

Національний університет
«Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
(повне найменування вищого навчального закладу)

Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та робототехніки

Кафедра галузевого машинобудування та механотроніки
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи бакалавра

Бакалавр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему

Розроблення конструкції вібровальця вібраційного катка для ущільнення асфальтобетону

Виконав: студент III курсу, групи 301пММ
напряму підготовки (спеціальності)

133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Мороз А.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник Васильєв А.В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Молчанов П.О.

(прізвище та ініціали)

Полтава – 2026 року

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ПОЛТАВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА ІМЕНІ ЮРІЯ КОНДРАТЮКА»
КАФЕДРА ГАЛУЗЕВОГО МАШИНОБУДУВАННЯ ТА МЕХАТРОНІКИ

**РОЗРОБЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ВІБРОВАЛЬЦЯ
ВІБРАЦІЙНОГО КАТКА ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ
АСФАЛЬТОБЕТОНУ**

Кваліфікаційна робота бакалавра

Лист затвердження

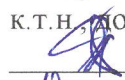
ГММ.301пММ.021-00.00.000 КРБ - ЛУ

Розробив здобувач групи 301-пММ

 Артем МОРОЗ
«14» 06 2026 р.

Консультант із технологічної частини

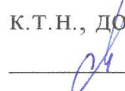
к.т.н., доц.

 Іван РОГОЗІН

«18» 06 2026 р.

Технологічний контроль

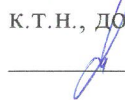
к.т.н., доц.

 Олексій ВАСИЛЬЄВ

«18» 06 2026 р.

Нормативний контроль

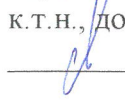
к.т.н., доц.

 Олексій ВАСИЛЬЄВ

«18» 06 2026 р.

Гарант освітньо-професійної програми

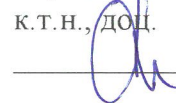
к.т.н., доц.

 Олексій ВАСИЛЬЄВ

«18» 06 2026 р.

Керівник

к.т.н., доц.

 Анатолій ВАСИЛЬЄВ

«18» 06 2026 р.

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

галузевого машинобудування та мехатроніки,

к.т.н., доц.

 Олександр ОРИСЕНКО

№ рядок.	Форм.	Позначення	Найменування	Кіл.	Прим.
1					
2			<u>Документація загальна</u>		
3			<u>Вперше розроблена</u>		
4					
5	A4	ГММ.301пММ.021-00.00.000ТЗ	Технічне завдання	1	
6	A4	ГММ.301пММ.021-00.00.000А	Анотація	2	
7	A1	ГММ.301пММ.021-00.00.000ВЗ	Каток дорожній самохідний	1	
8			Вигляд загальний		
9	A4	ГММ.301пММ.021-00.00.000ПЗ	Пояснювальна записка		
10					
11			<u>Документація по</u>		
12			<u>складальних одиницях</u>		
13			<u>Вперше розроблена</u>		
14					
15	A1	ГММ.301пММ.021-02.00.000СК	Вібровалець Складальне креслення	2	
16					
17			<u>Документація по деталях</u>		
18			<u>Вперше розроблена</u>		
19					
20		ГММ.301пММ.021-02.00.010	Шестерня	1	
21		ГММ.301пММ.021-02.00.011	Стакан	1	
22		ГММ.301пММ.021-02.00.013	Втулка	1	
23		ГММ.301пММ.021-02.00.030	Колесо зубчасте	1	
24					
25			<u>Документація технологічна</u>		
26			<u>Вперше розроблена</u>		
27					
28	A1	ГММ.301пММ.021-00.00.000ТП	Технологічний процес		
29			Виготовлення вала		
30					

					ГММ.301пММ.021-00.00.000ВБ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.	Мороз			14.06			
Перев.	Васильєв			18.06			
Н.контр.	Васильєв			18.06			
Затв.	Орисенко			19.06			
					Розроблення конструкції вібровальця вібраційного катка для ущільнення асфальтобетону		
					Відомість бакалаврської роботи		
					Лім.	Лист	Листів
					Н	1	1
					Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		
					2026		

Інститут, факультет, відділення Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та робототехніки

Кафедра, циклова комісія галузевого машинобудування та мехатроніки

Рівень вищої освіти Бакалавр

Напрямок підготовки _____

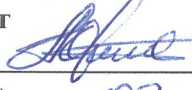
(шифр і назва)

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки, к.т.н., доцент

 **Олександр ОРИСЕНКО**
« 03 » 03 2026 року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ БАКАЛАВРА
ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ
Мороза Артема Вікторовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи бакалавра: «Розроблення конструкції вібровальця вібраційного катка для ущільнення асфальтобетону»

керівник роботи (проекту) Васильєв А.В., к.т.н., доц.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від « 03 » 03 2026 року
№ 273 - ф.а.

2. Строк подання здобувачем кваліфікаційної роботи: «19» червня 2026 року.

3. Вихідні дані до кваліфікаційної роботи: – Тип машини: самохідний вібраційний дорожній каток для ущільнення асфальтобетонних покриттів. – Робочий орган машини: гладкий вібровалець з внутрішнім дебалансним віброзбуджувачем. – Тип ущільнюваного матеріалу: гаряча асфальтобетонна суміш для влаштування шарів дорожнього одягу. – Максимальна збурююча сила віброзбуджувача: 280 кН. – Маса, що приводиться в коливальний рух: 120 кН. – Тип віброзбуджувача: дебалансний.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Зміст. Вступ. 1. Аналіз процесу ущільнення асфальтобетону та конструкцій вібраційних катків. 2. Розрахунок обладнання 3. Технологічна частина 4. Безпека життєдіяльності 5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) 1. Вигляд загальний (1 лист А1). 2. Складальне креслення (2 лист А1). 3. Технологічний процес виготовлення рами (1 лист А1). 4. деталювання (1 лист А1).

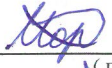
6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи бакалавра

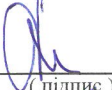
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Технологічна частина	Рогозін С.А., доцент	 12.05.26	 18.06.26

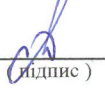
7. Дата видачі завдання «03» 03 2026 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи бакалавра	Строк виконання етапів роботи (проекту)	Примітка
1	Огляд конструкцій	05.05.2026 р.	
2	Конструкторські проробки	12.05.2026 р.	
3	Розрахунки обладнання	19.05.2026 р.	
4	Виконання креслень складальних одиниць та деталей, специфікацій	26.05.2026 р.	
5	Безпека життєдіяльності	02.06.2026 р.	
6	Компонування пояснювальної записки	09.06.2026 р.	
7	Здача готового проекту	14.06.2026 р.	

Здобувач вищої освіти  **Артем МОРОЗ**
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи  **Анатолій ВАСИЛЬЄВ**
(підпис) (прізвище та ініціали)

Гарант освітньої програми  **Олексій ВАСИЛЬЄВ**
(підпис) (прізвище та ініціали)

Анотація

Кваліфікаційна робота бакалавра на тему: «Розроблення конструкції вібровальця вібраційного катка для ущільнення асфальтобетону».

Бакалаврська робота на здобуття освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавра за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» – Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», Полтава, 2026.

Кваліфікаційна робота включає розрахунково-пояснювальну записку на 78 аркушах формату А4 та 5 аркушів графічної частини формату А1.

У роботі розглянуто актуальність підвищення якості ущільнення асфальтобетонних покриттів, оскільки від ефективності цього процесу залежать міцність, довговічність, колієстійкість і експлуатаційна надійність автомобільних доріг.

У результаті виконання бакалаврської роботи запропоновано конструктивне рішення вібровальця вібраційного катка, яке забезпечує необхідні умови для ефективного ущільнення асфальтобетонного покриття. Розроблена конструкція враховує вимоги міцності, надійності, технологічності виготовлення, ремонтпридатності та безпечної експлуатації. У розділі з безпеки життєдіяльності визначено основні небезпечні та шкідливі фактори під час роботи катка і запропоновано заходи для зниження виробничих ризиків.

Ключові слова: вібраційний каток, вібровалець, асфальтобетон, ущільнення, дорожньо-будівельна машина, дебалансний віброзбуджувач, збурююча сила, амплітуда коливань, частота вібрації, робочий орган.

					ГММ.301пММ.021-00.00.000 ПЗ						
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Анотація	Лім.	Лист	Листів			
Розроб.	Мороз			14.06		Н					
Перев.	Васильєв			18.06							
Керівн.											
Н. контр.	Васильєв			18.06							
Затв.	Орисенко			19.06							
						Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»					

Annotation

Thesis on the topic: «Development of the Design of a Vibratory Roller Drum of a Vibratory Road Roller for Asphalt Concrete Compaction».

Bachelor's thesis submitted for the Bachelor's degree in specialty 133 «Industrial Mechanical Engineering» – National University «Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic», Poltava, 2026.

The qualification thesis includes an explanatory calculation report of 78 A4 pages and 5 sheets of graphic material in A1 format.

The thesis considers the relevance of improving the quality of asphalt concrete pavement compaction, since the strength, durability, rutting resistance, and operational reliability of roads depend on the efficiency of this process.

As a result of the bachelor's thesis, a design solution for the vibratory roller drum of a vibratory road roller was proposed, which provides the necessary conditions for effective compaction of asphalt concrete pavement. The developed design takes into account the requirements of strength, reliability, manufacturability, maintainability, and safe operation. In the life safety section, the main hazardous and harmful factors occurring during roller operation were identified, and measures to reduce occupational risks were proposed.

Keywords: vibratory road roller, vibratory roller drum, asphalt concrete, compaction, road-building machine, unbalanced vibration exciter, excitation force, vibration amplitude, vibration frequency, working element.

					ГММ.301пММ.021-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ПОЛТАВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА ІМЕНІ ЮРІЯ КОНДРАТЮКА»
КАФЕДРА ГАЛУЗЕВОГО МАШИНОБУДУВАННЯ ТА МЕХАТРОНІКИ

**РОЗРОБЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ВІБРОВАЛЬЦЯ
ВІБРАЦІЙНОГО КАТКА ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ
АСФАЛЬТОБЕТОНУ**

Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи бакалавра
ГММ.301-пММ.021-00.00.000 ПЗ

Зміст

Вступ.....	3
1 АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ УЩІЛЬНЕННЯ АСФАЛЬТОБЕТОНУ ТА КОНСТРУКЦІЙ ВІБРАЦІЙНИХ КАТКІВ	7
1.1 Технологічні особливості ущільнення асфальтобетонних сумішей вібраційними котками	7
1.2 Аналіз конструкцій дорожніх котків та укочувальних робочих органів	12
1.3 Конструктивні особливості вібровальців та систем збудження коливань... ..	18
2. РОЗРАХУНОК ОБЛАДНАННЯ	23
2. Кінематичний розрахунок приводу заднього мосту	23
2.2 Тяговий розрахунок	25
2.2.1. Каток з пневмошинами	25
2.2.2. Каток з гладким вальцем	28
2.2. 3. Визначення нахилів, які долаються машиною	30
2.3 Баланс потужності	31
2.3.1 Визначення швидкостей переміщення.....	31
2.3.2 Розрахунок параметрів вібрації.....	34
2.4 Перевірка міцності рами.....	38
2.5 Розрахунок елементів вібровальця	41
2.5.1 Розрахунок підшипників.....	41
2.5.2 Розрахунок рами вібровальця.....	42
2.6 Розрахунок рівноваги та стійкості катка	47

					ГММ.301пММ.021-00.00.000 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Зміст	Лім.	Лист	Листів
Розроб.		Мороз		14.06		Н		
Перев.		Васильєв		18.06			1	
						Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		
Н. контр.		Васильєв		18.06				
Затв.		Орисенко		19.06				

2.6.1	Визначення координат центра ваги.....	47
2.6.2	Розрахунок навантажень на валець та задні колеса	49
2.6.3	Розрахунок стійкості катка	49
2.7.	Розрахунок прямозубої циліндричної передачі.....	52
3	ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА.....	56
3.1	Призначення та аналіз роботи деталі у вузлі.....	56
3.2	Технологічний процес виготовлення дебалансного вала	57
3.3	Вибір матеріалу та заготовки	57
3.4	Призначення припусків на обробку	58
3.5	Підбір верстатів та обладнання	61
3.6	Визначення величини основного часу для окремих операцій.....	63
4	БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ.....	68
4.1	Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів під час роботи вібраційного катка	68
4.2	Вимоги безпеки до конструкції вібровальця та вібраційного катка	70
4.3	Заходи безпеки під час технічного обслуговування, ремонту та надзвичайних ситуацій	73
	Висновки	75
	Список літератури.....	77

Вступ

Розвиток дорожньої інфраструктури є одним із важливих чинників забезпечення сталого функціонування транспортної системи, підвищення безпеки руху та економічної ефективності перевезень. Якість автомобільних доріг значною мірою залежить від технології влаштування дорожнього одягу, зокрема від якості ущільнення асфальтобетонних сумішей. Недостатнє або нерівномірне ущільнення призводить до збільшення залишкової пористості, зниження водостійкості, утворення колійності, тріщин, хвиль, просідань та інших дефектів покриття. У подальшому це спричиняє передчасне руйнування дорожнього полотна, збільшення витрат на ремонт і зниження експлуатаційної довговічності автомобільних доріг.

Одним із основних видів машин, що застосовуються для ущільнення асфальтобетонних сумішей, є дорожні котки. У сучасному дорожньому будівництві широкого використання набули вібраційні котки, які забезпечують підвищену ефективність ущільнення за рахунок поєднання статичного навантаження від маси машини та динамічного впливу, що створюється вібраційним вальцем. Вібраційний режим дозволяє зменшити внутрішнє тертя між частинками суміші, підвищити її рухливість у процесі ущільнення та забезпечити необхідну щільність шару за меншу кількість проходів машини.

Особливе значення в конструкції вібраційного катка має вібровалець, який безпосередньо взаємодіє з ущільнюваним матеріалом і передає на нього статичне та динамічне навантаження. Його конструктивні параметри, зокрема діаметр, ширина, маса, товщина обичайки, жорсткість корпусу, розміщення опорних вузлів і параметри вібробуджувача, визначають якість ущільнення, рівномірність передачі коливань, довговічність машини та її експлуатаційну надійність. Тому розроблення раціональної конструкції вібровальця є

					ГММ.301пММ.021-00.00.000 ПЗ				
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Вступ	Лім.	Лист	Листів	
Розроб.	Мороз					Н		3	
Перев.	Васильєв					Національний університет			
Керівник						«Полтавська політехніка			
Н. контр.	Васильєв			18.06		імені Юрія Кондратюка»			
Затв.	Орисенко			19.06					

актуальним інженерним завданням, що має практичне значення для підвищення ефективності роботи дорожньо-будівельної техніки.

Актуальність теми також обумовлена необхідністю підвищення довговічності асфальтобетонних покриттів в умовах зростання інтенсивності руху, збільшення навантаження від транспортних засобів та підвищених вимог до якості дорожньо-будівельних робіт. У працях, присвячених технологічним режимам ущільнення асфальтобетонних сумішей, зазначається, що ефективність ущільнення залежить не лише від властивостей суміші та температурного режиму, а й від параметрів ущільнювальної машини: маси, швидкості руху, частоти та амплітуди коливань, кількості проходів і конструкції робочого органа. Це підтверджує доцільність дослідження та розроблення конструкції вібровальця як одного з ключових елементів вібраційного катка.

Ущільнення асфальтобетону є складним технологічним процесом, у якому необхідно враховувати фізико-механічні властивості суміші, температуру укладання, товщину шару, тип основи, режим роботи котка та характер динамічної дії на матеріал. На практиці неправильний вибір режимів ущільнення або невідповідність параметрів вібраційного вальця умовам роботи може призвести до переущільнення, розшарування суміші, появи дефектів поверхні або недостатнього ущільнення нижніх зон шару. Тому при розробленні конструкції вібровальця необхідно забезпечити узгодження його конструктивних і динамічних параметрів із технологічними вимогами до ущільнення асфальтобетонного покриття.

Аналіз навчальної та науково-технічної літератури свідчить, що дорожні котки розглядаються як важлива група машин для будівництва, ремонту та утримання автомобільних доріг. У джерелах наведено загальні принципи будови дорожньо-будівельних машин, особливості їх робочих процесів, методи

визначення навантажень, а також підходи до розрахунку основних конструктивних елементів. Водночас питання розроблення конкретної конструкції вібровальця з урахуванням умов ущільнення асфальтобетону потребує окремого інженерного опрацювання, оскільки саме цей вузол визначає характер контакту машини з покриттям і ефективність передачі вібраційного навантаження.

Метою бакалаврської роботи є розроблення конструкції вібровальця вібраційного катка для ущільнення асфальтобетону з урахуванням технологічних вимог до процесу ущільнення, конструктивних параметрів дорожніх котків і умов експлуатації робочого органа.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- виконати аналіз технологічного процесу ущільнення асфальтобетонних сумішей та визначити основні фактори, що впливають на якість ущільнення дорожнього покриття;
- проаналізувати існуючі конструкції дорожніх і вібраційних котків, а також особливості будови їх робочих органів;
- обґрунтувати вибір конструктивної схеми вібровальця для вібраційного катка;
- визначити основні конструктивні та робочі параметри вібровальця;
- виконати інженерні розрахунки основних елементів конструкції вібровальця;
- розробити конструктивне рішення вібровальця з урахуванням вимог міцності, надійності, технологічності виготовлення та експлуатаційної придатності.

Практичне значення роботи полягає у розробленні конструкції вібровальця, яка може бути використана під час проєктування або модернізації вібраційних дорожніх котків для ущільнення асфальтобетонних покриттів.

Запропоновані конструктивні рішення та розрахункові залежності можуть бути застосовані для вибору параметрів робочого органа, підвищення ефективності ущільнення та забезпечення надійної роботи машини в умовах дорожнього будівництва.

					ГММ.301пММ.021-00.00.000 ПЗ	Лист
						6
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

1 АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ УЩІЛЬНЕННЯ АСФАЛЬТОБЕТОНУ ТА КОНСТРУКЦІЙ ВІБРАЦІЙНИХ КАТКІВ

1.1 Технологічні особливості ущільнення асфальтобетонних сумішей вібраційними котками

Ущільнення асфальтобетонної суміші є завершальною та однією з найбільш відповідальних операцій у технології влаштування дорожнього покриття. Саме на цій стадії формується фактична щільність шару, його залишкова пористість, водостійкість, зсувостійкість і здатність сприймати багаторазові навантаження від транспортного потоку. У роботах, присвячених технологічним режимам ущільнення асфальтобетонних сумішей, підкреслюється, що довговічність покриття безпосередньо залежить від узгодженості температурного режиму, товщини шару, властивостей суміші, кількості проходів котка та параметрів ущільнювальної машини [1, 2, 13, 14].

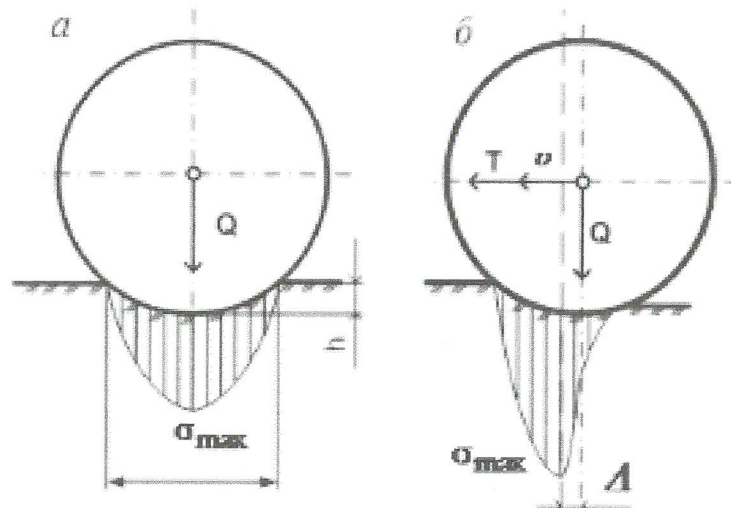
Асфальтобетонна суміш у момент укладання перебуває у нагрітому стані та має підвищену рухливість. Під дією навантаження вальця відбувається взаємне переміщення мінеральних зерен, перерозподіл бітумної плівки, витіснення повітряних пор та зменшення об'єму шару. При зниженні температури суміш швидко втрачає здатність до деформації, тому ефективне ущільнення повинно виконуватися в обмеженому технологічному інтервалі. Це зумовлює необхідність застосування котків, які можуть забезпечити необхідну інтенсивність ущільнення за мінімальну кількість проходів [1, 2].

Під час взаємодії вальця з асфальтобетонним шаром у зоні контакту виникає нерівномірний розподіл контактних напружень.

Для нерухомого вальця зона максимального тиску розміщується приблизно під вертикальною віссю прикладення сили тяжіння, тоді як під час руху вальця максимум контактних напружень зміщується у напрямку руху.

					ГММ.301пММ.021-00.00.000 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	ОГЛЯД ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ВИРОБІВ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ			
Розроб.	Мороз			14.06				
Перев.	Васильєв			18.06				
Керівник								
Н. контр.	Васильєв			19.06				
Затв.	Описенко			19.06				
					Лім.	Лист	Листів	
					Н		7	
					Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»			

Це явище пов'язане з реологічними властивостями асфальтобетонної суміші, її запізненням деформації відносно прикладеного навантаження та опором переміщенню робочого органа. Схему розподілу контактних тисків під нерухомим і рухомим вальцем наведено на рисунку 1.1.



а – нерухомим; б - рухомим;

$\sigma_{\max}$ – максимальний контактний тиск; h – осадку; Δ – зміщення максимальних контактних тисків; T – сила тяги; v – швидкість переміщення вальця

Рисунок 1.1 – Розподіл контактних тисків під вальцем: а – нерухомим; б – рухомим

Зміщення зони максимальних контактних напружень має важливе практичне значення. Воно впливає на величину тягового опору, енергетичні витрати машини, рівномірність ущільнення та характер деформації асфальтобетонного шару. При збільшенні швидкості руху або при зміні температурно-в'язкісного стану суміші положення максимуму тиску може змінюватися, що необхідно враховувати при виборі режиму роботи катка [1, 10, 12].

Під час руху вальця ущільнювана суміш не лише стискається у вертикальному напрямку, а й частково переміщується в горизонтальному напрямку. Перед вальцем може формуватися невелика хвиля матеріалу, а в зоні контакту виникає дуга взаємодії, довжина якої визначає площу передачі навантаження. Схема переміщення вальця та геометричні параметри дуги контакту наведені на рисунку 1.2.

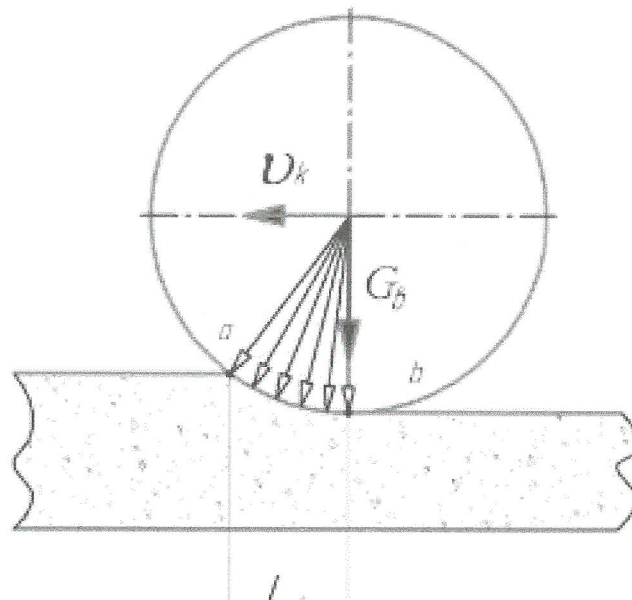


Рисунок 1.2 – Схема переміщення вальця по шару асфальтобетонної суміші

Довжина дуги контакту залежить від діаметра вальця, навантаження на нього, жорсткості ущільнюваного шару та ступеня занурення обичайки у матеріал. Чим більша площа контакту, тим менший середній тиск при незмінному навантаженні, але водночас змінюється глибина впливу робочого органа. Для ущільнення асфальтобетону важливо забезпечити таке поєднання діаметра, маси і режиму коливань вальця, при якому тиск буде достатнім для зменшення пористості, але не призведе до руйнування структури або зсуву суміші [6, 10, 13].

Асфальтобетонна суміш у процесі ущільнення проявляє властивості складного реологічного середовища. Вона не може бути описана лише як

абсолютно пружне або абсолютно в'язке тіло. Для якісного аналізу процесу ущільнення доцільно використовувати фундаментальні реологічні моделі: модель Гука, модель Ньютона та модель Сен-Венана. Їх умовне зображення подано на рисунку 1.3.

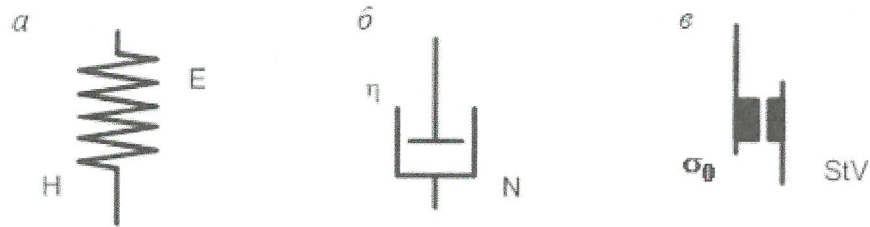


Рис. 3.3. Фундаментальные реологические модели: а – модель Гука

а – модель Гука (H); б - модель Ньютона (N); в – модель Сен-Венана (StV); E – модуль пружності моделі Гука (H); η – в'язкість моделі Ньютона; σ_0 – межа плинності моделі Сен-Венана.

Рисунок 1.3 – Фундаментальні реологічні моделі матеріального середовища

Модель Гука характеризує пружну складову деформації, яка виникає миттєво після прикладання навантаження і зникає після його зняття. Модель Ньютона описує в'язку складову, тобто залежність швидкості деформації від прикладеного напруження. Модель Сен-Венана використовується для відображення граничного опору пластичному переміщенню. У реальній асфальтобетонній суміші ці властивості проявляються одночасно, тому процес ущільнення доцільно розглядати як пружно-в'язко-пластичний [2, 5, 16].

Узагальнена реологічна модель процесу ущільнення асфальтобетонної суміші поєднує елементи, що відповідають за пружну деформацію, в'язкий опір і пластичне переміщення матеріалу. Такий підхід дозволяє пояснити поступове накопичення залишкової деформації під час багаторазових проходів котка, а також зменшення ефективності ущільнення після досягнення певної щільності шару. Приклад реологічної моделі процесу ущільнення наведено на рисунку 1.4.

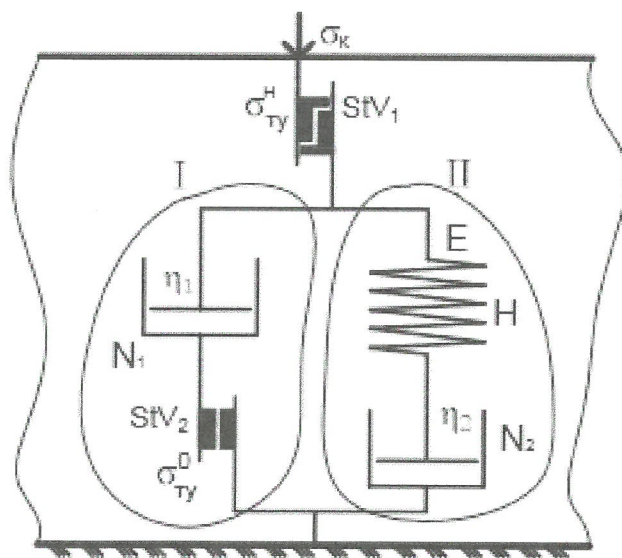


Рисунок 1.4 – Реологічна модель процесу ущільнення асфальтобетонної суміші

На початковому етапі ущільнення переважають пластичні деформації, оскільки суміш має значну пористість і відносно високу рухливість. У міру зростання щільності збільшується частка пружних деформацій, а подальше ущільнення потребує значно більшого навантаження. Саме тому використання вібраційної дії є ефективним: коливання знижують внутрішній опір суміші, полегшують переорієнтацію зерен мінерального скелета та підвищують інтенсивність процесу ущільнення [1, 6, 12].

У спрощеному вигляді взаємодії системи «привід – вібраційний валець – асфальтобетонна суміш» можна представити як коливальну систему з пружними та демпфувальними зв'язками. Така модель дозволяє оцінити вплив маси вальця, жорсткості конструкції, коефіцієнта демпфування, частоти збурювальної сили та реакції ущільнюваного шару на амплітуду коливань робочого органу. Схему подібної коливальної системи наведено на рисунку 1.5.

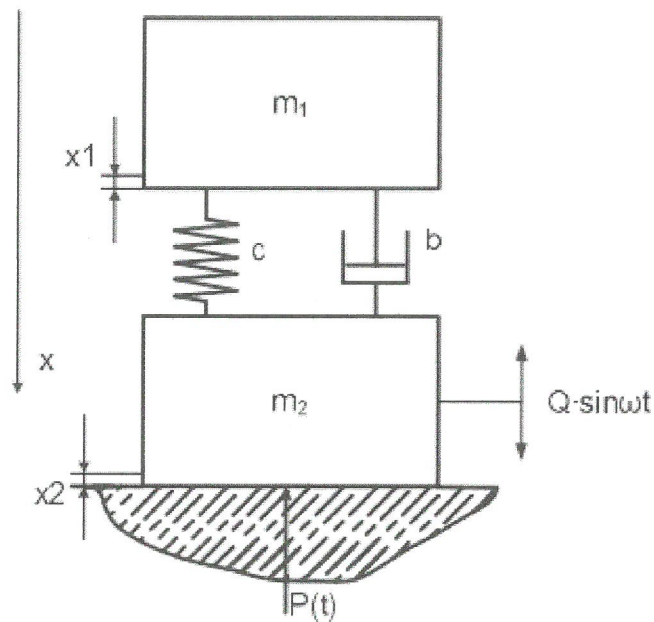


Рисунок 1.5 – Модель коливальної системи «привід – вібраційний валець – асфальтобетонна суміш»

Для вібраційного котка важливо, щоб параметри збурювальної сили відповідали властивостям асфальтобетонного шару. Надмірна амплітуда або невдало вибрана частота можуть спричинити розуцільнення верхньої частини шару, появу хвиль, тріщин або розшарування суміші. Недостатній динамічний вплив, навпаки, не забезпечує необхідної щільності, особливо в нижній частині шару. Тому при розробленні конструкції вібровальця необхідно враховувати як механічну міцність самого вузла, так і технологічну ефективність його дії на асфальтобетон [1, 2, 10, 16].

1.2 Аналіз конструкцій дорожніх котків та укочувальних робочих органів

Дорожні котки належать до основних машин, що застосовуються під час будівництва, ремонту та утримання автомобільних доріг. Вони використовуються для ущільнення ґрунтових основ, щебених шарів, асфальтобетонних сумішей та інших матеріалів дорожнього одягу. За

принципом дії робочих органів катки поділяють на статичні, вібраційні, трамбувальні, комбіновані та спеціальні. Найбільш поширеними у дорожньому будівництві є гладковальцеві, пневмоколісні та комбіновані катки [4, 6, 7, 11, 12].

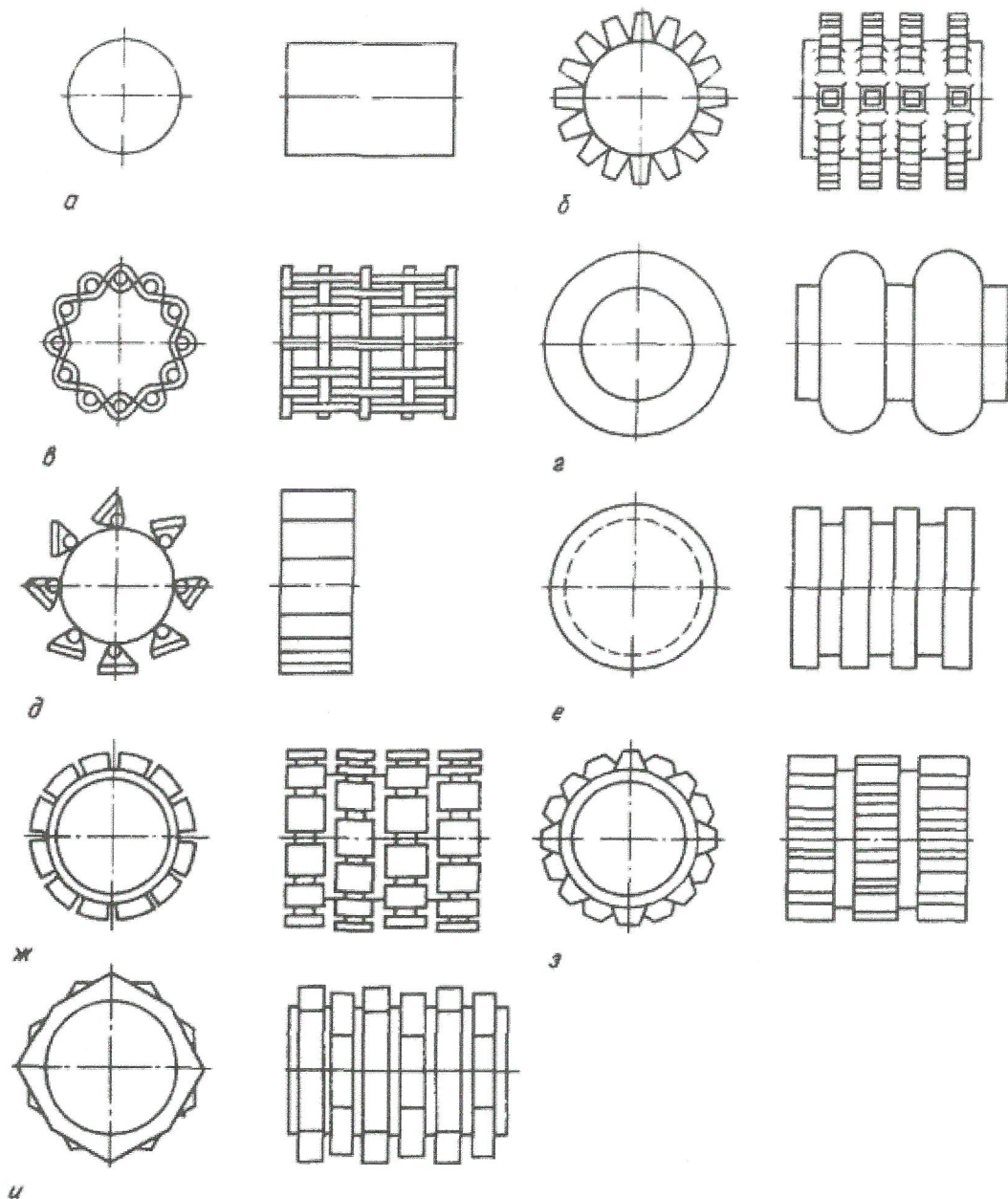
Робочий орган катка повинен забезпечувати передачу на матеріал заданого навантаження, мати достатню жорсткість, зносостійкість і технологічність виготовлення. Залежно від виду ущільнюваного матеріалу застосовують різні конструктивні виконання укочувальних елементів: гладкі барабани, кулачкові барабани, решітчасті колеса, пневмоколеса, дискові елементи, сегментні вальці та інші конструкції. Основні схеми укочувальних робочих органів наведено на рисунку 1.6.

Гладкобарабанні вальці є найбільш доцільними для ущільнення асфальтобетонних сумішей, оскільки вони забезпечують рівну поверхню покриття, рівномірний контакт із шаром і можливість роботи у статичному або вібраційному режимі. Кулачкові, решітчасті й дискові робочі органи ефективніші для ґрунтів і крупнозернистих матеріалів, але для чистового ущільнення асфальтобетону вони непридатні через можливість пошкодження поверхні покриття [4, 6, 11].

Серед гладковальцевих машин значне поширення мають двовальцеві вібраційні катки. Вони відзначаються високою маневреністю, достатньою продуктивністю та можливістю використання на міських вулицях, майданчиках, під'їзних дорогах і при ремонті покриттів. Приклад гладковальцевого вібраційного катка наведено на рисунку 1.7.

За компоновальною схемою гладковальцеві катки можуть бути одноосьовими одновальцевими, одновальцевими з підтримувальними колесами, двовісними двовальцевими, двовісними тривальцевими, тривісними тривальцевими та комбінованими. Вибір схеми залежить від призначення машини, необхідної маси, ширини ущільнення, умов маневрування та вимог до якості поверхні. Типові схеми гладковальцевих катків наведено на рисунку 1.8.

					ГММ.301пММ.021-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		13



а – гладкобарабанний елемент, що заковує; б - кулачковий уковувальний елемент; в – коткий елемент із ґратчастим колесом; г - елемент, що заковує на пневмоколесах; д – елемент, що заковує, з плитками, шарнірно приєднаними до обода колеса; е - Дисковий елемент, що заковує; ж - сегментний елемент, що заковує; з - компактний валець; та – валець з набором багатокутних дисків

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.301пММ.021-00.00.000 ПЗ

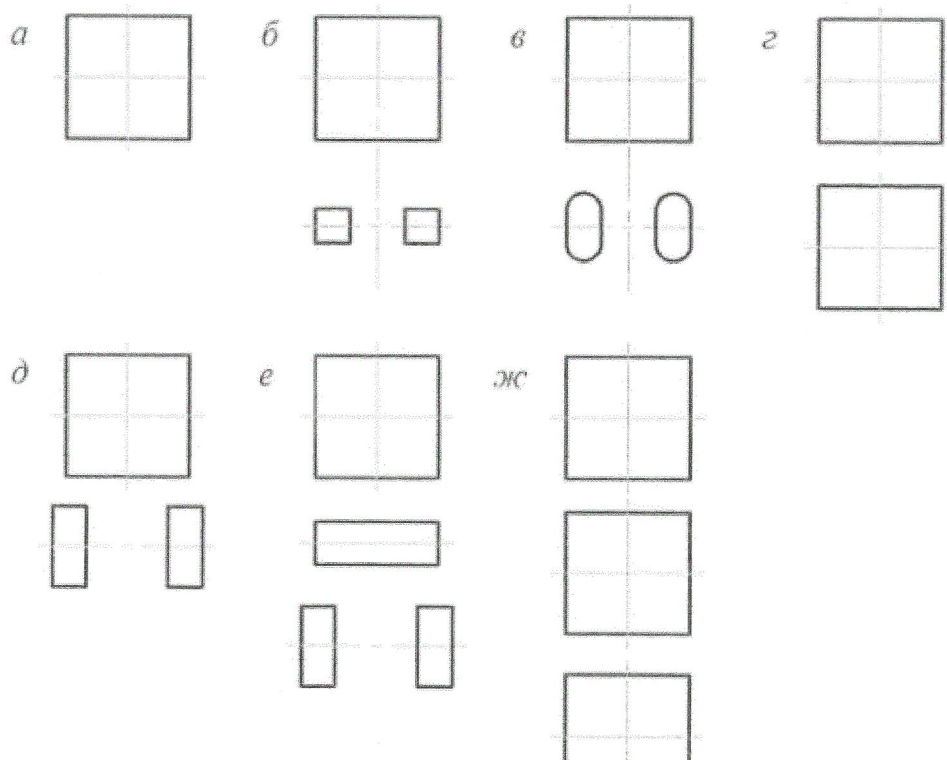
Лист

14

Рисунок 1.6 – Схеми укочувальних робочих органів дорожніх котків



Рисунок 1.7 – Гладковальцевий вібраційний каток ДУ-96



а – одновісний одновальцевий; б-одноосновний одновальцевий з підтримуючими вальцями; в - одновісний одновальцевий з підтримуючими колесами; г – двовісний двовальцевий; д – двовісний двовальцевий; е – двовісний тривальцевий з додатковим вальцем малого діаметра; ж - тривісний тривальцевий

Рисунок 1.8 – Схеми компонування гладковальцевих котків

Одновальцеві котки з пневмоколісною задньою віссю частіше використовують для ущільнення ґрунтів, основ і нижніх шарів дорожнього одягу. Двовальцеві тандемні котки є ефективними для асфальтобетонних сумішей, оскільки мають два гладкі вальці та забезпечують рівномірну дію на покриття по всій ширині машини. Тривальцеві схеми характеризуються значною статичною масою, але поступаються сучасним вібраційним машинам за питомою ефективністю ущільнення [6, 7, 12].

Комбіновані катки поєднують гладкий вібраційний валець і пневмоколісну секцію. Така схема дозволяє сумістити переваги вібраційного ущільнення та м'якого розподіленого тиску пневмоколів. Пневмоколеса сприяють додатковому замиканню пор, підвищують щільність верхнього шару та покращують якість поверхні. Приклад самохідного комбінованого катка наведено на рисунку 1.9.



Рисунок 1.9 – Самохідний комбінований каток ДУ-97

Основними параметрами котків є експлуатаційна маса, навантаження на вальці, ширина ущільнення, діаметр вальця, швидкість руху, амплітуда та частота коливань, відцентрова сила віброзбуджувача, а також питоме лінійне навантаження. Для асфальтобетонних сумішей ці параметри повинні підбиратися з урахуванням товщини шару та температури матеріалу. Наприклад, надмірне лінійне навантаження на гарячій суміші може спричинити

зсуви і хвилеутворення, тоді як недостатнє навантаження не забезпечить необхідної щільності [1, 2, 10, 13].

Процес ущільнення під вальцем умовно можна поділити на три зони: зону попереднього стискання, зону найбільших контактних напружень і зону розвантаження. У зоні найбільших контактних напружень відбувається найінтенсивніше зменшення пористості. Схему розподілу контактних напружень під вальцем із виділенням зон взаємодії наведено на рисунку 1.10.

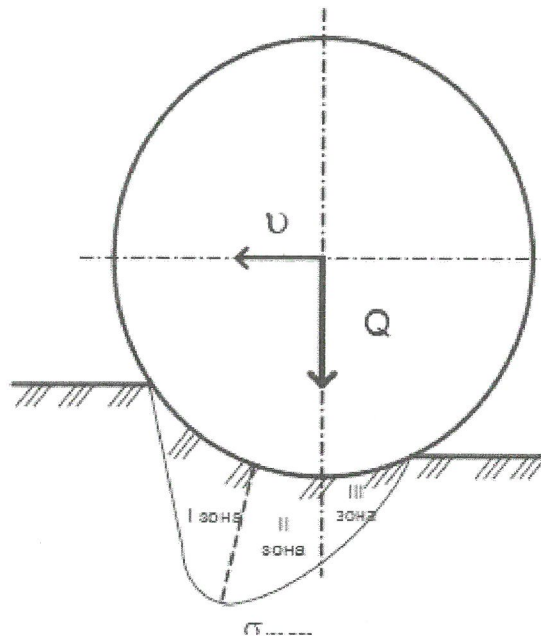


Рисунок 1.10 – Розподіл контактних напружень під вальцем під час руху котка

З аналізу конструкцій дорожніх котків випливає, що для теми цієї бакалаврської роботи найбільш доцільним є розгляд гладкого вібраційного вальця як робочого органа тандемного або комбінованого катка. Саме такий вальцьовий вузол безпосередньо визначає ефективність ущільнення асфальтобетону, якість поверхні покриття та надійність машини в експлуатації [6, 7, 12].

1.3 Конструктивні особливості вібровальців та систем збудження коливань

Вібровалець є складним вузлом дорожнього катка, який поєднує функції опорного, ущільнювального та динамічного робочого органа. До його складу зазвичай входять циліндрична обичайка, торцеві диски, внутрішні ребра жорсткості, вібробуджувач, опорні підшипникові вузли, амортизатори, елементи кріплення до рами та привід обертання вальця. Конструкція повинна забезпечувати достатню міцність і жорсткість, надійне встановлення вібробуджувача, герметичність внутрішнього простору та стійкість до ударно-вібраційних навантажень [6, 9, 10, 12].

Традиційна система вібрації дорожнього катка ґрунтується на обертанні дебалансного вала всередині вальця. Під час обертання незрівноваженої маси виникає періодична відцентрова сила, яка передається через корпус вальця на ущільнюваний матеріал. Схематичне зображення вібраційного катка з традиційною системою вібрації наведено на рисунку 1.11.

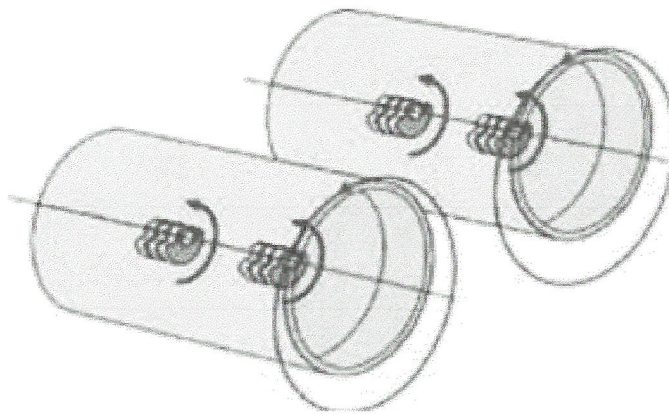


Рисунок 1.11 – Вібраційний каток із традиційною системою збудження коливань

Перевагою традиційної кругової вібрації є простота конструкції та достатня ефективність при ущільненні широкого діапазону матеріалів. Однак така система формує коливання, у яких вертикальна і горизонтальна складові змінюються за гармонічним законом. Для асфальтобетонних сумішей це не

завжди є оптимальним, оскільки надмірна горизонтальна складова може спричинити зсув матеріалу, особливо при високій температурі шару [1, 2, 12].

Конструкція вібровальця повинна забезпечувати передавання збурювальної сили на обичайку без значних втрат і без виникнення небезпечних напружень у місцях кріплення. Приклад конструктивного виконання вібраційного вальця дорожнього катка ДУ-96 наведено на рисунку 1.12. У складі вузла можна виділити обичайку, планетарний редуктор, гідромотор приводу, вилку вальця, амортизатори, вібровал, дебаланси, гідромотор приводу вібровала та зубчасту передачу.

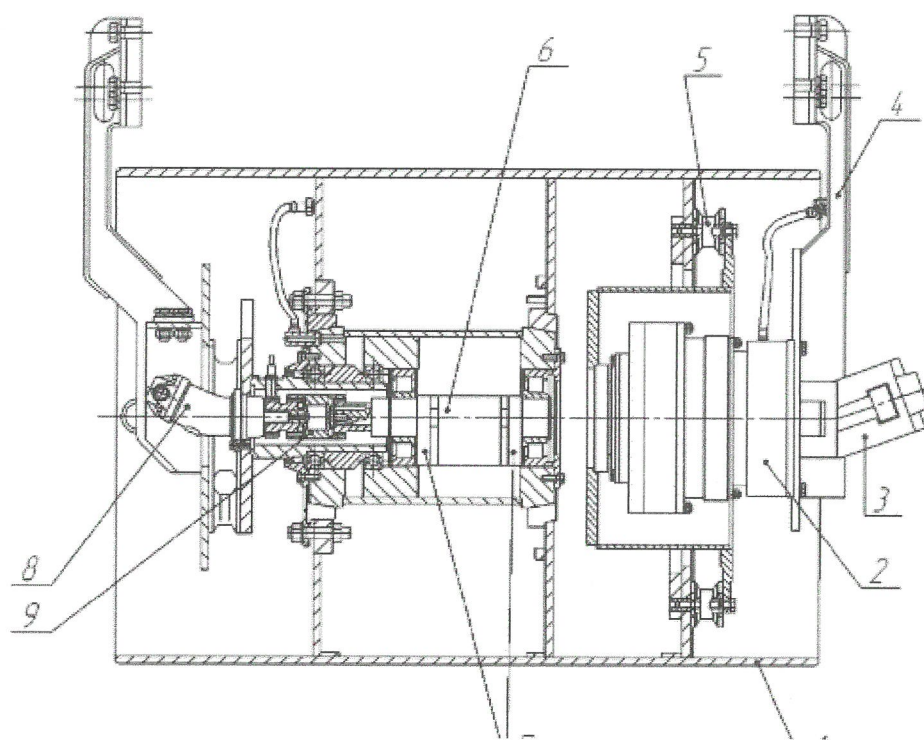


Рисунок 1.12 – Конструктивна схема вібраційного вальця дорожнього катка ДУ-96

Обичайка вібровальця сприймає контактні навантаження від дорожнього покриття та динамічні навантаження від вібробуджувача. Вона повинна мати достатню товщину для запобігання місцевим деформаціям, але надмірне збільшення товщини призводить до зростання маси, енерговитрат і навантаження на опорні вузли. Тому під час проєктування необхідно

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.301пММ.021-00.00.000 ПЗ

Лист

19

забезпечити раціональне співвідношення між масою вальця, його діаметром, шириною та жорсткістю оболонки [9, 10].

Амортизатори, що встановлюються між вібровальцем і рамою катка, зменшують передавання коливань на несучу конструкцію машини та кабінку оператора. Водночас вони повинні забезпечувати надійне утримання вальця у робочому положенні й не допускати надмірних переміщень. Неправильний вибір жорсткості амортизаторів може призвести до погіршення якості ущільнення, збільшення вібраційних навантажень на раму або передчасного руйнування елементів кріплення [7, 10, 12].

Окрім традиційних систем кругової вібрації, у сучасних конструкціях застосовують осциляційні системи. В осциляційних котках збуджуються переважно крутильні коливання вальця, за рахунок чого ущільнювальна дія має значну тангенціальну складову при зниженій вертикальній ударній дії на покриття. Це особливо важливо під час ущільнення тонких шарів асфальтобетону, мостових споруд, міських вулиць і ділянок поблизу будівель, де небажані високі вертикальні вібрації [1, 15]. Схему приводу вібраційних валів в осциляційних котках наведено на рисунку 1.13.

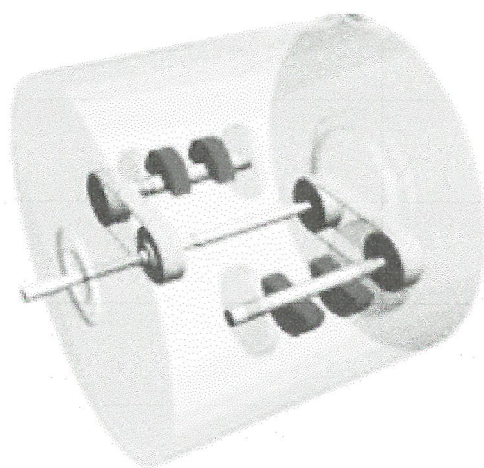


Рисунок 1.13 – Привід вібраційних валів в осциляційних котках

Залежно від розташування дебалансів і напрямку їх обертання можна отримати різні типи коливань робочого органа: кругову вібрацію, направлену

вертикальну дію, осциляцію або комбінований режим. Схеми розміщення дебалансів вібраційних механізмів наведено на рисунку 1.14.

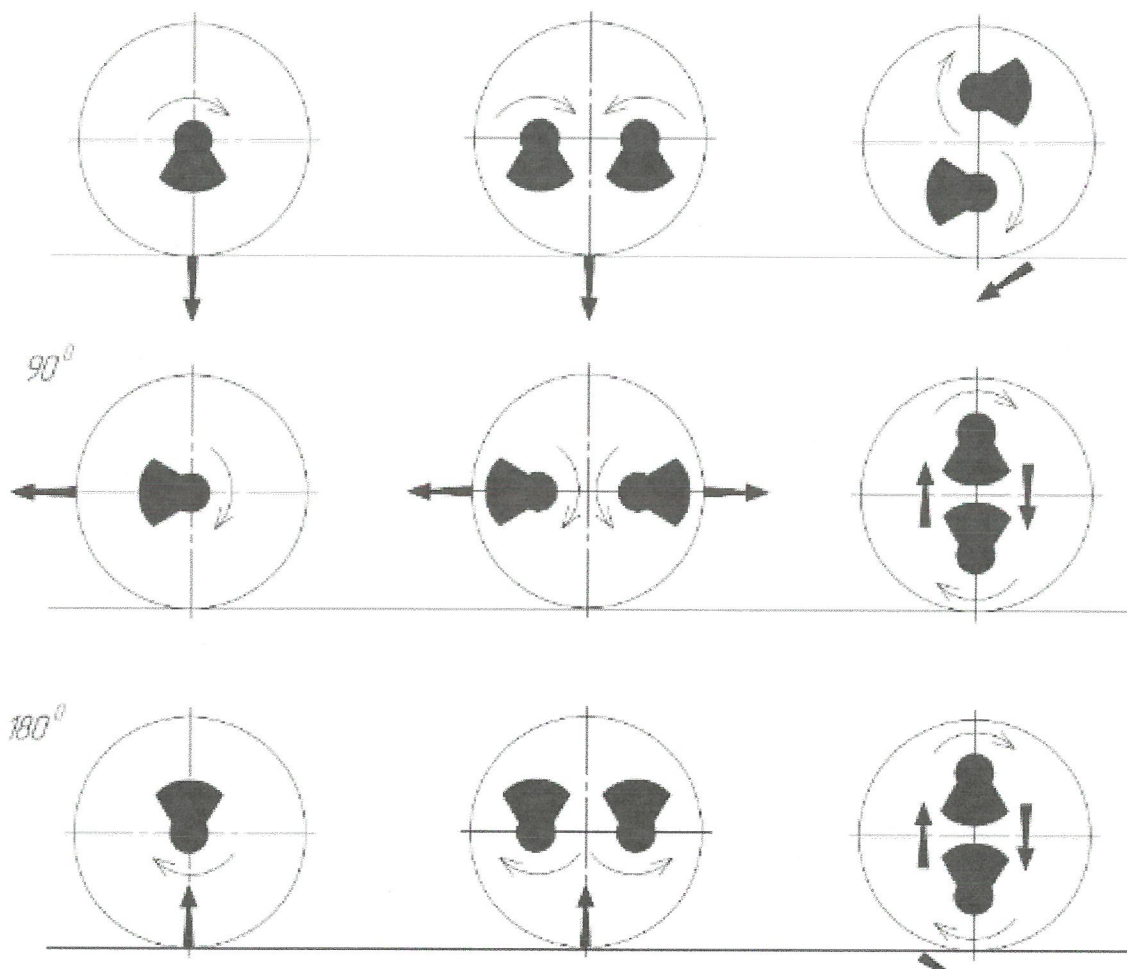


Рисунок 1.14 – Схеми розміщення дебалансів вібраційних механізмів

Кругова вібрація реалізується при обертанні одного дебаланса або декількох дебалансів із відповідною фазою. При синхронному обертанні двох дебалансних валів можна сформувати направлену вібрацію, у якій горизонтальні складові сил взаємно компенсуються, а вертикальні підсумовуються. Осциляційний режим формується при такому розташуванні дебалансів, коли на вальцовий корпус передається знакозмінний крутний момент. Вибір схеми залежить від призначення катка, типу матеріалу, допустимого рівня динамічного впливу та вимог до якості поверхні [3, 6, 12].

Для бакалаврської роботи на тему розроблення конструкції вібровальця доцільно прийняти за основу гладкий циліндричний вібровалець із внутрішнім

дебалансним вібробудувачем. Така схема є конструктивно відпрацьованою, придатною для ущільнення асфальтобетонних сумішей і дозволяє виконати повний інженерний розрахунок основних елементів вузла: обичайки, торцевих дисків, вала вібробудувача, підшипникових опор, амортизаторів і елементів приводу.

Під час подальшого проєктування необхідно врахувати такі вимоги до конструкції вібровальця: забезпечення достатнього лінійного навантаження на шар асфальтобетону; формування раціональної амплітуди та частоти коливань; рівномірність передавання динамічної дії по ширині вальця; міцність і жорсткість обичайки; зручність технічного обслуговування; захист внутрішніх механізмів від забруднення; технологічність виготовлення та ремонтпридатність. Урахування цих вимог дозволить розробити конструкцію, придатну для роботи в умовах дорожнього будівництва та ремонту асфальтобетонних покриттів [6, 7, 9, 10, 12].

2. РОЗРАХУНОК ОБЛАДНАННЯ

2. Кінематичний розрахунок приводу заднього мосту

Виконано комплекс розрахунків, що підтверджують працездатність вибраної конструктивної схеми самохідного вібраційного дорожнього катка та його основного робочого органа - вібровальця. Розрахункова частина охоплює кінематичні параметри приводу, тягові можливості машини, баланс потужності, параметри вібраційного збудження, а також перевірку основних елементів конструкції на міцність і довговічність [6, 10, 12].

Визначення швидкості переміщення, яка забезпечується приводом заднього мосту з передаточним числом $i_m = 13,51$. Гідромотор SMF-23 запитується регульованим гідронасосом SPY-23 з частотою обертання $n_n = 41 \text{ об/с}$.

Подача насоса (максимальна) $Q_n, \text{м}^3 / \text{с}$ дорівнює:

$$Q_n = \frac{n \cdot q \cdot \eta_{n.об.}}{1000}, \quad (2.1)$$

де q - максимальний робочий об'єм, $q = 89 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$;

$\eta_{n.об.}$ - об'ємний К.П.Д. насоса, $\eta_{n.об.} = 0,966$.

$$Q_n = \frac{41 \cdot 89 \cdot 10^{-6} \cdot 0,966}{1000} = 3,53 \cdot 10^{-3}. \quad (2.2)$$

Частота обертання валу $n_{z.m}, \text{об/с}$ гідромотору:

$$n_{z.m} = \frac{Q_n \cdot \eta_{об.хв.}}{q_{z.хв.}}, \quad (2.3)$$

ГММ.301пММ.021-00.00.000 ПЗ					РОЗРАХУНОК ОБЛАДНАННЯ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Літ.	Лист	Листів
Розроб.	Мороз			14.06	Н	23	
Перев.	Васильєв			18.06	Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		
Керівник							
Н. контр.	Васильєв			18.06			
Затв.	Орисенко			19.06			

$$n_{\text{з.м.}} = \frac{3,53 \cdot 10^{-3} \cdot 0,966}{89 \cdot 10^{-6}} = 38,35. \quad (2.4)$$

Частота обертання коліс заднього моста $n_{\text{кол.}}$, об / с:

$$n_{\text{кол.}} = \frac{n_{\text{з.м.}}}{U_{\text{ред}} \cdot U_{\text{м}}} = \frac{38,35}{6,28 \cdot 13,51} = 0,45. \quad (2.5)$$

Максимальна швидкість руху V_{max} , м / с:

$$V_{\text{max}} = 2 \cdot 77 \cdot n_{\text{кол.}} \cdot R_{\text{ст}}, \quad (2.6)$$

де $R_{\text{ст}}$ - статичний радіус колеса, $R_{\text{ст}} = 0,677 \text{ м}$.

$$V_{\text{max}} = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,45 \cdot 0,677 = 1,94. \quad (2.7)$$

Визначимо передаточне число приводу гладкого вальця для отримання швидкості $V_{\text{в}} = V_{\text{кон}} = 1,94 \text{ м / с}$.

Частота обертання вальця $n_{\text{в}}$, об / с:

$$n_{\text{в}} = \frac{2 \cdot V_{\text{max}}}{2 \cdot \pi \cdot D_{\text{в}}}, \quad (2.8)$$

де $D_{\text{в}}$ - діаметр вальця, $D_{\text{в}} = 1,6 \text{ м}$.

$$n_{\text{в}} = \frac{2 \cdot 1,94}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,6} = 0,38. \quad (2.9)$$

Для приводу вальця використовуємо гідромотор L5 серії з частотою обертання вала, $n_{\text{з.м.}} = 1,19 \text{ об / с}$.

Потрібне передаточне число зубчатої передачі $i_{\text{з.п.}}$, дорівнює:

$$i_{\text{з.п.}} = \frac{n_{\text{з.м.}}}{n_{\text{в}}} = \frac{1,19}{0,38} = 3,1. \quad (2.10)$$

Передаточне число прямозубої зубчатої передачі необхідно для приводу ходу вібровальця дорівнює 3,1.

Виходячі з цього передаточного числа вибираємо пару зубчатих коліс.
Дійсний діаметр колеса $d_2 = 1240 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, шестирні $d_1 = 400 \text{ м}$.

2.2 Тяговий розрахунок

2.2.1. Каток з пневмошинами

При роботі катка загальний опір руху рівний

$$\sum W = W_f + W_h + W_j \quad (2.11)$$

де W_f - опір коченню, H ;

W_h - опір руху на уклін, H ;

W_j - опір подоланню сил інерції, H .

$$W_f = G_1 \cdot f_1 + G_2 \cdot f_2, \quad (2.12)$$

де G_1 та G_2 - навантаження, які приходяться на валець (G_1) та колеса (G_2)
 $G_1 = 120000H$; $G_2 = 80000H$;

f_1 та f_2 - максимальне значення коефіцієнта опору коченню вальця та колеса на пневматичних шинах, $f_1 = 0,2$; $f_2 = 0,15$.

$$W_f = 12000 \cdot 0,2 + 80000 \cdot 0,15 = 36000. \quad (2.13)$$

$$W_h = i \cdot G, \quad (2.14)$$

де i - максимальний нахил, $i = 0,1$;

G - маса машини, $G = 20000H$.

$$W_h = 0,1 \cdot 200000 = 20000. \quad (2.15)$$

$$W_j = \frac{G}{g} \cdot \frac{V}{t}, \quad (2.16)$$

де V - швидкість руху катка; приймаємо середню швидкість $V_{cp} = 1,4 \text{ м / с}$

;

t - час розгону $t = 2 \div 3 \text{ с}$, приймаємо $t = 3 \text{ с}$.

$$W_j = \frac{200000}{9,81} \cdot \frac{1,4}{3} = 9510. \quad (2.17)$$

$$\sum W_{\max} = 36000 + 20000 + 9510 = 65510. \quad (2.18)$$

Загальний опір руху катка при роботі на горизонтальній ділянці, $W_{гор}$, H :

$$\sum W_{гор} = 36000 + 9510 = 45510. \quad (2.19)$$

Визначимо колову сумарну силу P, H , яка забезпечується трансмісією машини з формули:

$$N = \frac{P \cdot V}{102 \cdot \eta \cdot g}, \quad (2.20)$$

де P – сила тяги, Н;

V – швидкість, м/с;

η - спільний К.К.Д. трансмісії.

N – вільна потужність двигуна, яка йде на переміщення, кВт.

Приймаємо при роботі з вимкненими вібраторами $N = 110,4 \text{ кВт}$; $\eta = 0,65$;
 $V = 0,7 \text{ м/с}$.

$$P = \frac{110,4 \cdot 0,65 \cdot 9,8 \cdot 102}{0,7} = 105300. \quad (2.21)$$

Тобто трансмісія забезпечує подолання всіх опорів при роботі катка з гладким вальцем.

Визначимо тягові можливості машини та тиск в магістралях з урахуванням того, що привід кожного моста здійснюється своїм гідронасосом.

Прийmemo наступні коефіцієнти опору, та зведемо їх в таблицю 2.1 .

Таблиця 2.1–Коефіцієнти опору перекочуванню

Укатуєчий ущільнюєчий орган	Проходи катка	
	Перші проходи	Наступні проходи
Пневмоколіса	0,15	0,08
Валець гладкий з вібрацією	0,2	0,15
без вібрації	0,1	0,08

Приймаємо коефіцієнти зчеплення.

Для пневмоколіс $\phi = 0,6 \div 0,8$, для гладкого вібровальця $\phi = 0,3$.

Сумарний момент на переміщення катка рівний:

$$\sum M = \sum W_1 \cdot R_1 + \sum W_2 \cdot R_2, \quad (2.22)$$

де $\sum W_1$ - опір руху вальця $\sum W_1 = W_{f1} + W_{h1}$;

$\sum W_2$ - опір руху пневмоколіс, $\sum W_2 = W_{f2} + W_{h2}$;

R_1 та R_2 – радіуси кочення вальця та пневмоколіс.

$$\sum W_1 = G_1 \cdot (f_1 + i), \quad (2.23)$$

$$\sum W_2 = G_2 \cdot (f_2 + i), \quad (2.24)$$

$$\sum M = G_1 \cdot R_1 \cdot (f_1 + i) + G_2 \cdot R_2 \cdot (f_2 + i). \quad (2.25)$$

Цей сумарний момент реалізується двома гідромоторами:

$$\sum M = M_{з.м.1} \cdot U_1 \cdot \eta_1 + M_{з.м.2} \cdot U_2 \cdot \eta_2 \quad (2.26)$$

З виразу (2.6) та (2.7)

$$G_1 \cdot R_1 \cdot (f_1 + i) + G_2 \cdot R_2 \cdot (f_2 + i) = M_{з.м.1} \cdot U_1 \cdot \eta_1 + M_{з.м.2} \cdot U_2 \cdot \eta_2 \quad (2.27)$$

де U_1 та U_2 - передаточні числа механічної частини трансмісії приводу вальця та коліс, $U_1 = 3,1$; $U_2 = 84,84$.

η_1 та η_2 - К.П.Д. механічної частини трансмісії приводу вальця та пневмоколіс, $\eta_1 = 0,9$; $\eta_2 = 0,9$;

$M_{\text{г.м.1}}$ - момент гідромотора приводу вальця, $M_{\text{г.м.1}} = 6710 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

$$M_{\text{г.м.2}} = \frac{(G_1 \cdot R_1 \cdot (f_1 + i) + G_2 \cdot R_2 \cdot (f_2 + i)) - M_{\text{г.м.1}} \cdot U_1 \cdot \eta_1}{U_2 \cdot \eta_2}, \quad (2.28)$$

$$M_{\text{г.м.2}} = \frac{(120000 \cdot 0,8 \cdot (0,2 + 0,1) + 80000 \cdot 0,677 \cdot (0,15 + 0,1)) - 6710 \cdot 3,1 \cdot 0,9}{84,84 \cdot 0,9} = 309 \quad (2.29)$$

Тиск в гідросистемі Δp , $\text{Н} / \text{м}^2$:

$$\Delta p = \frac{M_{\text{г.м.}} \cdot 2\pi}{g_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{м.м.}} \cdot 10^8}, \quad (2.30)$$

Розглянемо роботу катка з гладким вальцем.

2.2.2. Каток з гладким вальцем

Визначимо момент на гідромоторах та тиск в гідросистемах їх приводу при роботі на горизонтальних ділянках ($i_{\text{max}} = 0,08$) з вібрацією та без вібрації, на першому та наступних проходах. Результати розрахунків зведемо в таблицю 2.2.

Таблиця 2.2–Величини моментів ($\text{Н} \cdot \text{м}$) на гідромоторах при роботі катка з гладким вальцем.

Горизонтальна ділянка	Робота з вібрацією	Перший прохід	160	$118 \cdot 10^{-4}$
		Останній прохід	110	$81 \cdot 10^{-4}$
	Робота без вібрації	Перший прохід	105	$77,6 \cdot 10^{-4}$
		Останній прохід	70	$51,7 \cdot 10^{-4}$
Ділянка з нахилом $i=0,08$	Робота з вібрацією	Перший прохід	233	$172 \cdot 10^{-4}$
		Останній прохід	182	$134,5 \cdot 10^{-4}$
	Робота без вібрації	Перший прохід	176	$130 \cdot 10^{-4}$
		Останній прохід	142,3	$105 \cdot 10^{-4}$

Визначимо максимальну силу тяги одного моста $M_{\text{max.м.к.}}, H \cdot м$, при буксуванні другого.

Момент на гідромоторі при тиску по клапану $P_{\text{кл}} = 3500 \cdot 10^{-4} \frac{H}{м^2}$.

$$M_{\text{max.м.к.}} = \frac{3500 \cdot 10^{-4} \cdot 89 \cdot 10^{-6} \cdot 0,955 \cdot 10^8}{2 \cdot 3,14} = 470. \quad (2.31)$$

$$M_{\text{max.м.в.}} = \frac{3500 \cdot 10^{-4} \cdot 2007 \cdot 10^{-6} \cdot 0,955 \cdot 10^8}{2 \cdot 3,14} = 10599. \quad (2.32)$$

Момент на колесах $M_{\text{кол.мах}}, H \cdot м$:

$$M_{\text{кол.мах}} = M_{\text{max.к.}} \cdot U_2 \cdot \eta_2 = 470 \cdot 84,84 \cdot 0,9 = 35880. \quad (2.33)$$

Сила тяги на колесах $P_{\text{max.кол.}}, H$:

$$P_{\text{max.кол.}} = \frac{M_{\text{max.кол.}}}{R_{\text{к}}} = \frac{35880}{0,677} = 53000. \quad (2.34)$$

Сила тяги коліс по зчепленню $P_{\text{к.ф}}, H$:

$$P_{\text{к.ф}} = G_2 \cdot \phi_2 = 80000 \cdot (0,6 \div 0,8) = 48000 \div 64000. \quad (2.35)$$

Приймаємо менше значення $P_{\text{max.кол.}} = 42кН$.

Момент на вальці $M_{\text{max.в.}}, H \cdot м$:

$$M_{\text{max.в.}} = M_{\text{max.в.}} \cdot U_1 \cdot \eta_2 = 10599 \cdot 3,1 \cdot 0,9 = 29571. \quad (2.36)$$

Сила тяги на вальці $P_{\text{max.в.}}, H$:

$$P_{\text{max.в.}} = \frac{29571}{0,8} = 36964.$$

(2.37)

Сила тяги вальця по зчепленню $P_{\text{в.ф}}, H$:

$$P_{\text{в.ф}} = G_1 \cdot \phi_1 = 120000 \cdot 0,3 = 36000. \quad (2.38)$$

$$P_{\text{max.в.}} = 36000. \quad (2.39)$$

Визначимо динамічний фактор (узагальнений коефіцієнт опору переміщення) для обох випадків:

$$D = \frac{P_{\max}}{G}, \quad (2.40)$$

При буксуванні вальця:

$$D = \frac{36000}{200000} = 0,18. \quad (2.41)$$

При буксуванні коліс:

$$D = \frac{48000}{200000} = 0,24. \quad (2.42)$$

Порівнюючи отримані величини зі значеннями коефіцієнтів опору перекочування з таблиці 2.1 бачимо, що машина здатна рухатись при буксуванні одного моста.

2.2. 3. Визначення нахилів, які долаються машиною

Визначимо величину нахилу, який може подолати машина.

Найбільша сумарна сила тяги T_e, H , при роботі з гладким вальцем:

$$T_e = 48000 + 3600000. \quad (2.43)$$

Запишемо рівняння, яке характеризує взаємодію сил при русі на нахилі:

$$T = (G_1 + G_2) \cdot \sin \alpha + (G_1 \cdot f_1 + G_2 \cdot f_2) \cdot \cos \alpha. \quad (2.44)$$

З цього рівняння визначимо кут α для роботи котка з вібрацією та без вібрації.

Для спрощення розрахунків замінимо:

$$G_1 + G_2 = a; \quad G_1 \cdot f_1 + G_2 \cdot f_2 = b; \quad (2.45)$$

$$T = a \cdot \sqrt{1 - \cos^2 \alpha} + b \cdot \cos \alpha. \quad (2.46)$$

$$T^2 - 2Tb \cos \alpha + b^2 \cdot \cos^2 \alpha - a^2 \cdot (1 - \cos^2 \alpha) = 0, \quad (2.47)$$

$$T^2 - 2Tb \cos \alpha + b^2 \cdot \cos^2 \alpha - a^2 \cdot a^2 \cos^2 \alpha = 0, \quad (2.48)$$

$$\cos^2 \alpha \cdot (a^2 + b^2) - 2Tb \cos \alpha + (T^2 - a^2) = 0, \quad (2.49)$$

$$\cos \alpha = \frac{2Tb \pm \sqrt{(2Tb)^2 - 4(a^2 + b^2) \cdot (T^2 - a^2)}}{2(a^2 + b^2)}. \quad (2.50)$$

Результати розрахунків по виразу (2.10) зводимо в таблицю 2. 2.

Таблиця 2.3 – Нахил, який долається катком з гладким вальцем.

Види робіт	Проходи	$G_1 f_1$, кН	$G_2 f_2$, кН	$G_1 f_1 + G_2 f_2$	$\cos \alpha$	α
Робота з вібрацією	Перший	24	12	36	0,9694	14°12'
	Наступний	18	6,4	24,4	0,9527	17°41'
Робота без вібрації	Перший	12	12	24	0,9521	17°48'
	наступний	9,6	6,4	16	0,9386	20°10'

В таблиці ми отримаємо нахили, на яких самохідний вібраційний дорожній каток може виконувати ущільнюючі роботи з використанням повної потужності.

2.3 Баланс потужності

2.3.1 Визначення швидкостей переміщення

Визначимо дійсні швидкості переміщення машини на різних режимах, виходячи з вільної потужності двигуна.

В якості силового агрегата прийнят двигун СМД-62 номінальної потужності $N=121,44 \text{ кВт}$. Приймаємо, що на привід ходу та вібрацію використовується потужність $N_e=117,76 \text{ кВт}$.

Знаючи потрібний тиск в гідросистемах приводу мостів визначимо подачі насосів $N_x, \text{м}^3/\text{с}$, із формули:

$$N_x = \frac{P \cdot Q}{330 \cdot \eta \cdot 10^{-8}}, \quad (2.51)$$

де η - спільний К.К.Д. насосів та гідросистеми, приймаємо $\eta = 0,85$;

P - величина тиску з таблиці 2.2 та 2.3;

Розрахункова величина подачі $Q_p, \text{м}^3/\text{с}$, для визначення дійсної швидкості рівна:

$$Q_p = \frac{330 \cdot N_x \cdot \eta}{P} = \frac{280,5 \cdot N_x \cdot 10^{-8}}{P}, \quad (2.52)$$

Швидкості переміщення $V, \text{м}^3/\text{с}$, визначимо з співвідношення:

$$V = V_{\max} \cdot \frac{Q_p}{Q_{\max}}, \quad (2.53)$$

де $V_{\max}$ - максимальна швидкість, дорівнює $1,94 \text{ м/с}$, при максимальній подачі, $Q_{\max} = 3,53 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

Якщо виявиться, що $Q_p > Q_{\max}$, $V = V_{\max}$, та маємо запас потужності для реалізації великих опорів.

Результати розрахунків по формулам (2.52) та (2.53) при роботі (а бо переїздах) з виключеними вібраторами для катків з гладким вальцем запишемо в таблицю 2.4.

Тобто при роботі (або переїздах) з виключеними вібраторами при різних опорах забезпечується максимальна швидкість переміщення.

Визначимо можливі швидкості при включених вібраторах.

При відсутності методики розрахунку потужності приводу вібраторів приймемо її такою ж як і в базовій машині ДУ-71, тобто $N_e = 35 \text{ кВт}$.

Таблиця 2.4 – Можливі швидкості катка при вимкнених вібраторах

Характеристика дороги	Модифікація катка	Коефіцієнти опору коченню	Тиск в гідросистемах, Н/м ²	Максимальні швидкості, м/с
Горизонтальна ділянка	Коток гладким вальцем	$f_1=0,1$; $f_2=0,15$; (перший прохід)	$776 \cdot 10^{-4}$	1,94
		$f_1=0,08$; $f_2=0,08$; (наступні проходи)	$517 \cdot 10^{-4}$	1,94
ділянка з нахилом $i=0,08$		$f_1=0,1$; $f_2=0,15$;	$1300 \cdot 10^{-4}$	1,94
		$f_1=0,08$; $f_2=0,28$;	$1050 \cdot 10^{-4}$	1,94

Потужність на валу двигуна $N_{дв.в}$, кВт, для приводу вібраторів:

$$N_{дв.в} = \frac{N_v}{\eta} = \frac{35}{0,75} = 46,6. \quad (2.54)$$

де $\eta = 0,75$ - К.К.Д. редуктора відбору потужності та гідроприводу.

Тоді вільна потужність двигуна $N_{е.х.}$, кВт, яка йде на привід ходу, дорівнює

$$N_{е.х.} = 117,76 - 46,6 = 71,16. \quad (2.55)$$

Величина швидкостей для різних умов роботи приведені в таблиці 2.5.

Таблиця 2.5 – Можливі швидкості катка при роботі з вібраторами.

Характеристика дороги	Коефіцієнти опору коченню	Тиск в гідросистемах, Н/м ²	Максимальні швидкості, м/с
Горизонтальна ділянка	$f_1=0,2$; $f_2=0,15$;	$1180 \cdot 10^{-4}$	0,93
	$f_1=0,15$; $f_2=0,08$;	$810 \cdot 10^{-4}$	1,36
ділянка з нахилом $i=0,08$	$f_1=0,2$; $f_2=0,15$;	$1720 \cdot 10^{-4}$	1,61
	$f_1=0,15$; $f_2=0,08$;	$1345 \cdot 10^{-4}$	1,82

Тобто привід забезпечує робочі швидкості катка.

2.3.2 Розрахунок параметрів вібрації

Для отримання різних параметрів вібрації, які задовольняють умови роботи машини, прийнятий привід з регулюванням величини збурюючої сили шляхом плавного змінення частоти обертання вала вібратора.

По аналогії з існуючими конструкціями вібраторів максимальна величина збурюючої сили прийнята рівною $Q_{max}=280кН$, максимальна частота обертання вала вібратора $n_{max}=33,3 об/с$.

Дійсна частота обертання дебалансів n_{max} , об / с :

$$n_{max} = \frac{Q_n}{g_m} \cdot \eta_{об.м.}, \quad (2.56)$$

де Q_n – максимальна подача насоса SPV-23, $м^3 / с$;

g_m – робочий об'єм гідромотора SMF-23, $g_m=89 \cdot 10^{-6} м^3$;

$$Q_n = n \cdot g_{max} \cdot \eta_{об.м.}, \quad (2.57)$$

де n – частота обертання вала насоса, $n=35 об/с$;

g_{max} – максимальний робочий об'єм насоса SPV-23, $g_m=89 \cdot 10^{-6} м^3$;

$\eta_{об.м.}, \eta_{об.н.}$ - об'ємний К.К.Д. насосу та гідромотора:

$$\eta_{об.м.} = \eta_{об.н.} = 0,966. \quad (2.58)$$

$$Q_n = 35 \cdot 89 \cdot 10^{-6} \cdot 0,966 = 3009,1 \cdot 10^{-6}. \quad (2.59)$$

$$n_{max} = \frac{3009,1 \cdot 10^{-6} \cdot 0,966}{89 \cdot 10^{-6}} = 32,66. \quad (2.60)$$

Визначимо величину кінетичного моменту дебалансів $M_k, Н \cdot м$ з формули

$$Q = \frac{M_k \cdot w^2}{g}, \quad (2.61)$$

де Q – збурююча сила, $Q_{max}=280000Н$;

w – кутова швидкість вала дебалансів;

g – прискорення сили ваги, $g=9,81\text{м/с}^2$;

Приймаємо привід дебалансів реверсивним з різними максимальними величинами частоти їх обертання $n_{\max}$, об/с:

$$n_{1\max} = 32,66, \quad (2.62)$$

$$n_{2\max} = 25. \quad (2.63)$$

$$w_{1\max} = 2\pi \cdot n_{1\max} = 2 \cdot 3,14 \cdot 32,66 = 205; \quad (2.64)$$

$$w_{2\max} = 2\pi \cdot n_{2\max} = 2 \cdot 3,14 \cdot 25 = 157. \quad (2.65)$$

Приймаємо для двох цих випадків однакову збурюючу силу $Q_{\max}=280\text{кН}$, отримаємо дві величини кінетичних моментів:

$$M_{\kappa 1} = \frac{280000 \cdot 9,81}{205^2} = 65,4, \quad (2.66)$$

$$M_{\kappa 2} = \frac{280000 \cdot 9,81}{157^2} = 111,4. \quad (2.67)$$

Цим значенням кінетичних моментів відповідають амплітуди:

$$A = \frac{M_{\kappa}}{G}, \quad (2.68)$$

де G – маса, яка приводиться в коливання, $G=120\text{кН}$.

$$A_1 = \frac{65,4}{120000} = 5,45 \cdot 10^{-4}, \quad (2.69)$$

$$A_2 = \frac{111,4}{120000} = 9,3 \cdot 10^{-4}. \quad (2.70)$$

Для отриманих двох значень збурюючої сили приймаємо дебаланси, які складаються з трьох частин: центрального дебаланса з кінетичним моментом $M_{\kappa}=88,4\text{Н}\cdot\text{м}$ та двох крайніх – з кінетичним моментом $M_{\kappa}=11,5\text{Н}\cdot\text{м}$ кожний. При обертанні вала з частотою обертання $n_{\max}=25\text{об/с}$ кінетичні моменти складаються, та отримуємо $M_{\kappa 2}=111,4\text{Н}\cdot\text{м}$, при обертанні вала в протилежну

сторону кінетичні моменти крайніх дебалансів віднімаються від кінетичного моменту центрального та отримаємо $M_{\kappa I}=65,4\text{Н}\cdot\text{м}$.

Визначаємо розміри дебалансів. На рисунку 2.1. та 2.2. дані розміри дебалансів, вибрані з конструктивних рішень. Визначимо площі їх перерізів та ексцентриситет. По відомим кінематичним моментам знайдемо масу та ширину кожного дебаланса.

Для крайніх дебалансів ексцентриситет $r, \text{м}$, рівний :

$$r = \frac{4}{3\pi} \cdot \frac{R_1^3 - R_2^3}{R_1^2 - R_2^2} \cdot \frac{180^\circ}{\alpha} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} =$$

$$= \frac{4}{3\pi} \cdot \frac{0,156^3 - 0,095^3}{0,156^2 - 0,095^2} \cdot \frac{180}{120} \cdot \sin 60^\circ = 0,1058. \quad (2.71)$$

Площа $F, \text{м}^2$:

$$F = \frac{\pi}{2} \cdot (R_1^2 - R_2^2) \cdot \frac{\alpha}{180} = \frac{\pi}{2} \cdot (0,156^2 - 0,095^2) \cdot \frac{120}{180} = 0,016. \quad (2.72)$$

Маса дебалансів $m, \text{кг}$:

$$m = \frac{M_{\kappa}}{r \cdot g} = \frac{11,5}{0,1058 \cdot 9,81} = 10,87. \quad (2.73)$$

Ширина дебалансів $b, \text{м}$, з формули:

$$m = F \cdot b \cdot \gamma,$$

$$b = \frac{m}{F \cdot \gamma} = \frac{10,87}{0,016 \cdot 7,85 \cdot 10^3} = 8,57 \cdot 10^{-2}. \quad (2.74)$$

Для середнього дебаланса $r, \text{м}$:

$$r = \frac{R_1^3 - R_2^3}{R_1^2 - R_2^2} - R_2 = \frac{0,145^3 - 0,09^3}{0,145^2 - 0,09^2} - 0,09 = 8,44 \cdot 10^{-2}. \quad (2.75)$$

Площа $F, \text{м}^2$:

$$F = \pi \cdot (R_1^2 - R_2^2) = 3,14 \cdot (0,145^2 - 0,09^2) = 406 \cdot 10^{-4}. \quad (2.76)$$

Маса дебаланса $m, \text{кг}$:

$$m = \frac{M_{\kappa}}{r \cdot g} = \frac{88,4}{8,44 \cdot 10^{-2} \cdot 9,81} = 104,74. \quad (2.78)$$

Ширина $b, м$:

$$b = \frac{m}{F \cdot \gamma} = \frac{104,74}{406 \cdot 10^{-4} \cdot 7,85 \cdot 10^3} = 32,86 \cdot 10^{-2}. \quad (2.79)$$

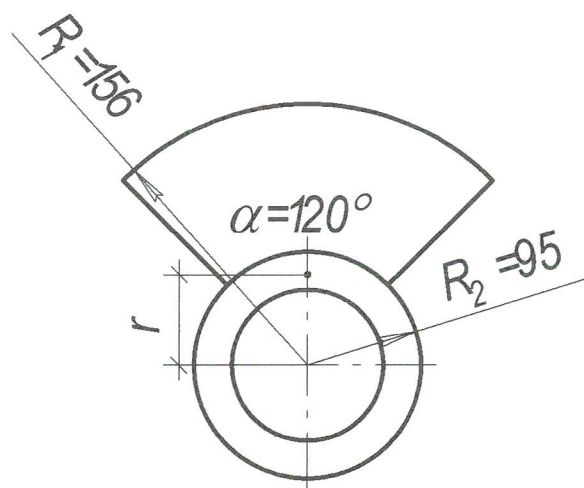


Рисунок. 2.1–Схема крайніх дебалансів.

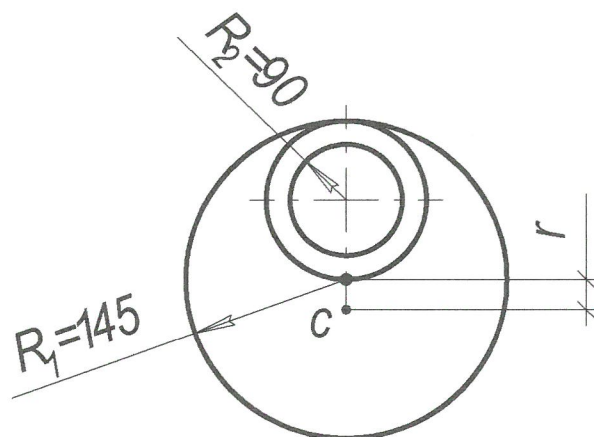


Рисунок. 2.2–Схема середнього дебаланса

У вище приведених розрахунках ми отримали основні параметри дебалансів самохідного вібраційного дорожнього котка.

Для крайніх дебалансів:

Ексцентриситет $r=0,1058\text{м}$;

Площа $F=0,016\text{м}^2$;

Маса $m=10,87\text{кг}$;

Ширина $b=8,57\cdot 10^{-2}\text{ м}$.

Для середніх дебалансів:

Ексцентриситет $r=8,44\cdot 10^{-2}\text{м}$;

Площа $F=406\cdot 10^{-2}\text{м}^2$;

Маса $m=104,74\text{кг}$;

Ширина $b=32,86\cdot 10^{-2}\text{ м}$.

2.4 Перевірка міцності рами

Визначимо напруження в перерізі рами при вивішуванні одного з коліс. Схема перерізу показана на рисунку 2. 2. Визначимо момент опору кручення.

Момент інерції $I_{\kappa}, \text{м}^4$:

$$I_{\kappa} = \sum \frac{h_i \cdot \delta_i^3}{3}. \quad (2.80)$$

Для нашого випадку

$$I_{\kappa} = \frac{2,55 \cdot 10^{-2} \cdot (2,5 \cdot 10^{-6})^3}{3} + \frac{4,1 \cdot 10^{-2} \cdot (2,5 \cdot 10^{-6})^3}{3} = 685 \cdot 10^{-8}. \quad (2.81)$$

Момент опору рівний $W_{\kappa}, \text{м}^3$:

$$W_{\kappa} = \frac{I_{\kappa}}{\delta_{\max}} = \frac{685 \cdot 10^{-8}}{2,5 \cdot 10^{-2}} = 274 \cdot 10^{-6}. \quad (2.82)$$

При дії моменту $M_1 = 73,6 \text{ кН} \cdot \text{м}$, напруження кручення рівне $\tau, \text{ Н} / \text{м}^2$:

$$\tau = \frac{M_1}{W_k} = \frac{73,6 \cdot 10^{-5}}{274 \cdot 10^{-6}} = 26860 \cdot 10^{-4}. \quad (2.83)$$

Матеріали рами сталь 10ХСНД з межею текучості $\sigma_T = 40 \text{ кН} / \text{см}^2$ та межею кручення $\tau_T = 0,6$; $\sigma_T = 2,4 \text{ кН} / \text{см}^2$.

Враховуючі, що діюче напруження перевищує межу текучості, виконаємо підсилення рами. Схема підсиленого перерізу показана на рисунку 2.4.

Визначимо моменти опору крученню.

Вважаємо, що обидва лонжерона працюють сумісно:

$$W = 2W_1 + 2W_2, \quad (2.84)$$

$$W_k = 2\delta \cdot f, \quad (2.85)$$

де δ - мінімальна товщина стінки;

f - площа, замкнена в середині середньої лінії перерізу.

$$W_2 = 2 \cdot 0,8 \cdot 10^{-2} \cdot 17,4 \cdot 10^{-2} \cdot 10,55 \cdot 10^{-2} = 142 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \quad (2.86)$$

$$W_1 = 2 \cdot 0,8 \cdot 8,4 \cdot 10,55 \cdot 10^{-6} = 294 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \quad (2.87)$$

$$W = (2 \cdot 142 + 2 \cdot 294) \cdot 10^{-6} = 872 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \quad (2.88)$$

Напруження крученню дорівнює $\tau, \text{ Н} / \text{м}^2$:

$$\tau = \frac{73,6 \cdot 10^{-5}}{872 \cdot 10^{-6}} = 8440 \cdot 10^{-4}. \quad (2.89)$$

Вважаємо міцність рами забезпеченою.

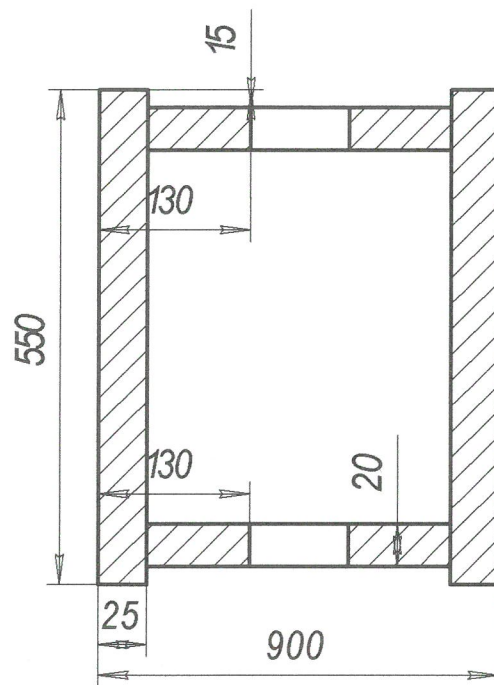


Рисунок 2.3—Схема перерізу рами.

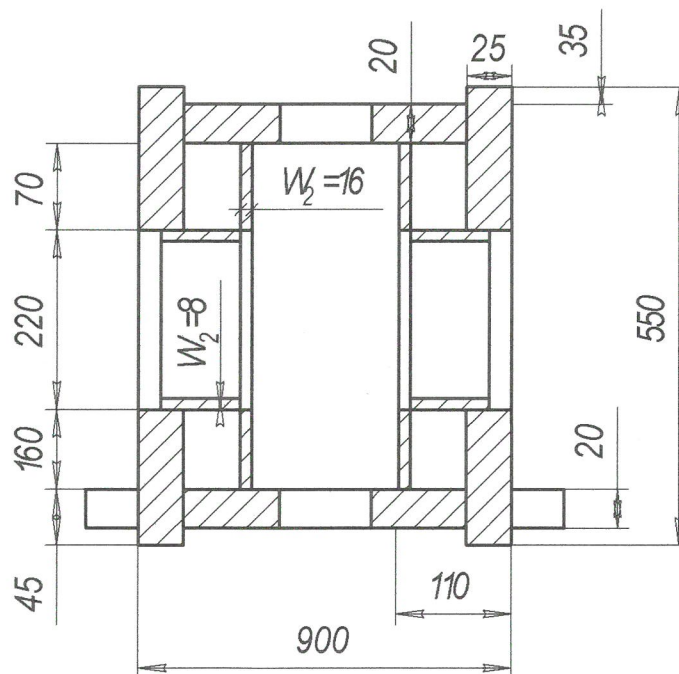


Рисунок 2.4—Схема підсиленого перерізу рами.

2.5 Розрахунок елементів вібровальця

2.5.1 Розрахунок підшипників

Визначимо довговічність підшипників №42630.

Кожний підшипник сприймає четверту частину збурюючої сили. Радіальне навантаження на підшипник R, H , з формули дорівнює:

$$R = \frac{Q}{4} = \frac{280000}{4} = 70000. \quad (2.90)$$

де R – радіальне навантаження на підшипник.

Визначимо приведені навантаження P, H , на підшипник:

$$P = V \cdot R \cdot k_{\sigma} \cdot k_T, \quad (2.91)$$

де V – коефіцієнт обертання відносно вектора навантаження, для внутрішнього обертового кільця $V=1$;

k_{σ} – динамічний коефіцієнт, приймаємо $k_{\sigma} = 1,2$;

k_T – температурний коефіцієнт, приймаємо $k_T = 1,05$ (відповідає температурі 125°C):

$$P = 1 \cdot 700000 \cdot 1,2 \cdot 1,05 = 88200. \quad (2.92)$$

Визначаємо довговічність підшипника $L_h, ч$, по формулі:

$$L_h = \left(\frac{C}{P} \right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{360 \cdot n}, \quad (2.93)$$

де C – динамічна вантажопідйомність підшипника, $C=769000H$;

n – частота обертання вала, приймаємо її максимальною, $n=32666 об/с$;

$$L_h = \left(\frac{769000}{88200} \right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{360 \cdot 32,66} = 11515. \quad (2.94)$$

Довговічність підшипників дебалансів вище потрібної.

Валець встановлюється на 4 шарикопідшипниках (по два з кожної сторони) №1000964. Статични вантажопід'ємність підшипника $C=136000H$.

Визначимо діюче навантаження на один підшипник P_0, H , та порівнюємо з допустимим:

$$P_0 = \frac{Q + G}{4} = \frac{280000 + 80000}{4} = 90000. \quad (2.95)$$

Тобто $P_0 < G_0$.

2.5.2 Розрахунок рами вібровальця

Перевіримо міцність елементів рами вальця від дії сили ваги та моменту при повороті.

Схема установки вальця в рамі показана на рисунку 2.5.

Приймаємо вагу рами вальця рівною $G_p=40000H$, та зосередженим в боковинах.

Визначимо реакції опор рами $R, \kappa H$:

$$R_1 = \frac{2(17,55 + 5,55)}{17,55} = 26,6. \quad (2.96)$$

$$R_2 = 40 - 26,6 = 13,4. \quad (2.97)$$

При повороті реактивний момент сприймається опорами рами та створює в горизонтальній площині пару сил $P, \kappa H$, величина яких рівна:

$$P = \frac{M_n}{1,755} = \frac{55}{1,755} = 31,3. \quad (2.98)$$

Приведемо розрахунок болтових з'єднань та боковини рами від дії сил R та P .

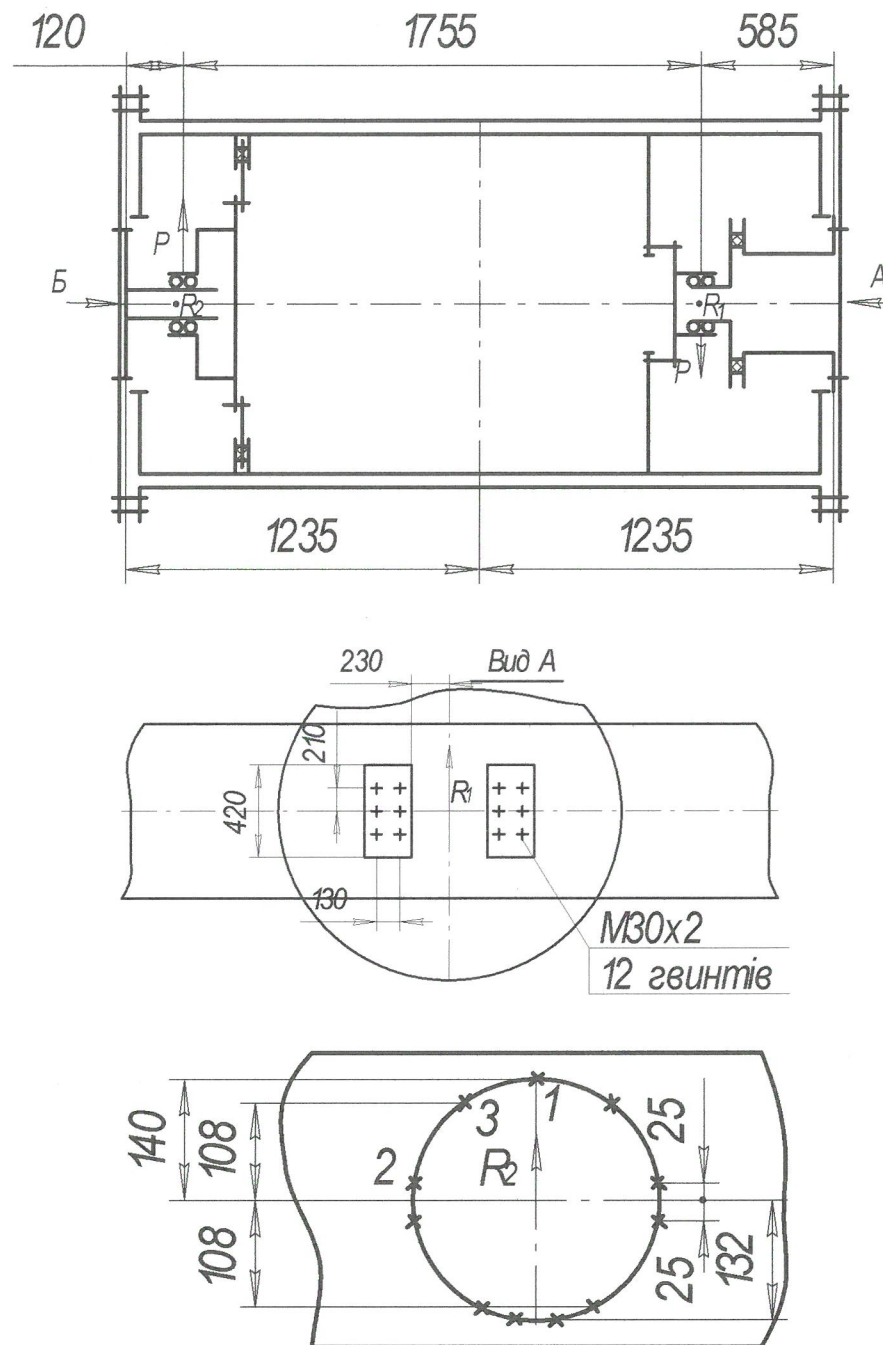


Рисунок 2.5–Розрахункова схема установки вальця.

Вважаємо, що в гвинтовому з'єднанні сили R та P сприймаються посадочним буртом.

Розрахунок виконуємо від дії моментів.

Момент в горизонтальній площині M_z , Н·м:

$$M_z = P \cdot 0,12 = 31300 \cdot 0,12 = 3756. \quad (2.99)$$

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.301пММ.021-00.00.000 ПЗ

Лист
43

Момент у вертикальній площині M_{ϵ} , Н·м:

$$M_{\epsilon} = R_2 \cdot 0,12 = 13400 \cdot 0,12 = 1608. \quad (2.100)$$

Перевіряємо міцність болтів.

Від дії моменту M_{ϵ} для найбільш навантаженого гвинта 1 зусилля P_{ϵ} , Н, рівне:

$$P_{\epsilon} = \frac{1608 \cdot 0,14}{2(2 \cdot 0,108^2 + 2 \cdot 0,025^2) + 0,132^2} = 2680. \quad (2.101)$$

Від дії моменту M_{Γ} для найбільш навантаженого гвинта 2 зусилля визначимо приблизно, враховуючі, що працюють найбільш віддалені від центра стика гвинти:

$$P_{\epsilon} = \frac{3756}{2 \cdot 0,28} = 6710. \quad (2.102)$$

Очевидно, що сумарне зусилля гвинтів 3 від сумісної дії моментів M_{ϵ} та M_{Γ} невелике, і можливо вважати, що міцність гвинтових з'єднань забезпечена.

Перевіримо міцність боковини на кручення від дії моменту M_{ϵ} та згину від дії моменту M_{Γ} .

Вважаємо боковину балкою з защемленими опорами.

Згинаючий момент M_z , Н·м:

$$M_z = \frac{M_{\epsilon}}{2} = \frac{3756}{2} = 1880. \quad (2.103)$$

Крутячий момент M_{κ} , Н·м:

$$M_{\kappa} = \frac{M_{\Gamma}}{2} = \frac{1608}{2} = 804. \quad (2.104)$$

Переріз боковини являє собою прямокутник розмірами $b \times h = 50 \times 500$ мм.

Момент опору згину W_z , м, дорівнює.

$$W_z = \frac{h \cdot b^2}{6} = \frac{50 \cdot 5^2 \cdot 10^{-6}}{6} = 208 \cdot 10^{-6}. \quad (2.105)$$

Напруження згину σ_z , H / m :

$$\sigma_z = \frac{M_z}{W_z} = \frac{1880 \cdot 10^{-8}}{208 \cdot 10^{-6}} = 900 \cdot 10^{-42}. \quad (2.106)$$

Момент опору крученню W_k , m^3 :

$$W_k \approx 0,3 \cdot h \cdot b^2 = 0,3 \cdot 50 \cdot 5^2 \cdot 10^{-6} = 375 \cdot 10^{-6}. \quad (2.107)$$

Напруження кручення τ , H / m :

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{804 \cdot 10^{-8}}{375 \cdot 10^{-6}} = 210 \cdot 10^{-42}. \quad (2.108)$$

Приведенні напруження σ , H / m^2 :

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{900^2 + 4 \cdot 210^2 \cdot 10^{-4}} = 1000. \quad (2.109)$$

Моменти, які діють в стику M_z , M_g , $H \cdot m$:

$$M_z = P \cdot 0,58 = 31300 \cdot 0,585 = 18310. \quad (2.110)$$

$$M_g = R_1 \cdot 0,12 = 26600 \cdot 0,585 = 1560. \quad (2.111)$$

Перевіримо міцність гвинтових з'єднань P_g , P_z , H (вид А, рисунок 2.5).

$$P_g = \frac{M_g}{0,42 \cdot 4} = \frac{15560}{0,42 \cdot 4} = 9260. \quad (2.112)$$

$$P_z = \frac{M_z \cdot 0,36}{3 \cdot (2 \cdot 0,72^2 + 2 \cdot 0,46^2)} = \frac{18310 \cdot 0,36}{3 \cdot (2 \cdot 0,72^2 + 2 \cdot 0,46^2)} = 1500. \quad (2.113)$$

Сумарне зусилля на найбільш навантажений гвинт від дії моментів P_m , H ,

$$P_m = 9260 + 1500 = 10760. \quad (2.114)$$

Потрібне зусилля затягування $P_{зам}$, H , з урахуванням коефіцієнта щільності стику $\nu = 2$.

$$P_{зам} = 2 \cdot 10760 = 21520. \quad (2.115)$$

Визначимо зусилля затягування для створення сил тертя для сприйняття зусиль R_1 та P .

Сумарна сила Q , H , дорівнює

$$Q = \sqrt{R_1^2 + P^2} = \sqrt{26600^2 + 31300^2} = 41076. \quad (2.116)$$

Сила затягування кожного болта N , H , дорівнює

$$N = \frac{Q}{n \cdot f}, \quad (2.117)$$

де f – коефіцієнт тертя в стику, приймаємо $f=0,15$.

$$N = \frac{41076}{12 \cdot 0,15} = 22820. \quad (2.118)$$

Перевіримо міцність гвинта σ_p , H / m , від сили N

$$\sigma_p = \frac{4N}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 22820 \cdot 10^{-8}}{3,14 \cdot 2,7835 \cdot 10^{-4}} = 3750 \cdot 10^{-42}. \quad (2.119)$$

Для гвинтів групи міцності 6.6 з межею текучості $\sigma_T = 36000 \cdot 10^{-4} H / m^2$ вважаємо ці напруження допустимими.

Перевіряємо міцність перерізів боковини.

Згинаючий момент M_z , $H \cdot m$:

$$M_z = \frac{M_z}{2} = \frac{18310}{2} = 9155. \quad (2.120)$$

Крутний момент M_k , $H \cdot m$:

$$M_k = \frac{M_k}{2} = \frac{15560}{2} = 7780. \quad (2.121)$$

Напруження згину σ_z , H / m^2 :

$$\sigma_z = \frac{M_z}{W_z} = \frac{9155 \cdot 10^{-8}}{208 \cdot 10^{-6}} = 4400 \cdot 10^{-4}. \quad (2.122)$$

Напруження кручення $\tau, H / m^2$:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{7780 \cdot 10^{-8}}{375 \cdot 10^{-6}} = 2070 \cdot 10^{-4}. \quad (2.123)$$

Приведенні напруження $\sigma, H / m^2$:

$$\sigma = \sqrt{4400^2 + 4 \cdot 2070^2} = 6040 \cdot 10^{-4} H / m^2. \quad (2.124)$$

Вважаємо міцність боковини забезпеченою.

2.6 Розрахунок рівноваги та стійкості катка

2.6.1 Визначення координат центра ваги

На рисунку 2.6. приведена схема катка, а в таблиці 2.6 маси та координати центра ваги збірних одиниць.

Координати центра ваги визначалися по формулам

$$X_c = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^n G_i}, \quad (2.125)$$

$$Y_c = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot y_i}{\sum_{i=1}^n G_i}, \quad (2.126)$$

$$Z_c = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot z_i}{\sum_{i=1}^n G_i}, \quad (2.127)$$

де G_i – маса окремих збірних одиниць, кг;

x_i, y_i, z_i – координати центра ваги збірних одиниць катка відносно вибраної системи координат, м;

n – кількість заданих мас.

Система координат x, y, z , в якій задані координати збірних одиниць x_i, y_i, z_i вибрана наступним чином: початок координат розміщено в точці перетину вісей вертикального та горизонтального шарнірів.

Координатна вісь OZ направлена вертикально вгору, вісь OX направлена в сторону колісної (поворотної) секції, вісь OY – вправо, якщо дивитися на неї з кінця вісі OX .

Таблиця 2.6–Маси та координати центра ваги збірних одиниць.

Найменування агрегатів, збірних одиниць	Маса G , кг	Координати центра ваги		
		X_i	Y_i	Z_i
1. Міст	1560	1,5	0	-0,08
2. Рама	1700	1,6	0	0,2
3. Агрегат силовий	1540	2,5	0	0,65
4. Кабіни	700	0,6	0	1,3
5. Бак топливний	550	3,3	0,75	0,8
6. Бак масляний	570	3,3	-0,75	0,8
7. Гідросистема	260	2,1	0	0,4
8. Облицювання	400	2,2	0	1,0
9. Пневмосистема	50	0,9	0	0,3
10. Управління	50	0,6	0	0,7
11. Електрообладнання	50	1,0	0	0,6
12. Шарнір зчленування	410	0	0	0
13. Гідро циліндри	110	0,25	0	0
14. Інструмент, ЗИП	50	0,7	-0,4	0,3
15. Валець	12000	-1,6	0	0

Підставляємо числові значення в формули (2.14- 2.16) отримаємо значення координат центра ваги всієї машини

$$X_c = -0,228м, \quad (2.128)$$

$$Y_c = -0,00175м, \quad (2.129)$$

$$Z_c = 0,181м. \quad (2.130)$$

Поворотної секції

$$X_c = 1,929м, \quad (2.140)$$

$$Y_c = 0,001976м, \quad (2.141)$$

$$Z_c = 0,477 \text{ м.} \quad (2.142)$$

2.6.2 Розрахунок навантажень на валець та задні колеса

Розрахунок навантажень виконуємо при статичному стані катка.

Навантаження визначаємо по формулам для вальця G_1, H :

$$G_1 = \frac{G_k \cdot X_{c1}}{L}, \quad (2.143)$$

для задніх колес G_2, H :

$$G_2 = 0,5 \cdot (G_k - G_1), \quad (2.145)$$

де G_k – експлуатаційна вага катка, $G_k = 200000 \text{ Н}$;

X_{c1} – повздовжня координата центра ваги катка відносно осі задніх колес, $X_{c1} = X_c + (-1,6) = -0,228 + (-1,6) = -1,828 \text{ м}$;

L – база катка, м, $L = 3,2$;

$$G_1 = \frac{200000 \cdot 1,828}{3,2} = 114250, \quad (2.146)$$

$$G_2 = 0,5 \cdot (200000 - 114250) = 42875 \text{ Н.} \quad (2.147)$$

2.6.3 Розрахунок стійкості катка

Вихідні дані для розрахунку приведені в таблиці 2.7.

Початок координат прийнято на перетині осей вертикального та горизонтального шарнірів, напрямки осей показано на схемі (рисунок 2.6).

Результати розрахунків приведені в таблиці 2.7. де позначені:

ϕ – кут складування секцій;

β_1 та β_2 – кути стійкості колес;

β_3 та β_4 – кути стійкості фіктивних коліс, які замінюють валик;

U_1, U_2, U_3, U_4 – кути положення, які відповідають кутам β та являють собою кути між осю X та вектором, який визначає нахил поверхні, на котрій стоїть машина.

Кут стійкості характеризується найменшим кутом, котрий рівний $\beta_1=37^\circ 47'$.

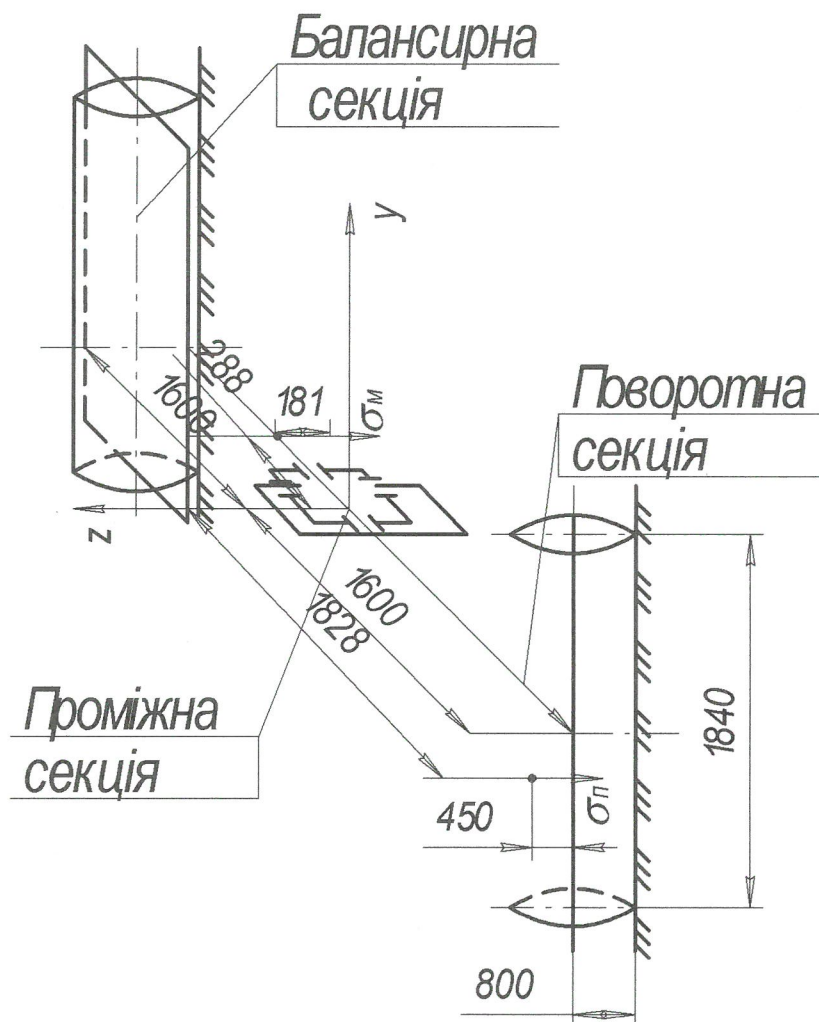


Рис. 2.6–Схема котка для розрахунку рівноваги та стійкості.

Таблиця 2.7–Вихідні дані для розрахунку стійкості катка

Найменування параметрів	Позначення	Вихідні дані
1. Колія	$L, \text{м}$	1,84
2. Статичний радіус колеса	$r, \text{м}$	0,677
3. Висота горизонтального шарніра під осю моста	$h, \text{м}$	0,08
4. Відстань від вертикального шарніра до осі моста поворотної секції	$L_n, \text{м}$	1,6
5. Відстань від вертикального шарніра до осі моста балансної секції	$L_6, \text{м}$	1,6
6. Координати центра ваги поворотної секції	$X_n, \text{м}$ $Y_n, \text{м}; Z_n, \text{м}$	1,029 0,002; 0,477
7. Координати центра ваги балансної секції	$X_6, \text{м}$ $Y_6, \text{м}; Z_6, \text{м}$	-1,6 0; 0
8. Координати центра ваги проміжної ланки	$X_{ш}, \text{м}$ $Y_{ш}, \text{м}; Z_{ш}, \text{м}$	0 0; 0
9. Максимальний кут складування	θ	35°
10. Маса секції: поворотної	$G_n, \text{кг}$	7590
балансиної	$G_6, \text{кг}$	12000
проміжної	$G_{ш}, \text{кг}$	410
11. Крок змінення кута	ϕ°	35°
12. Число зовнішніх навантажень	Π	0

Таблиця 2.8–Результати розрахунків стійкості катка.

$\phi=35^\circ 00'$	$\beta_1=37^\circ 47'$	$\beta_3=58^\circ 56'$
$\phi=0^\circ 00'$	$\beta_1=40^\circ 50'$	$\beta_3=59^\circ 10'$
$\phi=-35^\circ 00'$	$\beta_1=42^\circ 50'$	$\beta_1=57^\circ 15'$
$\beta_2=42^\circ 43'$	$\beta_4=57^\circ 15'$	$y_1=-128^\circ 09'$
$\beta_2=40^\circ 45'$	$\beta_4=59^\circ 10'$	$y_1=-141^\circ 46'$
$\beta_1=37^\circ 43'$	$\beta_4=58^\circ 56'$	$y_1=-138^\circ 22'$
$y_3=-25^\circ 49'$	$y_2=138^\circ 24'$	$y_4=60^\circ 30'$
$y_3=-43^\circ 35'$	$y_2=141^\circ 47'$	$y_4=43^\circ 34'$
$y_3=-60^\circ 40'$	$y_2=128^\circ 10'$	$y_4=25^\circ 48'$

2.7. Розрахунок прямозубої циліндричної передачі.

Виконаємо розрахунок циліндричної передачі, задавшись між осьюовою відстанню $a=420 \cdot 10^{-3}$ м. Потрібне передаточне число передачі $U=3,1$.

Визначимо діаметри ділільних кол шестерні та колеса, використовуючи формули міжосьової відстані та передаточного відношення.

$$a = \frac{d_2 - d_1}{2}. \quad (2.148)$$

де d_1 та d_2 – діаметри ділільного кола відповідно шестерні та колеса, м.

$$d_1=400 \cdot 10^{-3}; d_2=1240 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

Визначаємо модуль передачі з формули m , м:

$$m = (0,01 \dots 0,02) a = (4 \dots 8) \cdot 10^{-3}. \quad (2.149)$$

Для подальших розрахунків використовуємо більше значення модуля, $m=8 \cdot 10^{-3}$ м.

Визначаємо кількість зубів шестерні та колеса z , з формули

$$z = \frac{d}{m}, \quad (2.150)$$

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{400 \cdot 10^{-3}}{8 \cdot 10^{-3}} = 50. \quad (2.151)$$

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{1240 \cdot 10^{-3}}{8 \cdot 10^{-3}} = 155. \quad (2.152)$$

Перевіряємо передаточне число U :

$$U = \frac{z_2}{z_1} = \frac{155}{50} = 3,1. \quad (2.152)$$

Визначаємо основні розміри зубчатих коліс.

Діаметри вершин d_a , м:

$$d_a = m(z + 2). \quad (2.153)$$

Діаметр впадин d_f , м:

$$d_f = m(z - 2,5). \quad (2.154)$$

Ширина вінців b , m :

$$b = \phi_m \cdot m. \quad (2.155)$$

де ϕ_m - коефіцієнт ширини колеса $\phi_m = 11$.

$$d_{a1} = 8(50 + 2) \cdot 10^{-3} = 416 \cdot 10^{-3}; \quad (2.156)$$

$$d_{f1} = 8(50 - 2,5) \cdot 10^{-3} = 380 \cdot 10^{-3}; \quad (2.157)$$

$$b_1 = 11 \cdot 8 \cdot 10^{-3} = 88 \cdot 10^{-3}; \quad (2.158)$$

$$d_{a2} = 8(155 - 2,5) \cdot 10^{-3} = 1220 \cdot 10^{-3}; \quad (2.159)$$

$$d_{f2} = 8(155 + 2) \cdot 10^{-3} = 1256 \cdot 10^{-3}; \quad (2.160)$$

$$b_2 = 0,9 \cdot b_1 = 0,9 \cdot 88 \cdot 10^{-3} = 80 \cdot 10^{-3}; \quad (2.161)$$

Розраховуємо колову швидкість передачі V , m / c , по формулі

$$V = \omega_1 \frac{d_1}{2}, \quad (2.162)$$

де ω_1 - кутова швидкість шестерні, $\omega_1 = 4,5 \text{ рад} / c$.

$$V = 4,5 \frac{400 \cdot 10^{-3}}{2} = 0,9. \quad (2.163)$$

Вибираємо матеріал зубчатих коліс, враховуючі, що матеріал шестерні повинен бути міцніше матеріала коліс.

Для матеріала шестерні візьмемо сталь 45 з твердістю (194...263) HB та межею текучості $\sigma_T = 450 \text{ Н} / \text{м}^2$.

Для зубчатого колеса візьмемо сталь 50Л, яка має твердість – 174HB та межу текучості $\sigma_T = 330 \text{ Н} / \text{м}^2$.

Допустимі контактні напруження $[\sigma_H]$, $\text{Н} / \text{м}^2$, розраховуємо по формулі

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{HO}}{S_H} K_{HL}, \quad (2.164)$$

де S_H – коефіцієнт безпеки, $S_H = 1,1$;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності, $K_{HL} = 1$;

σ_{HO} – межа контактної витривалості, визначаємо з формули

$$\sigma_{HO} = 2HB + 70, \quad (2.165)$$

$$\sigma_{HO1} = 2 \cdot 200 + 70 = 470, \quad (2.166)$$

$$\sigma_{HO2} = 2 \cdot 174 + 70 = 418. \quad (2.167)$$

$$[\sigma_{H1}] = \frac{470}{1,1} \cdot 1 = 427, \quad (2.168)$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{418}{1,1} \cdot 1 = 380. \quad (2.169)$$

Визначаємо допустимі напруження на згин $[\sigma_F], H / M^2$, для шестерні та коліс.

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Fo}}{S_F} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}, \quad (2.170)$$

де S_F – коефіцієнт безпеки для шестерні, $S_{F1} = 1,7$, для коліс $S_{F2} = 2,2$;

K_{FC} – коефіцієнт двостороннього навантаження зубів, $K_{FC} = 0,7$;

K_{FL} – коефіцієнт довговічності, $K_{FL} = 1$;

σ_{Fo} – межа згинаючої витривалості матеріалу, $\sigma_{Fo} = HB + 260$.

$$\sigma_{Fo1} = 200 + 260 = 460, \quad (2.171)$$

$$\sigma_{Fo2} = 174 + 260 = 434. \quad (2.172)$$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{460}{1,7} \cdot 0,7 \cdot 1 = 189, \quad (2.173)$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{434}{1,7} \cdot 0,7 \cdot 1 = 138. \quad (2.174)$$

Гранично допустимі напруження $[\sigma_H]_{\max}, [\sigma_F]_{\max}, H / \text{м}^2$, (для розрахунків при перевантаженнях) визначаємо по формулам

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_T, \quad (2.175)$$

$$[\sigma_F]_{\max} = 0,8\sigma_T, \quad (2.176)$$

$$[\sigma_H]_{1\max} = 2,8 \cdot 450 = 126, \quad (2.177)$$

$$[\sigma_H]_{2\max} = 2,8 \cdot 330 = 924, \quad (2.178)$$

$$[\sigma_F]_{1\max} = 0,8 \cdot 450 = 360, \quad (2.179)$$

$$[\sigma_F]_{2\max} = 0,8 \cdot 330 = 264. \quad (2.180)$$

Виконуємо перевірочний розрахунок.

Визначимо згинаючу витривалість $\sigma_F, H / \text{м}^2$, найменш міцного з зубчатих коліс по формулі

$$\sigma_F = \frac{2T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_U \cdot Y_F}{b \cdot d_1 \cdot m} \leq [\sigma_F], \quad (2.181)$$

де T_1 – момент на валу шестерні, $T_1=6710\text{Н}\cdot\text{м}$;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження, $K_{F\beta}=1,0$;

K_{FV} – коефіцієнт динамічного навантаження, $K_{FV}=1,1$;

K_U – коефіцієнт спрацювання, $K_U=1,25$;

Y_F – коефіцієнт форми зуба, $Y_F=3,6$.

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot 6710 \cdot 1,0 \cdot 1,1 \cdot 1,25 \cdot 3,6}{88 \cdot 400 \cdot 8 \cdot 10^{-3}} = 259,5 \text{М}^2 \leq 264. \quad (2.182)$$

Умова міцності для зубчатого колеса на згинаючу виносливість виконана.

3 ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

3.1 Призначення та аналіз роботи деталі у вузлі

Розглядаємо деталь вал, який використовується для створення вібрації вальця самохідного дорожнього катка. Ця деталь є складовою частиною приводу вібратора. Він закріплюється в підшипниках, встановлених в стакані корпусу вальця. Обертання валу надає гідромотор. Обертаючий вал створює коливання, які передаються на самий валик, що сприяє підвищенню глибини та якості, катка який ущільнює.

З даного аналізу можливо зробити висновок, що основними робочими поверхнями валу являються його шийка під підшипники та шийка, яка безпосередньо приймає участь в передачі крутячого моменту з гідромотора через зубчасту муфту на сам вал. Цим поверхням необхідно приділити особливу увагу, так як вони взаємодіють в приводі з іншими деталями і повинні мати високу точність та шероховатість поверхні. Ці поверхні являються основними для даної деталі. Інші поверхні мають другорядне значення.

Матеріалом для виготовлення валу являється сталь 35, яка підлягає термічній обробці для отримання необхідної поверхні 227...256 НВ.

					ГММ.301пММ.021-00.00.000 ПЗ									
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА						Лім.	Лист	Листів	
Розроб.	Мороз			14.06							Н		56	
Перев.	Рогозін			18.06										
Керівник	Васильєв													
Н. контр.	Васильєв			18.06										
Затв.	Отисенко			19.06										

3.2 Технологічний процес виготовлення дебалансного вала

В основу розробки технологічного процесу виготовлення деталі покладено два принципи : технологічний і економічний.

Відповідно до технологічного принципу , спроектований технологічний процес має повністю відповідати вимогам робочого креслення і технічних умов на виготовлення даного виробу. Відповідно до економічного принципу виготовлення виробу повинно вестися з мінімальними витратами праці і витратами виробництва. Технологічний процес виготовлення виробів повинен виконуватися з найбільш повним використанням технічних можливостей засобів виробництва при найменших витратах часу і собівартості виробів.

Згідно з нормами карта технологічного процесу призначена для описування технологічного процесу виготовлення або ремонту виробу (складових частин виробу) в технологічній послідовності всіх операцій одного виду формоутворення, обробки, складання чи ремонту із зазначенням переходів, технологічних режимів і даних про засоби технологічного оснащення, матеріальні та трудові затрати. За конструкцією вал є нежорсткий, відношення $L/D > 15$. Для оброблення таких деталей застосовується допоміжна опора – нерухомий люнет.

3.3 Вибір матеріалу та заготовки

Згідно з конструктивними особливостями вала, застосовуємо сталь 45 гарячекатану круглу нормальної точності. Орієнтуючись на конструктивні розміри вала(рисунок 3.1.) , вибираємо таку заготовку (рисунок 3.2.)

					ГММ.301пММ.021-00.00.000 ПЗ	Лист
						57
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

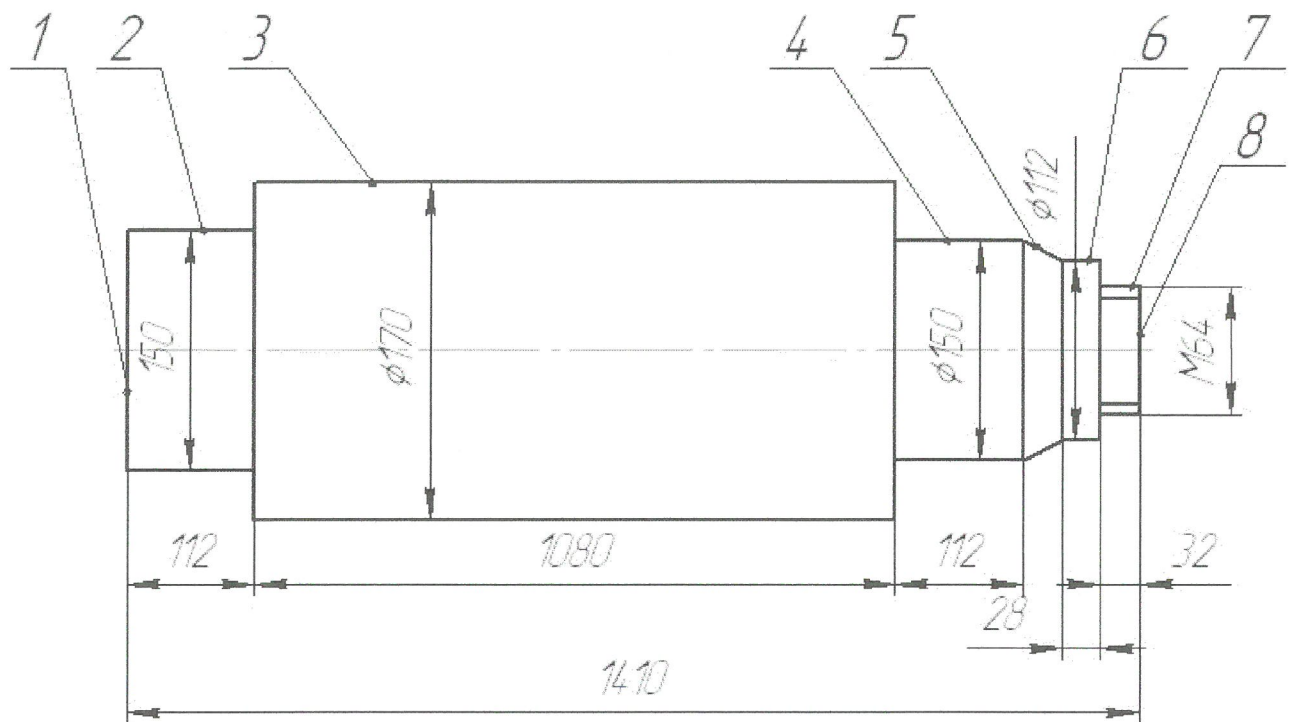


Рисунок 3.1–Вал

3.4 Призначення припусків на обробку

Припуск на обробку поверхні деталей може бути призначений по відповідних довідкових таблицях, або на основі розрахунково-аналітичного методу.

Стандарти і таблиці дозволяють призначати припуски незалежно від технологічного процесу обробки деталі й умов його здійснення і тому в загальному випадку є завищеними, містять в собі резерви зниження витрати матеріалу і трудомісткості роботи.

Розрахунково-аналітичний метод визначення припусків на обробку базується на аналізі показників, що впливають на припуски

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.301пММ.021-00.00.000 ПЗ

Лист
58

попередніх і виконуваного переходів технологічного процесу обробки поверхні. Значення припуску визначається методом диференційованого розрахунку за елементами, що складають припуск. В технологічному процесі робота передбачає розрахунок припусків за усіма послідовно виконаними технологічними переходами обробки даної поверхні деталі (проміжні припуски), їхнє підсумування для визначення загального припуску на обробку поверхні і розрахунок проміжних розмірів, що визначають становище поверхні, і розміри заготовки. Розрахунковим розміром є мінімальний припуск на обробку, достатній для усунення на виконуваному переході похибок обробки і дефектів поверхневого прошарку, отриманих на попередньому переході, і компенсації похибок, що виникають на виконуваному переході.

Застосування РАМВП скорочує в середньому відхід метану в стружку в порівнянні з табличними значеннями, створює єдину систему визначення припусків на обробку і розміри деталі за технологічними переходами і заготівель, сприяє підвищенню культури виробництва. Але використаємо, більш доступний, опитно-статистичний метод розрахунку перехідних припусків, що не потребує великих затрат часу та широкого використовується в машинобудівному та ремонтному виробництві. Недоліком даного метода є деяке завищення величини припусків на обробку.

При цьому методі використовуються вже розроблені таблиці перехідних припусків та допусків. Складемо таблицю результатів по припускам (таблиця.3.1)

Таблиця 3.1–Припуски на обробку

№ п/п	Найменування	Припуск, мм
1.	Чорнова обробка	7,5
2.	Чистова обробка	2,5
3.	Шліфування	0,6

Таблиця 3.2 – Проміжних та загального припуску і допусків

Маршрут обробки та розміри, що визначаються	Розмір, мм	Допуск, мм	Припуск, мм
Розмір вала за кресленням	170	- 0,071	-
Припуск на шліфування	-	-	0,6
Розмір після чистового обточування	170,2	- 0,14	-
Припуск на чистове обточування	-	-	3
Розмір після чорнового обточування	172	- 0,52	-
Припуск на чорнове обточування	-	-	9
Загальний припуск	-	-	12,4
Розмір заготовки	185	-	-

Приймаєм заготовку Ø185x1410 (риунок 3.2)

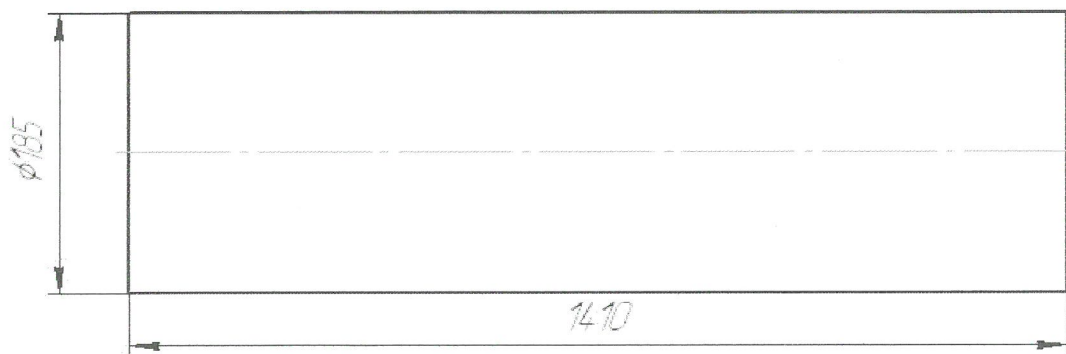


Рисунок 3.2–Заготовка валу

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.301пММ.021-00.00.000 ПЗ

Лист

60

3.5 Підбір верстатів та обладнання

Для виконання даних операцій приймемо верстат 16K20. Для якого випишемо паспортні дані:

- Число обертів шпинделя, об/хв. - до 1800;
- Потужність електродвигуна, кВт -11;
- Ріжучий інструмент: різці прохідні Т5К10, державка 25х25 кут у плані $\psi = 45^\circ$;
- Пристосування – центра; патрон.

Визначення режимів різання виконуємо у відповідності з "Общемашиностроительными нормативами режимов резания для технического формирования работ на металлорезущих станках».

Визначення глибини різання

По величині загального припуску на обробку приймаємо глибину різання до 5мм.

Визначення величини подачі

Згідно нормативів по карті №1 "Подачи для чернового точения" визначаємо подачу для обробки сталі різцем Т5К10 при обточці деталей до 600мм (по діаметру), глибиною різання до 5мм рекомендована подача $S = 1.0-1.2$ мм/об.

Визначення швидкості різання

По карті "скорость резания" для обробки сталі з межею міцності $\sigma - 600$ Мпа та глибиною різання до 5мм- швидкість різання $v=51$ м/хв.

Визначення сили подачі

По таблиці нормативів "сила подачи", знаходимо, що при $v = 51$ м/хв, та глибиною до 5мм з різцем Е5К10 $\phi=45^\circ$ сила подачі $P_x=2.65$ кН.

Визначення числа обертів шпинделя

По встановленій швидкості різання визначаємо число обертів шпинделя стакана, об/хв.

$$n = v \cdot 1000 / \pi \cdot D ; \quad (3.1)$$

де v - швидкість різання , $v = 51$ м/хв

D - діаметр вала, що точиться, $D = 170$ мм

Тоді

$$n = 51 \cdot 1000 / 3,14 \cdot 170 = 88. \quad (3.2)$$

Згідно з паспортними даними станка призначаємо число обертів шпинделя : $n = 160$ об/хв.

Перевірка вибраного режиму різання по потужності

Перевіряємо підібраний режим різання по карті "мощность потребная на резание" визначаємо, що потужність, яка використовується $N = 5,8$ кВт , тобто менша за максимальну для станка, тобто вибраний режим різання по потужності прийнятний.

Визначення основного часу

Величину основного часу, хв. визначаємо за формулою

$$t_0 = \frac{L \cdot i}{n \cdot S}, \quad (3.3)$$

де $L=L_1+L_2$ – шлях проходу різця (L_1 повна довжина проходу, L_2 – врізання та перебіг, для різця з $\phi=45^\circ$ $L_2= 8$ мм.);

i – кількість проходів різця.

$$t_0 = \frac{1410 \cdot 8}{1 \cdot 160} = 70,5, \quad (3.4)$$

Величину допоміжного часу приймаємо в розмір $t_{B.C.}=5$ хвилин.

$$t_{\text{ш}} = t_0 + t_{B.C.} = 70,5 + 5 = 75,5. \quad (3.5)$$

3.6 Визначення величини основного часу для окремих операцій

Норма часу на відрізування дисковою пилкою хв.:

$$t_0 = \frac{L}{S_{XB}} + \frac{L}{S_{XB.ЗВ.X}}, \quad (3.6)$$

де S_{XB} – хвилинна подача, $S_{XB} = 91,7$ мм/хв.;

$S_{XB.ЗВ.X}$ – хвилинна подача зворотного ходу, приймаємо $S_{XB.ЗВ.X} = 5000$ мм/хв.;

L – довжина проходу; $L = 185$ мм.

$$t_0 = \frac{185}{91,7} + \frac{185}{5000} = 2,05, \quad (3.7)$$

$$t_{ш} = t_0 + t_{B.C.} = 2,05 + 5 = 7,05, \quad (3.8)$$

Час на підрізання торців, хв.:

$$t_0 = \frac{\pi \cdot D^2}{4000 \cdot v \cdot S}, \quad (3.9)$$

де D – діаметр обточуваної поверхні, мм;

S – подача ($S = 0,05$ мм/об);

V – швидкість різання ($v = 70$ м/хв).

$$t_0 = \frac{3,14 \cdot 185^2}{4000 \cdot 70 \cdot 0,05} = 7,67. \quad (3.10)$$

Час на центрувальну операцію, хв.:

$$t_0 = \frac{\pi \cdot D \cdot L}{1000 \cdot v \cdot S}, \quad (3.11)$$

де L – довжина проходу, мм;

D – діаметр отвору, $D = 5$ мм;

S – подача;

V – швидкість різання.

Тоді:

$$t_0 = \frac{3,14 \cdot 5 \cdot 10}{1000 \cdot 100 \cdot 0,3} = 0,0052, \quad (3.12)$$

$$t_{\text{ш}} = t_0 + t_{\text{в.с.}} = 0,0052 + 5 = 5,0052. \quad (3.13)$$

Оскільки ця операція виконується двічі то час на її виконання збільшується вдвічі. $t=10.01$ хв.

Час на токарні операції, хв.:

Розрахунок ведемо по формулі (5.9) , лише міняємо швидкість різання та подачу : для чорнового точіння - $v=105$ м/хв; $S = 0,4$ мм/об ; для чистового точіння - $v=120$ м/хв ; $S = 0,15$ мм/об;

Для точіння проточок - $v = 105$ м/хв; $S = 0,4$ мм/об ; такі ж значення і для точіння фасок.

Точіння поверхні 3. $D = 170$ мм, $L = 1400$ мм. Чистове точіння :

$$t_0 = \frac{3,14 \cdot 170 \cdot 1400}{1000 \cdot 100 \cdot 0,3} = 49,82. \quad (3.14)$$

Величину допоміжного часу приймаємо в розмір $t_{\text{в.с.}}=5$ хвилин.

Загальний час, хв.

$$t_{\text{ш}} = t_0 + t_{\text{в.с.}} = 49,82 + 5 = 54,82. \quad (3.15)$$

Точіння поверхні 4,5,6,8. $D = 150$ мм, $L = 112+32+28+32=204$ мм.

Чистове точіння :

$$t_0 = \frac{3,14 \cdot 150 \cdot 204}{1000 \cdot 100 \cdot 0,3} = 6,4. \quad (3.16)$$

Величину допоміжного часу приймаємо в розмір $t_{\text{в.с.}}=5$ хвилин.

Загальний час, хв.

$$t_{\text{ш}} = t_0 + t_{\text{В.С.}} = 6,4 + 5 = 11,4. \quad (3.17)$$

Точіння поверхні 6,8. $D = 112$ мм, $L = 28 + 32 = 60$ мм. Чистове точіння

$$t_0 = \frac{3,14 \cdot 112 \cdot 60}{1000 \cdot 100 \cdot 0,3} = 1,4. \quad (3.18)$$

Величину допоміжного часу приймаємо в розмір $t_{\text{В.С.}} = 5$ хвилин.

Загальний час, хв.

$$t_{\text{ш}} = t_0 + t_{\text{В.С.}} = 1,4 + 5 = 6,4. \quad (3.19)$$

Точіння поверхні 8. $D = 64$ мм, $L = 32$ мм. Чистове точіння :

$$t_0 = \frac{3,14 \cdot 64 \cdot 32}{1000 \cdot 100 \cdot 0,3} = 0,42. \quad (3.20)$$

Величину допоміжного часу приймаємо в розмір $t_{\text{В.С.}} = 5$ хвилин.

Загальний час, хв.

$$t_{\text{ш}} = t_0 + t_{\text{В.С.}} = 0,42 + 5 = 5,42. \quad (3.21)$$

Точіння поверхні 2. $D = 150$ мм, $L = 112$ мм. Чистове точіння :

$$t_0 = \frac{3,14 \cdot 150 \cdot 112}{1000 \cdot 100 \cdot 0,3} = 3,5. \quad (3.22)$$

Величину допоміжного часу приймаємо в розмір $t_{\text{В.С.}} = 5$ хвилин.

Загальний час, хв.

$$t_{\text{ш}} = t_0 + t_{\text{В.С.}} = 3,5 + 5 = 8,5. \quad (3.23)$$

Точити фаску 5. 32x30

$$t_0 = \frac{3,14 \cdot 112 \cdot 32}{1000 \cdot 100 \cdot 0,3} = 0,75. \quad (3.24)$$

Величину допоміжного часу приймаємо в розмір $t_{\text{В.С.}} = 5$ хвилин.

Загальний час, хв..

$$t_{\text{ш}} = t_0 + t_{\text{В.С.}} = 0,75 + 5 = 5,75. \quad (3.25)$$

Загальний час на токарну обробку, хв.

$$t_{\text{ш}} = \sum t_0 = 5,75 + 8,5 + 5,42 + 6,4 + 11,4 + 54,82 = 92,29. \quad (3.26)$$

Час на фрезерну операцію, хв.:

$$t_0 = \frac{\pi \cdot D \cdot d_{\text{ф}}}{1000 \cdot v \cdot S} \quad (3.27)$$

де $d_{\text{ф}}$ - діаметр фрези ($d_{\text{ф}}=80$ мм);

S - подача (1,4 мм/об);

V - швидкість різання ($v = 25$ м/хв).

Проточка паза 7:

$$t_0 = \frac{3,14 \cdot 112 \cdot 80}{1000 \cdot 100 \cdot 0,3} = 1,67. \quad (3.28)$$

Величину допоміжного часу приймаємо в розмір $t_{\text{в.с.}}=5$ хвилин.

Загальний час, хв.

$$t_{\text{ш}} = t_0 + t_{\text{в.с.}} = 1,67 + 5 = 6,67. \quad (3.29)$$

Час на шліфувальну операцію, хв.:

$$t_0 = \frac{\pi \cdot D \cdot L \cdot h \cdot f}{1000 \cdot v \cdot S \cdot t}, \quad (3.30)$$

де S - позадвжжня подача ($S=10$ мм/об)

v - швидкість різання ($v = 30$ м/хв)

h - товщина металу , що знімається ($h = 0,1$)

t - поперечна передача ($t = 0,008$ мм/позд.хід)

f - коефіцієнт, що враховує зернистість круга ($f = 1,4$)

Шліфувати поверхні 2,3. $D = 112$ мм, $L = 150 + 150 = 300$ мм

$$t_0 = \frac{3,14 \cdot 112 \cdot 300 \cdot 0,1 \cdot 1,4}{1000 \cdot 30 \cdot 10 \cdot 0,008} = 6,15 \quad (3.31)$$

Величину допоміжного часу приймаємо в розмір $t_{B.C.} = 5$ хвилин.

Загальний час, хв.

$$t_{\text{ш}} = t_0 + t_{B.C.} = 6,15 + 5 = 11,15. \quad (3.32)$$

Сумарний час на обробку вала, хв., складає

$$t = 11,5 + 6,67 + 92,29 + 10,01 + 7,67 + 7,05 = 135,19. \quad (3.33)$$

Сумарний час на обробку вала склав 135 хв

4 БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ

4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів під час роботи вібраційного катка

Безпека життєдіяльності під час проєктування, виготовлення, технічного обслуговування та експлуатації дорожньо-будівельних машин є важливою умовою забезпечення надійної роботи техніки та збереження життя і здоров'я обслуговуючого персоналу. Вібраційний каток належить до машин підвищеної небезпеки, оскільки під час його роботи одночасно діють значні статичні навантаження, динамічні збурення, вібрація, шум, підвищена температура асфальтобетонної суміші, рухомі механізми та гідравлічні системи під тиском.

У бакалаврській роботі розглядається розроблення конструкції вібровальця вібраційного катка для ущільнення асфальтобетону. Вібровалець є основним робочим органом машини, який безпосередньо взаємодіє з ущільнюваним матеріалом і передає на нього статичне та динамічне навантаження. Саме тому при його проєктуванні необхідно враховувати не лише міцність і працездатність конструкції, а й вимоги безпечної експлуатації, технічного обслуговування та ремонту [6, 7, 12].

Основними небезпечними та шкідливими виробничими факторами під час роботи вібраційного катка є:

- механічна небезпека, пов'язана з рухом машини, обертанням вальця, роботою приводу, зубчастих передач, муфт, валів, підшипникових вузлів і дебалансного віброзбуджувача;
- небезпека травмування працівників у зоні руху катка, особливо під час маневрування, руху заднім ходом, роботи поблизу бровок, укосів, бордюрів, люків, траншей та інших перешкод;

ГММ.301пММ.021-00.00.000 ПЗ					БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Літ.	Лист	Листів
Розроб.		Мороз		14.06	Н	68	
Перев.		Васильєв		15.06			
Керівник					Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		
Н. контр.		Васильєв		18.06			
Затв.		Отисенко		18.06			

- підвищений рівень вібрації, який передається від вібровальця на раму машини, робоче місце оператора та навколишнє середовище;
- підвищений рівень шуму, що виникає внаслідок роботи двигуна, гідравлічної системи, вібробуджувача та контакту вальця з ущільнюваним шаром;
- небезпека руйнування елементів вібровальця або вібробуджувача внаслідок дії циклічних навантажень, дисбалансу, втомного руйнування, недостатньої міцності зварних швів або ослаблення болтових з'єднань;
- небезпека витoku робочої рідини з гідравлічної системи, що може призвести до втрати керованості, зниження ефективності гальмування, пожежної небезпеки або травмування персоналу струменем рідини під тиском;
- термічна небезпека, пов'язана з роботою біля гарячої асфальтобетонної суміші, нагрітих елементів двигуна, гідросистеми та вихлопної системи;
- погіршення видимості робочої зони оператором, особливо під час роботи в темну пору доби, у міських умовах, біля іншої дорожньої техніки або транспорту;
- небезпека перекидання або втрати стійкості катка під час роботи на ухилах, біля країв насипів, на нерівній основі або при різкому маневруванні.

Процес ущільнення асфальтобетону потребує дотримання заданих технологічних режимів, оскільки якість покриття залежить від температури суміші, швидкості руху катка, кількості проходів, амплітуди та частоти вібрації [1, 2, 13, 14]. Однак підвищення інтенсивності вібраційної дії не повинно призводити до зниження безпеки машини. Тому конструкція вібровальця має забезпечувати рівномірну передачу коливань, надійне кріплення дебалансів, захист підшипникових вузлів, зменшення вібраційного впливу на оператора та недопущення руйнування деталей під час експлуатації.

4.2 Вимоги безпеки до конструкції вібровальця та вібраційного катка

Під час розроблення конструкції вібровальця необхідно дотримуватися принципів безпечного проєктування машин. Конструкція повинна бути такою, щоб небезпеки усувалися або зменшувалися ще на етапі проєктування. Для цього необхідно передбачати достатню міцність деталей, надійність з'єднань, захист рухомих елементів, зручність технічного обслуговування та безпечний доступ до вузлів, які потребують періодичного контролю.

До основних конструктивних вимог безпеки вібровальця належать:

- забезпечення достатньої міцності обичайки вальця, бокових дисків, валів, опорних елементів, підшипникових вузлів і зварних з'єднань;
- виконання перевірочних розрахунків деталей, які сприймають статичні, динамічні та циклічні навантаження;
- надійне кріплення дебалансів на валу вібробуджувача з урахуванням дії відцентрових сил;
- забезпечення співвісності вала, підшипників і корпусних деталей для недопущення додаткових динамічних навантажень;
- захист обертових частин, зубчастих передач, муфт та інших рухомих елементів кожухами або конструктивними огороженнями;
- застосування стопорних пристроїв, контргайок, шплінтів, фіксаторів різьби або інших засобів для запобігання самовідгвинчуванню кріпильних елементів під дією вібрації;
- можливість безпечного змащування, огляду та заміни підшипників без демонтажу значної частини конструкції;
- недопущення гострих кромek, виступів і незахищених елементів, які можуть спричинити травмування під час обслуговування;
- забезпечення герметичності корпусів підшипникових вузлів і захисту їх від пилу, вологи, бітумних забруднень та абразивних частинок;

– забезпечення балансування вібраційного механізму після виготовлення та складання.

Особливу увагу необхідно приділяти вібробудувачу, оскільки він працює в умовах значних циклічних навантажень. Дебаланси повинні мати надійне кріплення, а матеріал вала має забезпечувати достатній запас міцності на згин, кручення та втому. У разі порушення балансування або ослаблення кріплень можуть виникати підвищені динамічні навантаження, які призводять до руйнування підшипників, пошкодження обичайки вальця або виходу з ладу гідроприводу.

Для зниження вібраційного впливу на раму катка та робоче місце оператора необхідно передбачати застосування амортизаторів або пружних елементів між вібровальцем і рамою машини. Такі елементи повинні забезпечувати передачу необхідного зусилля на ущільнюваний матеріал і водночас обмежувати передачу шкідливих коливань на несучу систему машини. У конструкціях дорожніх котків широко застосовуються амортизатори, які відокремлюють вібраційний валець від рами і підвищують комфорт та безпеку роботи оператора [3, 6, 8, 12].

Робоче місце оператора має забезпечувати добру оглядовість зони руху, органів керування, країв вальця та ділянки ущільнення. Органи керування повинні бути розміщені зручно, мати чітке маркування та не допускати випадкового вмикання вібрації або зміни напрямку руху. Машина має бути обладнана звуковим сигналом, дзеркалами або камерами огляду, світловими приладами, проблісковим маячком, стоянковим і робочим гальмом.

Перед початком роботи оператор повинен перевірити:

- справність гальмівної системи;
- справність рульового керування;
- стан гідравлічних рукавів, з'єднань і відсутність витоків робочої рідини;

- надійність кріплення вібровальця, амортизаторів, підшипникових вузлів і захисних кожухів;
- рівень палива, мастила та робочої рідини;
- справність світлової та звукової сигналізації;
- відсутність сторонніх осіб у зоні роботи катка;
- стан робочого майданчика, наявність перешкод, ухилів, люків, траншей і небезпечних зон.

Під час роботи катка забороняється перебування людей перед вальцем, позаду машини та в зоні її маневрування. Особливо небезпечним є рух заднім ходом, тому він повинен виконуватися лише після перевірки вільності робочої зони. У разі обмеженої видимості необхідно залучати сигнальника або використовувати додаткові засоби огляду.

Під час ущільнення асфальтобетонної суміші слід дотримуватися технологічних режимів роботи катка. Надмірна швидкість руху або неправильне вмикання вібрації можуть погіршити якість ущільнення та створити додаткові небезпечні навантаження на конструкцію. Вмикання вібрації доцільно виконувати лише після початку руху катка, а вимикання — до повної зупинки, щоб уникнути локального переущільнення шару та надмірного динамічного навантаження на конструкцію вальця.

Робота на ухилах повинна виконуватися з урахуванням стійкості машини. Не допускається різке гальмування, різка зміна напрямку руху, рух уперек значних ухилів або робота біля нестійких країв насипу. Під час роботи поблизу траншей, люків, бордюрів та інших перешкод необхідно зменшувати швидкість і забезпечувати безпечну відстань від краю.

4.3 Заходи безпеки під час технічного обслуговування, ремонту та надзвичайних ситуацій

Технічне обслуговування вібраційного катка повинно виконуватися тільки після повної зупинки машини, вимкнення двигуна, зняття тиску в гідравлічній системі та фіксації машини від самовільного руху. Якщо роботи виконуються під піднятим елементом або біля вальця, необхідно застосовувати надійні механічні упори. Забороняється виконувати ремонтні операції при працюючому двигуні, увімкненій вібрації або під час руху машини.

Під час технічного обслуговування вібровальця необхідно контролювати:

- стан обичайки та відсутність тріщин, вм'ятин, місцевих деформацій або надмірного зносу;
- стан зварних швів і кріпильних елементів;
- справність підшипникових вузлів, наявність мастила та відсутність перегріву;
- стан амортизаторів і пружних елементів;
- герметичність ущільнень;
- відсутність сторонніх шумів і підвищеної вібрації під час роботи;
- надійність кріплення дебалансів, валів, муфт і кожухів;
- стан гідравлічних рукавів, штуцерів і з'єднань.

Під час роботи з гідравлічною системою необхідно враховувати, що робоча рідина може перебувати під високим тиском. Перед розбиранням гідроліній потрібно повністю зняти тиск у системі. Забороняється перевіряти витікання рідини рукою, оскільки струмінь під тиском може спричинити тяжкі травми. Для перевірки герметичності слід використовувати картон, папір або інші безпечні засоби.

Під час виконання зварювальних або ремонтних робіт необхідно очистити поверхні від бітуму, мастила, палива та інших горючих матеріалів. Робоче місце має бути забезпечене первинними засобами пожежогасіння. Особливу увагу необхідно приділяти пожежній безпеці, оскільки дорожня техніка працює поблизу гарячої асфальтобетонної суміші, паливної системи, мастильних матеріалів і нагрітих елементів двигуна.

Для запобігання пожежам необхідно:

- не допускати витоків палива, мастила та гідравлічної рідини;
- регулярно очищувати двигун, глушник, гідравлічні вузли та корпусні елементи від пилу, бітуму і мастильних забруднень;
- не залишати промаслені ганчірки на машині;
- не виконувати заправлення паливом при працюючому двигуні;
- не палити біля паливної системи та під час заправлення;
- забезпечити наявність справного вогнегасника на машині або поблизу робочої зони.

Під час роботи оператора необхідно використовувати засоби індивідуального захисту: спецодяг, сигнальний жилет, захисне взуття, рукавиці, захисні окуляри під час ремонтних робіт, а за потреби — протишумові навушники або вкладиші. У темну пору доби робоча зона повинна бути достатньо освітлена, а машина має бути обладнана справними фарами, габаритними вогнями та проблісковим маячком.

У разі виникнення аварійної ситуації оператор повинен негайно зупинити каток, вимкнути вібрацію, заглушити двигун, увімкнути стоянкове гальмо та повідомити відповідальних осіб. До аварійних ситуацій належать: різке збільшення вібрації, поява стороннього шуму у вальці, перегрів підшипників, витік гідравлічної рідини, відмова гальм, втрата керованості, займання, руйнування елементів конструкції або поява людей у небезпечній зоні.

Висновки

У бакалаврській роботі розглянуто питання розроблення конструкції вібровальця вібраційного катка для ущільнення асфальтобетону. Виконаний аналіз технологічного процесу ущільнення асфальтобетонних сумішей показав, що якість дорожнього покриття значною мірою залежить від раціонального вибору параметрів ущільнення, зокрема маси катка, швидкості руху, частоти та амплітуди коливань, кількості проходів і конструкції робочого органа. Встановлено, що вібровалець є одним із основних вузлів дорожнього катка, який безпосередньо впливає на ефективність передачі статичного та динамічного навантаження на ущільнюваний шар.

Проведено огляд існуючих конструкцій дорожніх і вібраційних катків, а також схем уключувальних робочих органів. Визначено, що для ущільнення асфальтобетонних покриттів найбільш доцільним є застосування гладковальцевого вібраційного катка, який поєднує дію власної ваги машини та збуджуючої сили віброзбуджувача. На основі аналізу конструктивних рішень обґрунтовано вибір конструкції вібровальця з внутрішнім віброзбуджувачем дебалансного типу, опорними підшипниковими вузлами, приводом обертання вальця та системою амортизації для зменшення передачі коливань на раму машини.

У розрахунковій частині роботи виконано кінематичний, тяговий і силовий розрахунки, визначено основні параметри приводу ходу та приводу вібровальця, оцінено тягові можливості машини, швидкісні режими роботи, параметри вібрації та навантаження на основні елементи конструкції. Розрахунки підтвердили працездатність запропонованої конструкції та можливість забезпечення необхідних режимів ущільнення асфальтобетонної

					ГММ.301пММ.021-00.00.000 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Висновки	Лім.	Лист	Листів
Розроб.	Мороз			14.06		Н		
Перев.	Васильєв			18.06				
Керівн.								
Н. контр.	Васильєв			18.06				
Затв.	Орисенко			18.06				
						Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		

суміші. Також виконано перевірку окремих елементів вібровальця, зокрема підшипникових вузлів, боковин рами та кріпильних з'єднань, що підтвердило достатню міцність і надійність конструкції за прийнятих умов експлуатації.

У розділі з безпеки життєдіяльності визначено основні небезпечні та шкідливі фактори, які виникають під час експлуатації вібраційного катка: механічні небезпеки, підвищений рівень шуму і вібрації, дія гарячої асфальтобетонної суміші, небезпека від гідравлічної системи та ризик травмування у зоні руху машини. Запропоновано заходи щодо безпечної експлуатації, технічного обслуговування та ремонту вібровальця. Дотримання цих вимог забезпечує зниження виробничих ризиків, підвищення надійності машини та безпечне виконання робіт з ущільнення асфальтобетонного покриття.

Список літератури

1. Коваль Д. П. Забезпечення раціональних технологічних режимів ущільнення асфальтобетонних сумішей в шарах дорожнього одягу як основа підвищення їхньої довговічності : кваліфікаційна робота магістра : 192 Будівництво та цивільна інженерія. Харків : ХНАДУ, 2022. 62 с.
2. Остапенко О. В. Дослідження існуючих методів ущільнення асфальтобетону в лабораторних умовах та їх порівняння з результатами виробничого ущільнення : дипломна робота магістра. Харків : ХНАДУ, 2023. 60 с.
3. Моделювання конструктивних параметрів нових моделей дорожніх котків. ДП «Національний інститут розвитку інфраструктури» : вебсайт.
4. Кравець А. М. Будівельні та колійні машини : навчальний посібник. Харків : УкрДУЗТ, 2016.
5. Терновий В. І. Ущільнення ґрунтів у будівництві : навчальний посібник. Київ : КНУБА, 2016. 130 с.
6. Кузенко Л. М., Кузенко Д. В., Вантух З. З., Панюра Я. Й. Дорожньо-будівельні машини : навчальний посібник. Київ : Видавничий дім «Кондор», 2021. 236 с.
7. Будівельна техніка : підручник / О. Г. Онищенко, В. О. Онищенко, С. Л. Литвиненко, Б. О. Коробко. 2-ге вид., перероб. і доп. Київ : Кондор-Видавництво, 2017. 424 с.
8. Дорожній каток (ґрунтовий) KRON SC8 <https://st-c.com.ua/product/dorozhniy-katok-gruntovyy-kron-sc8/>
9. Сукач М. К., Горбатюк Є. В., Марченко О. А. Синтез землерийної і дорожньої техніки. Київ : Ліра-К, 2016. 376 с.
10. Сукач М. К. Практикум з визначення навантажень машин. Київ : Ліра-К,

					ГММ.301пММ.021-00.00.000 ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дат	Список літератури		
Розроб.	Мороз			14.06			
Перев.	Васильєв			18.06			
Керівник							
Н. контр.	Васильєв			18.06			
Затв.	Орисенко			19.06	Лім. Лист Листів		
					Н		
					Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		

2017. 184 с.

11. Хмара Л. А., Кравець С. В., Скоблюк М. П. Машины для земляних робіт : підручник / за заг. ред. Л. А. Хмари, С. В. Кравця. Харків : Фавор, 2014. 548 с.

12. Фомін А. В., Костенюк О. О., Тетерятник О. А., Боковня Г. І. Машины і обладнання для будівництва, утримання і ремонту доріг : навчальний посібник. Київ : КНУБА, 2005. 125 с.

13. Савенко В. Я., Славінська О. С., Лисенко О. П. Основи технології будівництва доріг : навчально-методичний посібник. Київ : НТУ, 2006. 247 с.

14. Савенко В. Я., Славінська О. С., Фещенко Г. М., Каськів В. І. Технологія будівництва автомобільних доріг в прикладах : для курсового та дипломного проектування. Київ : НТУ, 2003. 377 с.

15. Сторчак В. В., Фоменко О. О. Особливості дорожньо-ремонтних робіт у міських умовах // Будівництво та експлуатація автомобільних доріг : матеріали конференції. Харків : ХНАДУ, 2024. С. 150–154.

16. Костін Д. Ю. Наукові основи забезпечення колієстійкості асфальтобетонних шарів дорожнього одягу : дисертація. Харків : ХНАДУ, 2020.

					ГММ.301пММ.021-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
				<u>Документація</u>		
A1			ГММ.301пММ.021-02.00.000СК	<u>Складальне креслення</u>	2	
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	ГММ.301пММ.02102.01.000СК	Валець	1	
		2	ГММ.301пММ.02102.02.000СК	Опора	1	
		3	ГММ.301пММ.02102.01.000СК	Щит	1	
		4	ГММ.301пММ.02102.04.000СК	Кронштейн	1	
		5	ГММ.301пММ.02102.05.000СК	Прижим	1	
		6	ГММ.301пММ.02102.06.000СК	Кронштейн	1	
		7	ГММ.301пММ.02102.07.000СК	Стопор	4	
		8	ГММ.301пММ.02102.08.000СК	Амортизатор	10	
		9	ГММ.301пММ.02102.09.000СК	Фланець	1	
		10	ГММ.301пММ.02102.10.000СК	Фланець	1	
		11	ГММ.301пММ.02102.06.000СК	Комплект вала	1	
				<u>Деталі</u>		
		12	ГММ.301пММ.02102.06.012	Кришка	1	
		13	ГММ.301пММ.02102.06.013	Кришка	1	
		14	ГММ.301пММ.02102.06.014	Втулка	1	
		15	ГММ.301пММ.02102.06.0015	Болт	80	
		16	ГММ.301пММ.02102.06.016	Кришка	1	
		17	ГММ.301пММ.02102.06.017	Штіфт	2	
		18	ГММ.301пММ.02102.06.0018	Болт	6	
				ГММ.301пММ.021-02.00.000		
Зм	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Вібровалець	
Розроб.	Мороз			14.06		
Перев.	Васильєв			18.06		
Ч. контр.	Васильєв			18.06		
Ватв.	Орисенко			19.06	2026 р.	
					Літ.	Лист
					Н	Листів
						1
						4

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка	
		19	ГММ301пММ.021-02.02.019	Болт	12		
		20	ГММ301пММ.021-02.02.020	Болт	8		
A3		21	ГММ301пММ.021-02.02.021	Шестерня	1		
A3		22	ГММ301пММ.021-02.02.022	Стакан	1		
		23	ГММ301пММ.021-02.02.023	Кришка	1		
		24	ГММ301пММ.021-02.02.024	Втулка	1		
		25	ГММ301пММ.021-02.02.025	Прокладка	1		
		26	ГММ301пММ.021-02.02.026	Втулка	1		
		27	ГММ301пММ.021-02.02.027	Притискувач	2		
		28	ГММ301пММ.021-02.02.028	Пробка	2		
		29	ГММ301пММ.021-02.02.029	Шайба	12		
		30	ГММ301пММ.021-02.02.030	Шпилька	12		
		31	ГММ301пММ.021-02.02.031	Гайка	12		
		32	ГММ301пММ.021-02.02.032	Гайка	12		
		33	ГММ301пММ.021-02.02.033	Шайба	12		
		34	ГММ301пММ.021-02.02.034	Втулка зубчата	1		
		35	ГММ301пММ.021-02.02.035	Втулка зубчата	1		
		36	ГММ301пММ.021-02.02.036	Втулка	1		
		37	ГММ301пММ.021-02.02.037	Шайба	1		
		38	ГММ301пММ.021-02.02.038	Шайба	1		
		39	ГММ301пММ.021-02.02.039	Кільце	1		
A3		40	ГММ301пММ.021-02.02.040	Колесо зубчате	1		
		41	ГММ301пММ.021-02.02.041	Болт	10		
				Стандартні вироби			
				Болти			
		43		M10-g6x25.58.019	2		
		44		M12-g6x30.58.019	1		
				ГММ.301пММ.021-02.00.000			Лист
							2
Зм	Лист	№ докум.	Підп.	Дата			

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка	
		45		M16-g6x50.109.40X.58.019	56		
		46		M20x1.5g6x90.109.40X.58.019	12		
		47		Гайка M20x1.5-6H. 5.019	12		
				Шайби			
		48		10.65Г.019	2		
		49		12.65Г.019	6		
		50		16.65Г.018	56		
		51		20.65Г.019	7		
				Шайби			
		52		20.02.019	12		
		53		Шплінт 4x40	12		
		54		Кільце A200	1		
		55		Кільце A320	1		
				Кільця			
		56		080-090-58-2-4	2		
		57		280-290-58-2-4	1		
		58		310-320-58-2-4			
		59		380-380-58-2-4	1		
		60		230-240-58-2-4	2		
		61		Маслянка 1.2 Ц6,Хр			
		62		Підшипник 42630			
		63		Підшипник 100940	2		
		63		Підшипник 100940	2		
		64		Підшипник 230	2		
				Матеріали			
		65		<u>Дріт 2-0-С</u>			
				ГММ.301пММ.021-02.00.000			Лист
							3
Зм	Лист	№ докум.	Підп.	Дата			

МАРШРУТНО-ОПЕРАЦІЙНА КАРТА

технологічного процесу виготовлення дебалансного вала

Карта складена для виготовлення вала приводу вібратора дорожнього катка. Заготовка прийнята з круглого гарячекатаного прокату Ø185×1410 мм зі сталі 45. Основними робочими поверхнями є посадочні шийки під підшипники, поверхні під передачу крутного моменту, паз та різьбова частина М64. Орієнтовна сумарна трудомісткість механічної обробки становить 135 хв.

1. Вихідні дані

	Показник	Значення
Найменування деталі		Дебалансний вал вібратора вальця дорожнього катка
Матеріал		Сталь 45, гарячекатаний круглий прокат нормальної точності
Заготовка		Круг Ø185×1410 мм
Основне обладнання		Токарно-гвинторізний верстат 16K20; відрізний верстат; фрезерний верстат; круглошліфувальний верстат
Базування		У центрах; за потреби з використанням нерухомого люнета для зменшення прогину нежорсткої заготовки
Контроль		Штангенциркуль, мікрометр, індикатор годинникового типу, калібр різьбовий М64, шаблон фасок, контроль шорсткості

2. Маршрутна карта технологічного процесу

№ опер.	Назва операції	Короткий зміст операції	Обладнання	Інструмент і оснащення	Контроль	Тшт, хв
005	Заготівельна	Отримати прокат Ø185 мм, перевірити марку сталі, відрізати заготовку довжиною 1410 мм, зачистити задирки.	Відрізний верстат, дискова пилка	Дискова пилка, призми, упори, лінійка	Довжина заготовки, перпендикулярність торців	7,05

010	Токарна підготовча	Установити заготовку в патроні; підрізати торці; виконати центрувальні отвори з двох боків.	Верстат 16K20	Патрон, центріровочне свердло, різець підрізний	Якість торців, співвісність центрів	17,68
015	Токарна чорнова	Обточити зовнішні поверхні з припуском під чистову обробку; сформувати основні уступи Ø170, Ø150, Ø112, Ø64.	Верстат 16K20	Центри, нерухомий люнет, прохідний різець T5K10	Діаметри після чорнового точіння, биття, припуски	у складі 92,29
020	Токарна чистова	Виконати чистове точіння робочих поверхонь; проточити канавки, фаски 3,2×30° , підготувати різбову частину M64.	Верстат 16K20	Прохідні, підрізні, канавкові та різбові різці	Діаметри, довжини уступів, фаски, різьба M64	92,29
025	Фрезерна	Профрезерувати паз на поверхні 7 згідно з кресленням; зняти задирки після фрезерування.	Фрезерний верстат	Фреза Ø80 мм, лещата або призматичне пристосування	Ширина, глибина і розташування паза	6,67

030	Термічна	Виконати термічну обробку для забезпечення твердості 227...256 HB; після охолодження провести огляд заготовки.	Термічна піч	Підвіски, термопара, твердіромір	Твердість, відсутність тріщин і значного викривлення	за нормами цеху
035	Шліфувальна	Шліфувати посадочні шийки під підшипники та інші точні поверхні до розміру і потрібної шорсткості.	Круглошліфувальний верстат	Шліфувальний круг, центри, люнет	Діаметри, овальність, конусність, шорсткість	11,15
040	Слюсарна	Зняти гострі кромки, зачистити задирки, промити деталь, підготувати до остаточного контролю.	Верстак слюсарний	Напилки, шліфувальна шкурка, щітка, мийна ванна	Відсутність задирок і забруднень	орієнтовно 5
045	Контрольна	Виконати остаточний контроль розмірів, форми, взаємного розташування поверхонь і якості обробки.	Контрольний стіл	Мікрометр, штангенциркуль, індикатор, калібри	Відповідність кресленню та технічним умовам	орієнтовно 5

Примітка. Операції 015 і 020 у розрахунках можуть об'єднуватися як загальна токарна обробка з орієнтовним часом 92,29 хв. Сумарний час механічної обробки за наведеними розрахунками становить приблизно 135 хв.

3. Операційна карта

Операція 005. Заготівельна

№ переходу	Зміст переходу	База та закріплення	Інструмент	Режим обробки / дані	Контроль
1	Установити круглий прокат Ø185 мм на відрізний верстат.	У призмах або затискному пристрої	Упор, лінійка	$L_{заг} = 1410$ мм	Перевірити положення упора
2	Відрізати заготовку дисковою пилкою.	За торцем прокату	Дискова пилка	$S_{хв} = 91,7$ мм/хв; $S_{зв.х} = 5000$ мм/хв	Контроль довжини
3	Зачистити задирки на торцях.	Вручну	Напилок, шліфувальна шкурка	Без гострих кромок	Візуальний контроль

Операція 010. Токарна підготовча

№ переходу	Зміст переходу	База та закріплення	Інструмент	Режим обробки / дані	Контроль
1	Закріпити заготовку в патроні, виставити виліт.	Патрон верстата 16K20	Ключ патрона, індикатор	Биття мінімізувати перед обробкою	Індикаторний контроль
2	Підрізати перший торець.	По зовнішній поверхні заготовки	Підрізний різець	$D = 185$ мм; $V = 70$ м/хв; $S = 0,05$ мм/об	Площинність торця
3	Перевернути заготовку, підрізати другий торець у розмір.	Патрон, упор	Підрізний різець	$L = 1410$ мм	Довжина деталі

4	Засвердлити центрові отвори з двох боків.	У патроні, задня бабка	Центрівочне свердло Ø5 мм	$V = 100 \text{ м/хв}; S = 0,3 \text{ мм/об}$	Якість центрових отворів
---	---	------------------------	---------------------------	---	--------------------------

Операція 020. Токарна чорнова і чистова

№ переходу	Зміст переходу	База та закріплення	Інструмент	Режим обробки / дані	Контроль
1	Установити вал у центрах із застосуванням люнета.	Центрові отвори, нерухомий люнет	Центри, люнет	Забезпечити жорсткість $L/D > 15$	Биття заготовки
2	Чорнове точіння основної поверхні Ø170 мм на довжині 1080 мм.	У центрах	Прохідний різець T5K10	t до 5 мм; $V = 105 \text{ м/хв}; S = 0,4 \text{ мм/об}$	Діаметр після чорнового точіння
3	Чистове точіння поверхні Ø170 мм.	У центрах	Прохідний чистовий різець	$V = 120 \text{ м/хв}; S = 0,15 \text{ мм/об}$	Ø170, довжина 1080 мм
4	Обточити шийки Ø150 мм, Ø112 мм і Ø64 мм згідно з кресленням.	У центрах	Прохідний і підрізний різці	Контроль довжин 112; 28; 32 мм	Мікрометр, штангенциркуль
5	Проточити канавки, уступи та фаски $3,2 \times 30^\circ$.	У центрах	Канавковий і фасочний різці	Фаски виконати без задирок	Шаблон фасок
6	Нарізати або підготувати різбову частину M64.	У центрах	Різбовий різець / плашка за технологією цеху	Різьба M64	Різбовий калібр

Операція 025. Фрезерна

№ переходу	Зміст переходу	База та закріплення	Інструмент	Режим обробки / дані	Контроль
1	Установити вал у призматичне пристосування на фрезерному верстаті.	Призми, упори	Прихвати, індикатор	Виставити вісь паза	Контроль положення
2	Профрезерувати паз на поверхні 7.	За зовнішньою циліндричною поверхнею	Фреза Ø80 мм	$V = 25 \text{ м/хв}$; $S = 1,4 \text{ мм/об}$	Ширина і глибина паза
3	Зняти задирки після фрезерування.	Вручну	Напилек, шліфувальна шкурка	Без гострих кромek	Візуально

Операція 035. Шліфувальна

№ переходу	Зміст переходу	База та закріплення	Інструмент	Режим обробки / дані	Контроль
1	Установити вал у центрах круглошліфувального верстата.	Центрові отвори	Центри, лонет	Перевірити биття перед шліфуванням	Індикатор
2	Шліфувати посадочні шийки під підшипники.	У центрах	Шліфувальний круг	$S = 10 \text{ мм/об}$; $V = 30 \text{ м/хв}$; $h = 0,1 \text{ мм}$	Мікрометр, контроль шорсткості
3	Виконати проміжний і остаточний контроль овальності та конусності.	Контрольні призми	Мікрометр, індикатор	Відповідно до креслення	Запис у карту контролю

4. Зведення трудомісткості

№	Операція	Норма часу, хв
1	Відрізування заготовки	7,05
2	Підрізання торців	7,67
3	Центрування двох торців	10,01
4	Токарна обробка	92,29
5	Фрезерування паза	6,67
6	Шліфування	11,15
7	Разом механічна обробка	≈135

Розроблена маршрутно-операційна карта забезпечує послідовне виготовлення вала від отримання заготовки до остаточного контролю. Основними вимогами під час обробки є збереження співвісності поверхонь, контроль биття, забезпечення точності посадочних шийок і якості пазової та різьбової ділянок.