	1-й лист	Загальний вид машини								

креслень Найменування	2-й лист	Механізм привода сітчастої стрічки		Механізм підйому й опускання несучої рами		Механізм підйому планувальника		Лебідка для затягування ножа		Механізм натягування стрічки	
	3-й лист	валом зірочка з Приводна	стрічка Сітчаста	Гідроциліндр	рама бокова Вертикальна	Відвал планувальника	вальника Рама плану-	Редуктор	лебідки Барабан	редуктор або Гідроциліндр	зірочка з віссю Нагяжна

*- на машині застосовується відцентровий спосіб очищення баласту
Продовження таблиці 2 – Щебенеочисна машина** (Д – 3)

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					100				

Тривалість "вікна", год		4	5	3	4	5	3	4	5	3	4
креслень Найменування	1-й лист	Загальний вид машини									
	2-й лист	Механізм привода вигрібного ланцюга		Механізм підйому вигрібного ланцюга		Механізм привода конвеєра-розподільника		Механізм привода грохота		Механізм привода поворотного конвеєра	
	3-й лист	валом зрічка з Приводна	Редуктор привода ланцюга	Гідроциліндр підйому	Гідроциліндр розсуву жолобів	Мотор привода конвеєра	Раму плану- вальника	Гідроциліндр підйому грохота	Дебаланси привода грохота	Гідроциліндр підйому конвеєра	Мотор привода конвеєра

** - для очищення баласту на машині застосовується грохот

Таблиця 3 – Укладальний кран (І – Л)

Дані	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Тип рейок	Р65					Р50				
Шпали	Дерев'яні			Залізобетонні				Дерев'яні		
Ухил колії, ‰	2	4	6	8	10	9	7	-5	5	-3
Радіус кривої, м	400	450	500	550	600	35	30	350	30	650

Довжина ланки, м		25			12,5		25				
Тривалість "вікна", год		4	5	3	4	5	3	4	5	3	4
креслень Найменування	1-й лист	Загальний вид машини									
	2-й лист	Вантажопід- йомна лебідка		Тягова лебідка		Лебідка для пересування пакетів		Механізм пересування крана		Механізм підйому ферми	
	3-й лист	Траверса	підйомності вантажо- Обмежувач	візок Вантажний	лебідки Рама	Муфта	конвеєр Роликовий	осьовий Редуктор	Вал	Гідроциліндр	муфта Пружна

Таблиця 4 – Виправно-підбивально-опоряджувальна машина (ВПО) безперервної дії (М – О)

Дані	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Тип рейок	P65					P50				

Баласт		Щебінь				Пісок					
Шпали		Залізобетонні			Дерев'яні			Залізобетонні			
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
креслень Найменування	1-й лист	Загальний вид машини									
	2-й лист	Механізм підйому ущільнювальної плити		Механізм вібрації ущільнювальної плити		Механізм зсуву ущільнювальної плити		Механізм підйому ущільнювача укосів		Механізм вібрації ущільнювача укосів	
	3-й лист	вал 3'єднувальний	колонна Напрямна	віброплита Корпус	дебалансом вал з Карданний	тяга Телескопічна	кранштейн поворотний Підйомно-	підйому механізму Траверса	Редуктор	укосів Віброплита ущільнювача	Карданний вал ущільнювача

Таблиця 5 – Снігоприбиральний поїзд з головною машиною (П – С)

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			-10				-15		
Щільність снігу, кг/м ³	200	250	300	350	400	450	500	550	300	350
Найменування	1-й лист	Загальний вид машини								
	2-й лист	Механізм обертання ротора-живильника	Механізм підйому ротора-живильника	Механізм повороту підйому бокових крил	Конвеєр проміжного вагона з приводом	Поворотний конвеєр кінцевого вагона з приводом				

креслень	3-й лист	Механізм козиркаповороту	Цітковий барaban	Пневмо- циліндр	Вал механізму підйому	Пневмо- циліндр	Бокове крило	Ведучий вал	Нагяжний пристрій	Ведучий вал	Ведений вал
----------	----------	-----------------------------	---------------------	--------------------	-----------------------	--------------------	-----------------	----------------	----------------------	----------------	----------------

Таблиця 6 – Струг-снігоочисник (Т – Ц)

Дані	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Вид роботи	Нарізання кювету			Зрізання піщаного баласту з другої колії				Зрізання обочини		
Ухил колії, ‰	5	4	3	2	6	7	8	3	5	4
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
	1-й лист	Загальний вид машини								
	2-й лист	Механізм переміщення кюветної частини крила	Механізм підйому крила	Механізм нахилу крила	Механізм розкриття крила	Механізм нахилу укісного крила				

креслень Найменування	3-й лист	двигун Пневмо-	Редуктор	підйому циліндр Пневмо-	кронштейн ом Колона з	планувальника Відвал	тяги Телескопічна	нахилу крила Пневмоциліндр	криларозкриття Пневмоциліндр	з тягою Пневмоциліндр	крило Укісне
--------------------------	----------	-------------------	----------	----------------------------	-----------------------------	-------------------------	----------------------	----------------------------------	---------------------------------	--------------------------	-----------------

Таблиця 7 – Хопер-дозатор (Ч – Я)

Дані	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Ємність кузова, м ³	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 хоперів-дозаторів у складі, шт.	20	22	24	25	26	27	28	29	30	31
Тривалість "вікна", год	4	5	3	4	5	3	4	5	3	4
	1-й лист	Загальний вид машини								

Найменування креслень	2-й лист	Механізм відкриття зовнішніх кришок			Механізм підйому та опускання дозатора			Механізм відкриття внутрішніх кришок			
	3-й лист	циліндр Пневмо-	валом Кришка з	вал Приводний	циліндр Пневмо-	дозування Механізм	вал Приводний	циліндр Пневмо-	валом Кришка з	вал Приводний	до кришки важелів від вала Система