

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ЛІСОТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ

Навчально-науковий інститут інженерної механіки, автоматизації
та комп'ютерно-інтегрованих технологій

Кафедра аграрної та лісової інженерії

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи на тему

Обґрунтування раціональних конструкційних та експлуатаційних параметрів автогрейдера для спорудження доріг промислових підприємств

Виконав: студент групи ІН-61м
спеціальності 133 Галузеве
машинобудування,
освітньо-професійної програми
Промисловий інжиніринг
Паснак А. Т.

Керівник: Рудько І. М.

Рецензент: Удовицький О. М.

м. Львів – 2025

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ЛІСОТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ

Навчально-науковий інститут інженерної механіки, автоматизації та комп'ютерно-інтегрованих технологій
Кафедра аграрної та лісової інженерії
Рівень вищої освіти другий (магістерський) рівень
Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
Освітньо-професійна програма Промисловий інжиніринг

ЗАТВЕРДЖУЮ

В. о. завідувача кафедри АЛІ

 доцент Бакай Б. Я.

“ 02 ” жовтня 2025 року

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Паснаку Андрію Теодоровичу

1 Тема роботи I.8 Обґрунтування раціональних конструкційних та експлуатаційних параметрів автогрейдера для спорудження доріг промислових підприємств

керівник роботи Рудько Ігор Михайлович, канд. техн. наук, доцент
затверджені наказом ректора університету від 29.07.2025 р. № С-462

2 Термін подання студентом роботи 16.12.2025 р.

3 Вхідні дані до роботи: базове підприємство – ТОВ “МОНОЛІТ-ЕКО”,
кількість мостів автогрейдера із керованими колесами – 1, кількість мостів автогрейдера із рухомими колесами – 3, загальна кількість мостів автогрейдера – 3; привод робочих органів – гідравлічний; привод керування поворотними колесами – гідравлічний; максимальна транспортна швидкість руху автогрейдера – 45 км/год; максимальна швидкість руху під автогрейдера час виконання земляних робіт – 10 км/год; максимальний поздовжній ухил автодороги промислового підприємства – 60‰; маса автогрейдера – до 15 т

4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):

1 Основні тенденції розвитку, особливості конструкцій та експлуатації автогрейдерів

2 Обґрунтування раціональних конструкційних параметрів автогрейдера

- 3 Обґрунтування раціональних експлуатаційних параметрів автогрейдера
- 5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
- 1 Загальний вигляд автогрейдера (1×3×3) (1 аркуш)
 - 2 Міст передній автогрейдера (1 аркуш)
 - 3 Конструкційні деталі (3 аркуші)
 - 4 Мультимедійна презентація в середовищі Microsoft Office PowerPoint

6 Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Рудько І. М., доцент	 02.10.25/р.	 20.10.25/р.
2	Рудько І. М., доцент	 02.10.25/р.	 17.11.25/р.
3	Рудько І. М., доцент	 02.10.25/р.	 15.12.25/р.

7 Дата видачі завдання 02.10.2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

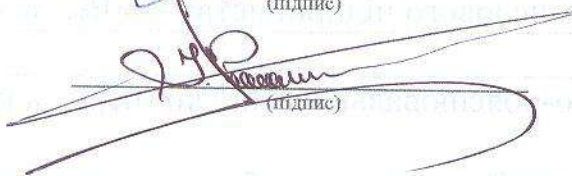
Ч. ч.	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційної роботи	Примітка
1	Основні тенденції розвитку, особливості конструкцій та експлуатації автогрейдерів	02.10.2025 ... 20.10.2025 р.	
2	Обґрунтування раціональних конструкційних параметрів автогрейдера	21.10.2025 ... 17.11.2025 р.	
3	Обґрунтування раціональних експлуатаційних параметрів автогрейдера	18.11.2025 ... 08.12.2025 р.	
4	Формування висновків та оформлення кваліфікаційної роботи	09.12.2025 ... 15.12.2025 р.	

Студент


(підпис)

Паснак А. Т.

Керівник роботи


(підпис)

Рудько І. М.

РЕФЕРАТ

Випускна кваліфікаційна робота магістра: 95 с., 3 ч., 1 табл., 24 рис., 6 дод., 15 джерел.

Тема роботи – “Обґрунтування раціональних конструкційних та експлуатаційних параметрів автогрейдера для спорудження доріг промислових підприємств”.

АВТОГРЕЙДЕР, КОНСТРУКЦІЯ, ПАРАМЕТРИ, ЕКСПЛУАТАЦІЯ.

Об’єкт дослідження – конструкційні та експлуатаційні параметри автогрейдера.

Мета роботи – обґрунтувати раціональні конструкційні та експлуатаційні параметри автогрейдера, призначеного для спорудження доріг промислових підприємств.

Методи дослідження – методи механіки, конструювання, інженерії.

Відзначено особливості транспортної інфраструктури промислових підприємств, основні тенденції розвитку конструкцій грейдерів та їхніх вузлів, а також технології будівництва дорожніх об’єктів з застосуванням грейдерної техніки. Опрацьовано питання охорони праці, довкілля та безпеки у складних виробничих ситуаціях під час експлуатування грейдерів.

Обґрунтовано конструкційні параметри автогрейдера (потужність двигуна, геометрію відвала, тип коліс тощо), проведено кінематичні і тягові розрахунки, а також розрахунки елементів конструкцій автогрейдера на міцність і довговічність. Сконструйовано привод ряду механізмів керування.

Обґрунтовано тягово-зчіпні характеристики й експлуатаційні параметри автогрейдера (колію, базу, положення центра ваги тощо). Виконано інженерні розрахунки щодо впливу експлуатаційних навантажень на автогрейдер.

Обґрунтовано параметри подовжньої і поперечної стійкості автогрейдера.

Обчислено проектну продуктивність автогрейдера під час спорудження ґрунтової основи доріг промислових підприємств з урахуванням його фактичних робочих швидкостей руху на ділянці гону.

ABSTRACT

Master's degree graduation thesis: 95 p., 3 ch., 1 tbl., 24 ill., 6 add., 15 literature sources.

Thesis topic – “Substantiation of the motor grader rational structural and operational parameters for the industrial enterprises roads construction”.

MOTOR GRADER, DESIGN, PARAMETERS, OPERATION.

Study subject – design and operational parameters of the motor grader.

Research objective – to substantiate the rational design and operational parameters of the motor grader intended for the for the industrial enterprises roads construction.

Research methods – methods of mechanics, design, engineering.

The features of the industrial enterprises transport infrastructure, the main trends in the development of grader structures and their components, as well as the technology of road construction using grader equipment are noted. The issues of labor protection, environment and safety in difficult production situations during the operation of graders are considered.

The design parameters of the motor grader (engine power, blade geometry, wheel type, etc.) were substantiated, kinematic and traction calculations were performed, and the structural elements of the motor grader were tested for strength and durability. A drive for a number of control mechanisms was designed.

The traction and coupling characteristics and operational parameters of the motor grader (track, base, center of gravity, etc.) are substantiated. Engineering calculations were performed to determine the impact of operational loads on the motor grader.

The parameters of the longitudinal and transverse stability of the motor grader are substantiated.

The design productivity of the motor grader during the construction of the subgrade of industrial enterprises roads was calculated, taking into account its actual operating speeds on the haulage section.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
1 ОСНОВНІ ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ, ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЙ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ АВТОГРЕЙДЕРІВ	9
1.1 Особливості виробничої транспортної інфраструктури промислових підприємств	9
1.2 Технології промислового виробництва з застосуванням грейдерів	11
1.3 Аналіз конструкційних та експлуатаційних параметрів автогрейдерів, основні тенденції розвитку конструкцій та вузлів	16
1.4 Охорона праці, навколишнього середовища та безпека в надзвичайних ситуаціях	24
2 ОБГРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ КОНСТРУКЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ АВТОГРЕЙДЕРА	27
2.1 Потужність двигуна автогрейдера	27
2.2 Геометрія робочого органу	28
2.3 Тип коліс автогрейдера	29
2.4 Кінематичні розрахунки	29
2.4.1 Робочий режим руху автогрейдера	29
2.4.2 Транспортний режим руху автогрейдера	32
2.5 Розбивання передатних чисел трансмісії й перевірка достатності потужності двигуна автогрейдера	33
2.6 Розрахунок приводу механізмів керування	35
2.6.1 Розрахунок механізму підіймання-опускання відвала	35
2.6.2 Розрахунок механізму повороту відвала	41
2.6.3 Розрахунок механізму нахилання коліс	45
2.7 Розрахунок елементів конструкції автогрейдера на міцність і довговічність	47
2.7.1 Розрахунок тягової рами автогрейдера	47
2.7.2 Розрахунок основної рами автогрейдера	52

3 ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ АВТОГРЕЙДЕРА	58
3.1 Обґрунтування колії, бази та положення центра ваги автогрейдера	58
3.2 Тягово-зчіпні характеристики автогрейдера	60
3.3 Тягові розрахунки	64
3.4 Інженерні розрахунки автогрейдера на дію граничних експлуатаційних навантажень	67
3.4.1 Інтенсивне заглиблення відвала в ґрунтову основу до повного зупинення автогрейдера в стопорному режимі	67
3.4.2 Режим динамічного контакту відвала автогрейдера з важкопереборною перешкодою	67
3.5 Параметри поздовжньої і поперечної стійкості автогрейдера	76
3.6 Проєктна продуктивність автогрейдера у процесі спорудження доріг промислових підприємств	79
ВИСНОВКИ	83
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	84
ДОДАТКИ	86

ВСТУП

Капіталовкладення у галузеве машинобудування – це перевірена світовим досвідом практика економічного розвитку промисловості. Спорудження нових доріг промислових підприємств та поліпшення якості наявних дорожніх мереж сприяє впровадженню нових транспортних маршрутів, раціональному розміщенню продуктивних сил, ефективнішому використанню матеріальних ресурсів держави. Натепер зношена дорожня інфраструктура промислових підприємств України є однією з невирішених проблем в напрямку підвищення конкурентоспроможності держави на зовнішніх ринках. Це, насамперед, пов'язано з тим, що тривалий час на промислових підприємствах України переважала практика фінансування дорожньої інфраструктури за залишковим принципом, виходячи із оперативних фінансових можливостей.

Автогрейдери є одними з основних машин як для дорожнього, так і для цивільного будівництва. З використанням грейдерів можливе виконання низки спеціальних технологічних операцій, зокрема й під час спорудження автомобільних і залізничних доріг промислових підприємств, – це і зведення земляного полотна, формування корита і розроблення бокових резервів, профілювання та планування опорних поверхонь, укосів насипів і виїмок, розрівнювання та транспортування ґрунту чи будівельних матеріалів. На промислових підприємствах автогрейдери також інтенсивно застосовують для виконання технологічних операцій, пов'язаних з сезонним утриманням дорожньої мережі. Тому широкий спектр виконуваних операцій дає змогу успішно конкурувати грейдерам з іншими землерийно-транспортувальними машинами.

Натепер на вітчизняному ринку дорожньої будівельної техніки є понад 20 компаній, які виготовляють та обслуговують автогрейдери різних типів: Komatsu, Caterpillar, John Deere, Volvo, HBM-Nobas тощо. Останнім часом на ринку дорожньої техніки з'являються інші компанії, які займають свою нішу за рахунок пропозицій дешевих машин з мінімально необхідним функціоналом (Shantui, SEM, LiuGong, XGMA, DingSheng TianGong тощо).

1 ОСНОВНІ ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ, ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЙ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ АВТОГРЕЙДЕРІВ

1.1 Особливості виробничої транспортної інфраструктури промислових підприємств

Якість відомчих автомобільних доріг в Україні значно відрізняється на окремих ділянках транспортних мереж і залежить, здебільшого, від їх важливості. Натепер більшість магістральних автодоріг знаходяться у відносно задовільному стані, але ряд окремих ділянок доріг промислових підприємств перебувають в незадовільному (аварійному) стані. При цьому наявні обсяги фінансування дорожнього будівництва не є достатніми для належного відновлення пошкоджених ділянок транспортних мереж.

Загалом щільність доріг в Україні становить $0,28 \text{ км/км}^2$ (в США – $0,71 \text{ км/км}^2$, у Китаї – $0,48 \text{ км/км}^2$, у Японії – $3,23 \text{ км/км}^2$, у Німеччині – $1,81 \text{ км/км}^2$, у Великобританії – $1,71 \text{ км/км}^2$, у Франції – $1,92 \text{ км/км}^2$, у Італії – $0,83 \text{ км/км}^2$). Крім того, за показником якості вітчизняні автодороги посідають останні щаблі у міжнародних рейтингах (відповідно до даних World Economic Forum у довоєнний період українські шляхи посідали 123 місце зі 137 країн світу, на рівні Зімбабве й Коста-Ріки).

Наслідками неналежно розвиненої дорожньої інфраструктури вітчизняних промислових підприємств є:

- зниження інвестиційної привабливості держави: наявність більш як 90% доріг незадовільної якості та недостатньо розвинута транспортна інфраструктура відштовхують вітчизняних та іноземних інвесторів, що стримує економічний розвиток держави);
- зростання логістичних витрат промислових підприємств й сервісних компаній перевізників – це, зрештою, призводить до зростання вартості промислової продукції і перекладання витрат на кінцевого споживача;
- зростання витрат на ремонткування транспортних засобів унаслідок поганої якості доріг – машини частіше ламаються;
- зростання витрат на паливе – у порівнянні з європейськими компаніями

в Україні прокладають на 20-30% довші маршрути;

- транспортні затори й надлишкове навантаження на довкілля;
- зростання аварійності й смертності на автодорогах (у 5-6 разів більше, ніж в європейських країнах) – унаслідок тривалого дискомфорту в процесі руху нерівними дорогами з ямами, вибоїнами, коліями, заторами, де водії витрачають в процесі руху багато часу.

Слід зазначити, що протяжність наявної дорожньої мережі в Україні не корелює з рівнем ВВП, а при наявних економічних показниках грошових коштів є недостатньо, причому як на будівництво нових доріг, так і на підтримання наявної транспортної мережі.

Однією з причин неналежного стану доріг є проблеми з їхньою технічною експлуатацією унаслідок суттєвого збільшення транспортних вантажопотоків та перевищення допустимих навантажень. На виробництві інколи маса вантажівок досягає 100 *t* за умови максимально допустимої маси у 40 *t*. (подальше ремонтування 1 км дороги в середньому вартує 10-15 *млн грн*, рис. 1.1). Також вагомою причиною поганої якості доріг промислових підприємств є недостатнє використання підрядниками сучасних технологій і техніки з урахуванням різних типів дорожніх покриттів (рис. 1.2).



Рисунок 1.1 – Структура витрат промислових підприємств на виконання дорожньо-будівельних робіт, млн грн



Рисунок 1.2 – Структура автомобільних доріг промислових підприємств за типом покриття

1.2 Технології промислового виробництва з застосуванням грейдерів

Земляні роботи є найбільш трудомісткими процесами дорожнього будівництва. Загалом для спорудження 1 м^3 промислового дорожнього об'єкта виконують понад $1,5\text{-}2 \text{ м}^3$ земляних робіт, вартість земляних робіт при цьому складає 10-15% від загальної вартості виконання будівельно-монтажних робіт. У процесі будівництва автодоріг автогрейдером виконують такі земляні роботи:

- розроблення виїмок, зокрема траншей і котлованів;
- спорудження насипів, зокрема підсипання території, дорожнього полотна, засипання котлованів та траншей, будівництво дорожнього корита, кюветів, виїмок;
- планування і профілювання поверхонь доріг;
- прокладання гравійних чи ґрунтових автодоріг;
- розрівнювання та транспортування на невеликі відстані ґрунту, гравію чи щебеню;
- очищення доріг і площ від снігу.

Грейдерами пошарово розробляють і переміщують ґрунти I-III категорій на будмайданчиках, переміщують дорожньо-будівельні матеріали, влаштовують та профілюють полотно автодоріг, споруджують невисокі насипи і виїмки різного профілю, засипають траншеї та ями, очищують будівельні майданчики і дороги.

За цільовим призначенням автогрейдери класифікують як самохідні

машини, що виконують окремі землерийно-транспортні операції.

В цілому конструкція автогрейдера містить базову машину з наявною колісною ходовою частиною, а також комплект грейдерного устаткування. Автогрейдери є одним з найбільш універсальних типів дорожньої спеціальної техніки, які виконують широкий спектр робіт в галузі будівництва, сільського господарства та промисловості.

Для виконання перелічених робіт автогрейдери використовують з метою збільшення продуктивності й у найкоротші строки виконувати завдання, котрі вимагають значних матеріально-технічних затрат та трудових ресурсів.

Залежно від потужності і продуктивності машин класифікують автогрейдери на легкий, середній і важкий класи, кожен їх них більшою-меншою мірою пристосований до виконання певного переліку й обсягу робіт (рис. 1.3). Можливість купити автогрейдер, який ідеально підходить для виконання поставлених завдань дозволяє оптимізувати фінансові витрати на придбання машини і виключити надмірні експлуатаційні витрати.

Грейдери належать до класу землерийно-транспортувальних машин. Їхній робочий орган – це відвал, котрий пристосований для виконання робіт з планування та профілювання поверхні місцевості.

Грейдери і автогрейдери широко застосовують у дорожньому промисловому будівництві для:

- планування дорожніх основ під час будування земляного полотна доріг;
- спорудження земляного полотна з бокових резервів у рівнинній й слабогорбистій місцевостях (для насипів заввишки до 0,5-0,75 м);
- пошарового розрівнювання ґрунту насипів під час експлуатування інших землерийних машин;
- улаштування водовідвідних каналів;
- планування узбіч та укосів у виїмках і насипах;
- переміщення ґрунтових мас та дорожніх будівельних матеріалів у процесі утримання та ремонтування ґрунтових і гравійних автодоріг;

▪ меліоративного, іригаційного, гідротехнічного, автомобільного й залізничного будівництва.

а



б



Рисунок 1.3 – Малогабаритний легкий автогрейдер SEM915 (а) та автогрейдер ДЗ-250 важкого типу (б)

Для автогрейдерів і грейдерів робочий режим характеризують відносно низькі швидкості руху (порядку 3-4,5 км/год). Холостий пробіг виконують в швидкісному режимі до 15 км/год, а транспортна швидкість в середньому сягає 30-45 км/год.

Автогрейдери й грейдери, як правило, працюють гоні завдовжки 1-2 км,

визначеному фронтом робіт.

Роботу грейдера характеризують два режими руху: тяговий чи робочий, а також транспортний. Під час тягового або робочого режиму роботи автогрейдер ріже та переміщає ґрунт чи виконує інші види робіт, під час транспортного режиму роботи автогрейдер здійснює рух з піднятим відвалом на холостому ході уздовж робочої ділянки або переїжджає з одного промислового об'єкта на інший. Для тягового режиму руху автогрейдера характерні велике тягове зусилля й малі швидкості руху, а для транспортного режиму руху автогрейдера – великі швидкості руху і мале тягове зусилля.

Для визначення опорів, котрі виникають у процесі робочого режиму руху машини під час різання й переміщення ґрунту автогрейдером, потрібно врахувати тип ґрунту, його характеристику, розміри відвала та кути його встановлення, вагу машини.

Продуктивність автогрейдера обґрунтовують залежно від його основних параметрів, зокрема геометрії ножа та відвала, номінальної потужності двигуна, тягового зусилля на колесах і умов роботи (типу ґрунту, технологічних параметрів тощо). Продуктивність автогрейдера вимірюють обсягом зрізаного і переміщеного ґрунту упродовж одиниці часу або протяжністю чи площею спрофільованого покриття автодороги.

Використання грейдерів і автогрейдерів дає найбільший економічний ефект під час спорудження насипів заввишки до 0,6-0,7 м. Зазначені машини виконують, в основному, три основні операції: зрізування, переміщення й розрівнювання ґрунту, зокрема на операцію переміщення ґрунту з резерву припадає 65-75% загального числа проходів машини.

Переміщення ґрунту і його укладання виконують, в основному, способами, зазначеними на рис. 1.4. У виробничих умовах насипи зводять пошарово з поступовим нарощуванням їхньої висоти. Якщо темп потоку зі спорудження земляного полотна автодороги є набагато більшим, ніж темпу потоку із спорудження дорожнього одягу, а ущільнювати кожен відсипаний шар ґрунту немає потреби, то вали в тілі насипу укладають впритиск один до одного без

зазору – у такому разі насип ущільнюється під час природного осідання ґрунту. За потреби подальшого ущільнення тіла насипу вали ґрунту укладають вріввпритиск з розрівнюванням й врозбіг.

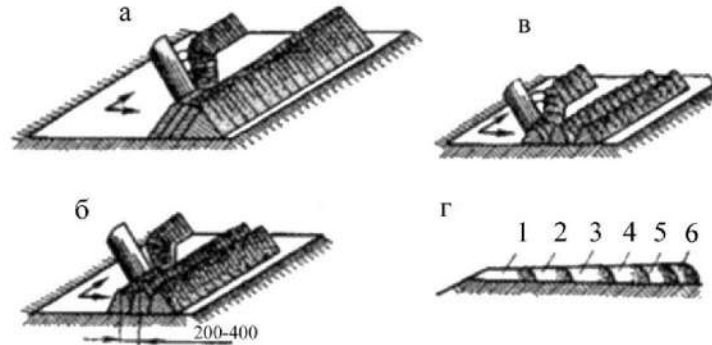


Рисунок 1.4 – Схеми укладання валів ґрунту в тілі насипу:

а – впритиск без зазору; б – вріввпритиск; в – врозбіг;

г – розташування валів під час зведення насипу

Вали першого шару ґрунту укладають шляхом нарощування від краю насипу до його осі; при цьому перший вал переміщують до межі насипу й частково розрівнюють, а другий вал переміщують через перший, третій - через другий і т. д. з частковим розрівнювання кожного валу. У другому шарі вали вкладають вріввпритиск, починаючи від осі насипу до узбіччя, а останні вали по ширині земляного полотна автодороги укладають впритиск.

Для запобігання руйнівній дії ґрунтових та поверхневих вод грейдерами улаштовують водовідвідні канали з обох боків дороги. Під час профілювання ґрунтових доріг з бічних каналів грейдером зрізують ґрунт і переміщують його до осі дороги з подальшим розрівнюванням та наданням необхідного поперечного ухилу поперечному профілю.

Як основний робочий орган у грейдерів є відвал, оснащений ножем, котрий зрізує і переміщає ґрунт в поперечному напрямку відносно руху грейдера. Специфіка виконання профілювальних робіт зумовлює й характерну особливість грейдерів – рухомість відвала, який встановлюють під різними кутами відносно напрямку руху, виносять в бік відносно поздовжньої осі машини і встановлюють під відповідним кутом у вертикальній площині.

Завдячуючи зазначеним особливостям, грейдерами не тільки розрівнюють ґрунт, але й достатньо легко надають земляному полотну потрібний профіль. Окрім профілювання, грейдери зводять невеликі насипи, планують майданчики та укоси, розрівнюють й переміщують уздовж дорожнього полотна гравійні та щебеневі матеріали, пісок, влаштовують корито у земляному полотні, прокладають на гірських схилах тераси, усувають сніг з поверхні полотна дороги, а також виконують комплекс робіт з утримання, ремонтування та відновлення ґрунтових чи гравійних доріг.

На будівництві відомчих доріг промислові підприємства застосовують різні методи організації робіт. Натепер найбільш прогресивним є потоковий метод. Іноді будівництво доріг організують шляхом виконання частини робіт (як правило, великої) потоковим методом, а частини робіт – непотоковим методом.

У виробничій практиці для виконання лінійних дорожньо-будівельних робіт відповідно до встановленої технологічної послідовності організують такі спеціалізовані потоки:

- 1) будівництво тимчасових і постійних дорожніх споруд;
- 2) розчищення дорожньої смуги та інші підготовчі роботи;
- 3) будівництво малих штучних споруд;
- 4) спорудження земляного полотна;
- 5) будівництва основи і покриття дорожнього одягу;
- 6) облаштування дороги.

Механізовані бригади, котрі виконують роботи в спецпотоках, мають у своєму складі, зазвичай, постійний склад машин і робітників.

1.3 Аналіз конструкційних та експлуатаційних параметрів автогрейдерів, основні тенденції розвитку конструкцій та вузлів

На причіпні і самохідні (автогрейдери) грейдери класифікують за способом приведення їх у рух.

Причіпні грейдери різних типів влаштовані, здебільшого, однаковим чином і різняться лише будовою конструкцій ряду механізмів та деталей, що

служать для встановлення грейдера чи його окремих складників у те чи інше робоче положення.

Грейдери класифікують на:

- причіпні, напівпричіпні й самохідні;
- легкі, середні та важкі: у легких грейдерів відвал завдовжки 2500-3000 мм, у середніх 3000-3500 мм, у важких 3500-4500 мм; робоча маса у легких грейдерів – не більш як 3 т, у середніх – не більш як 12 т, у важких – до 15 т і більше;
- за типом керування машиною: з ручним, механічним і гідравлічним приводом;
- за типом керування робочим органом: з механічним, гідравлічним, комбінованим, редукторно-гідравлічним або пневмоелектричним керуванням;
- за типом ходової частини: з металевими колесами і з гумовими автошинами.
- за системою ходового обладнання: з двома і трьома колісними осями.

Для всіх автогрейдерів встановлюють основну колісну формулу такого типу: АХВХВ, де А – кількість осей з керованими колесами; Б – кількість осей з приводними колесами, В – загальна кількість осей.

Відвал є основним робочим органом грейдерів; додатковими робочими органами причіпних грейдерів є укісники та планувальники укосів, подовжувач відвалу тощо. Подовжувач встановлюють на відвал грейдера під час переміщення й розрівнювання великих обсягів ґрунту, що дозволяє розробляти ділянки доріг з широкими смугами руху, раціонально використовувати потужність базової машини й підвищити продуктивність.

У промислових масштабах випускають автогрейдери з дизельними двигунами потужністю 35, 54, 92, 140 і 250 к. с.

Легкі грейдери й автогрейдери, здебільшого, застосовують для виконання робіт з утримання та ремонтування доріг, а важкі грейдери (будівельного призначення) – для будівництва доріг.

Сучасні автогрейдери випускають за типовою схемою у виді самохідних

тривісних машин, оснащених повноповоротним відвалом та гідравлічною системою керування робочим органом (рис. 1.5).

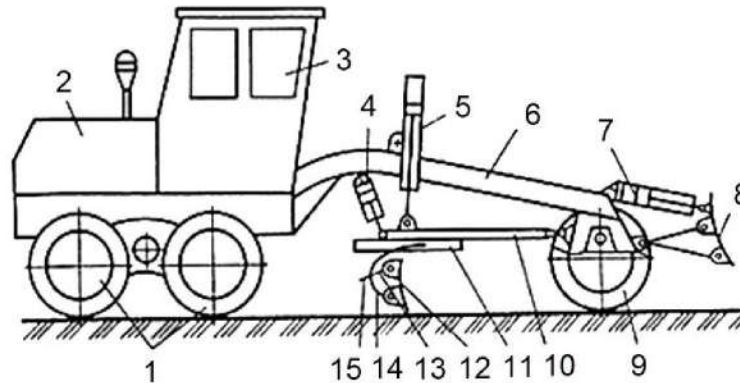


Рисунок 1.5 – Конструкційна схема автогрейдера: 1 – задній міст; 2 – двигун внутрішнього згорання; 3 – кабіна оператора; 4 – гідроциліндр зміщення тягової рами у поперечному напрямку; 5 – гідроциліндри підймання, опускання та повертання тягової рами відносно поздовжньої осі; 6 – основна рама; 7 – гідроциліндр підймання та опускання бульдозерного відвала; 8 – бульдозерний відвал; 9 – передній міст; 10 – тягова рама; 11 – круг поворотний; 12 – відвал; 13 – напрямні; 14 – кронштейни; 15 – гребінки зубчасті

Усі вузли і агрегати автогрейдера змонтовані на основній рамі 6. Двигун внутрішнього згорання 2 встановлений ззаду, а перед ним встановлено кабіну оператора 3. На рамі змонтовано також елементи передач й гідравлічне устаткування. На передній частині ваги встановлено за допомогою поперечно-балансирної підвіски на шарнірі з поздовжньою віссю передній міст 9 із пневматичними керованими колесами. Задній міст 1 виконано двоколісним, з установленими на поперечній осі коробки зміни передач колесами. Тягову раму 10 прикріплено до основної рами 6 за допомогою кульового шарніра. Тягову раму 10 можна піднімати, опускати й обертати навколо поздовжньої осі грейдера за допомогою двох гідроциліндрів. Повертають раму шляхом втягування штока одного з гідроциліндрів 5 та висування штока іншого гідроциліндра 5 (рис. 1.6). Окрім цього, за допомогою гідроциліндра 4 тягову раму можна зсувати вбік відносно поздовжньої осі грейдера. Круг поворотний

11 встановлюють на тяговій рамі, де закріплюють відвал 12. Поворотний круг приводять в рух за допомогою силової передачі (гідромотор – редуктор – відкрита зубчаста передача). Така будова автогрейдера дає можливість регулювати кут різання, переміщувати допомогою гідроциліндрів відвал вздовж осі грейдера, установлювати відвал під довільним кутом в плані, змінювати зазначений кут у поперечному напрямку до 18° і в бік, опускати, піднімати та переміщати відвал вбік. Стійкість автогрейдера унаслідок силового впливу на нього поперечної сили від встановленого під кутом відвала та переміщення його уздовж стрімкого схилу забезпечують боковим компенсувальним нахилом передніх коліс.



Рисунок 1.6 – Повертання тягової рами автогрейдера за допомогою гідравлічних циліндрів

Керують переднім мостом грейдера за допомогою рульового колеса. Нахиляють колеса автогрейдера за допомогою гідроциліндрів, один кінець яких закріплено на цапфі переднього балансира, а інший їхній кінець – на кронштейні. У процесі роботи гідроциліндра лівий кронштейн повертають навколо осі, а штангою повертають правий кронштейн. Обоє кронштейнів нахиляють колеса через осі маточини.

Відвал є основним робочим органом грейдера. З додаткового обладнання на машину монтують бульдозерні відвали, снігоочисники, киркувальники, укісники, подовжувачі відвалу. Відвал автогрейдера виготовляють з листової сталі, яку згинають по відповідному радіусу та встановлюють на тяговій рамі. У

нижній частині відвала закріплюють болтами нижній ніж, а з боків відвала закріплюють бокові ножі. Відвал переміщують у напрямних гідроциліндром, який кріплять до одного з двох кульових пальців (залежно від того, в яку сторону потрібно переміщати відвал).

Кути встановлення відвала загалом відіграють вагоме значення для енергоємності процесу різання ґрунтів і продуктивності роботи автогрейдера. Кут захоплення – це кут між поздовжньою віссю автогрейдера й поздовжньою віссю його відвала. Кут захоплення в цілому впливає на ширину захвату поверхні автодороги, швидкість і енергоємність процесу різання і переміщення ґрунту уздовж шляху. Під час різання ґрунту відвалом автогрейдера встановлюють оптимальні з позиції енергоємності кути захоплення (у межах $35-45^\circ$). Кут нахилу (кут зарізування) визначають як поперечний нахил відвала до поверхні ґрунту і встановлюють механізмом підймання і опускання для кожного кінця відвала на потрібну висоту (при зарізуванні – не більш як $15-20^\circ$, при облаштувальних роботах – не більш як 18°). Кут різання утворює між собою передня площина ножа і ґрунтова поверхня. Кут різання встановлюють залежно від виду робіт й характеристик ґрунту (при різанні ґрунтів $\approx 30^\circ$, при плануванні ґрунтів $\approx 60-70^\circ$).

У виробничих умовах з метою точного і швидкого встановлення відвала під необхідними кутами застосовують спеціальні кутоміри (рис. 1.7).



Рисунок 1.7 – Застосування магнітного цифрового кутоміра з кутовим датчиком для встановлення відвала автогрейдера під необхідними кутами

На виробництві усі вимірювання проводять при повному зупиненні автогрейдера.

Інколи на автогрейдерах застосують роликові відвали. У стандартних відвалах для можливості встановлення роликів вирізають спеціальні віконця. Загалом поверхня роликів повторює поверхню відвалу. Вузли кріплення роликів, редуктор і гідромотор привода обертання роликів встановлюють на тиловому боці відвала, щоб не створювати додаткових опорів. Практика експлуатування автогрейдерів, оснащених роликовими відвалами, показує, що опір ґрунту переміщенню у такому разі значно зменшуються (за рахунок заміни тертя ковзання відвалом на тертя кочення роликових підшипників), а також є додаткові енерговитрати на примусовий привод роликів.

Тягову раму виготовляють у виді коробчастої зварювально-ливої конструкції. За допомогою кульового шворня, який кріплять пальцем, тягову раму у передній частині грейдера з'єднують за допомогою опори і шпильок із головкою основної рами. Для змащування шарнірів слугують маслянки. У задній частині грейдера тягову раму підвішують до основної рами двома тягами підйому й однієї тягою виносу. Тяги підйому приєднують до зовнішньої конструкції кульовим пальцем, а тягу виносу – пальцем до внутрішньої конструкції. На конструкційній площині встановлюють редуктор повертання відвала, шестерня котрого перебуває у зачепленні з зовнішнім вінцем (зубчастого типу) повноповоротного кола. Башмаки, встановлені на прокладках, кріплять до тягової рами поворотний круг. Передній рухомий башмак кріплять до конструкції болтами. Відвал грейдера встановлюють на кронштейни. Така будова тягової рами й конструкція поворотного круга забезпечують можливість повороту відвала грейдера на 360°.

Як додаткові робочі органи автогрейдера використовують киркувальник-розпушувач (застосовуваний для розпушування та кришіння щільних ґрунтів і киркування гравійно-щебених покриттів автодоріг у процесі їх ремонтування), бульдозерне устаткування та снігоочисники. Розпушувач-киркувальник встановлюють, здебільшого, у задній частині відвала або у

передній частині грейдера з приводом від спеціальних гідроциліндрів. Подібним чином спереду на кронштейні хребтової балки основної рами встановлюють бульдозерне робоче устаткування й снігоочисники.

У напрацьованій системі планово-попереджувальних ремонтів грейдерів пріоритетне значення надають технічному обслуговуванню, яке включає в себе систему профілактичних заходів і реалізується з метою запобігання поломок, зменшення зношування запчастин і підвищення експлуатаційного періоду роботи землерийно-транспортувальних засобів.

Технічне обслуговування грейдерів містить такі основні складники: зовнішнє обслуговування; кріпильні роботи; контроль і регулювання; виявлення і усунення несправностей; змащування деталей; заправка машин.

Технічне обслуговування грейдерів залежно від періодичності й обсягу виконуваних робіт класифікують на такі види:

- щозмінне технічне обслуговування, котре виконують упродовж робочої зміни;
- періодичне технічне обслуговування, котре виконують через певні визначені відтинки часу залежно від напрацювання машини;
- сезонне технічне обслуговування, котре виконують у процесі підготовки рейдера до зимового чи літнього експлуатування.

Щомісячне технічне обслуговування виконують до початку зміни і після закінчення зміни. Оскільки на більшості промислових підприємств парк машин є невеликим, то немає потреби в одному місці організувати роботу окремих бригад з технічного обслуговування. Для технічних засобів, котрі в кінці зміни приїжджають на базу, або перебувають віддалено на відстані не більш як 20 км, технічне обслуговування здійснює бригада в централізованій майстерні. Для устаткування, яке багато часу працює у польових умовах, інколи організують роботу мобільної ремонтної бригади.

У процесі періодичного технічного обслуговування складають місячні плани, де зазначають день чи зміну виконання робіт і тип проведеного обслуговування.

Фактично біля 50% усього обсягу робіт під час технічного обслуговування припадає на операції змащування вузлів й деталей грейдера. Значний вплив на якість операції змащування мають умови роботи й регламентне дотримання чистоти при виконанні змащування. Наприклад, перед змащуванням або заправленням вузлів грейдера необхідно очистити пробки заливних отворів та зони навколо них. Під час заправлення машин прес-маслянками мастило нагнітають доти, доки воно не виступить через отвори змащувального пристрою чи конструкції. На виробництві суворо регламентують дотримання оптимального рівня мастила, котре заливають у ємності, оскільки і надлишок, і нестача мастила негативно впливають на роботу машини.

Для підвищення рівня ефективності проведених змащувальних операцій у відповідних інструкціях з використання наводять спеціальні таблиці і карти, де зазначають точки змащування, найменування змащувальних матеріалів та періодичність робіт.

Особливості проведення сезонного технічного обслуговування визначаються порами року. Перед початком осінньо-зимового періоду в обов'язковому порядку проводять технічне обслуговування: обробляють задній міст, баки й картери коробки передач, балансири. Ємності наповнюють відповідними мастилами зимових сортів, заряджають високощільним електролітом акумуляторні батареї й утеплюють їх повстяними чи іншими спецпрокладками. До охолоджувальної системи заливають антифриз, передчасно промивши патрубки, радіатори й блокову сорочку.

Перед початком сезону весна-літо теж виконують технічне обслуговування: замінюють охолоджувальну рідину та мастило, заливають в акумулятори електроліт. У весняно-літній період грейдери працюють в умовах підвищеного забруднення, тому у процесі їх експлуатації значну увагу приділяють обслуговуванню повітроочисників.

Якщо тривалий час грейдери не використовують, то їх встановлюють на зберігання. Під час короткочасного встановлення на зберігання грейдери в чистому і заправленому стані захищають від опадів й бруду. Під час тривалого

зберігання грейдери законсервовують, встановлюючи техніку під навісом в неопалювальній зоні.

1.4 Охорона праці, навколишнього середовища та безпека в надзвичайних ситуаціях

У процесі спорудження чи ремонтування автодоріг на промислових підприємствах насамперед дають загальну екологічну характеристику робочої зони і розробляють оцінку впливу на навколишнього середовище, а також заходи щодо збереження природного ландшафту й водоохоронних об'єктів, відзначаючи чи споруджувана / ремонтвана ділянка дороги не перетинає археологічних пам'яток, територіальних заповідних зон, цінних лісових насаджень, наземних шляхів міграції тварин, заболочених територій, ґрунтових ерозійних зон тощо.

Розрахункові шумові характеристики для потоків транспортних засобів, здебільшого, не повинні перевищувати 85 дБ. Максимальні можливі величини рівня шуму на 20-річну перспективу експлуатування автодоріг зазвичай не повинні перевищувати 90 дБ, щоб не потрібно було вживати додаткових заходів щодо захисту прилеглих територій від шуму.

У плані геохімічного забруднення придорожніх територій в багатьох випадках відзначають наявність у ґрунті свинцю, який є у продуктах згоряння пального, а також у застосовуваних будівельних матеріалах й хімічних речовинах. Загалом у ґрунті гранично допустима концентрація свинцю не має перевищувати 20 мг/кг. Для більшості споруджуваних дорожніх об'єктів на 20-річну перспективу наявність свинцю у ґрунті буде складатиме орієнтовно 7 мг/кг (що в цілому не перевищує встановлену ГДК).

Під час укладання грейдерами дорожніх одягів допустимо використовувати щебеневі матеріали, у котрих сумарна питома активність природних радіонуклідів не більша ніж 1350 Бк/кг.

Загалом правилами технічної експлуатації грейдерів рекомендовано:

- не використовувати грейдери для виконання будь-яких інших операцій, окрім планувальних, профілювальних та інших земляних робіт;

- у процесі роботи персоналу використовувати засоби захисту, наприклад, захисні окуляри, взуття зі сталевими носками та шоломи;
 - перед транспортуванням грейдера перевірити надійність кріплень до буксирувального транспортного засобу;
 - не допускати сторонніх людей до керування грейдерами;
 - не перевозити на грейдерах будь-які вантажі;
 - використовувати грейдер лише при достатньому освітленні, як правило, денному;
 - не експлуатувати грейдери на схилах стрімкістю понад 15 °;
 - не лагодити електродвигуни або інші електричні пристрої самостійно;
 - перевіряти робочі частини на грейдері перед кожним їхнім використанням на випадок виявлення зношених ділянок чи зламаних деталей
 - використовувати запасні частини лише ті, які рекомендовані виробником.
 - трактористи та грейдеристи повинні вивчити та постійно мати при собі інструкції з техніки безпеки, без чого вони не можуть бути допущені до роботи на машинах та їх обслуговування;
 - до керування грейдерами допускають осіб, які мають посвідчення на право керування та обслуговування цих машин;
 - під час роботи машин на всіх небезпечних ділянках повинні бути розміщені на видному місці відповідні попереджувальні надписи;
 - під час руху грейдера заборонено заливати мастило, регулювати або ремонтувати вузли машини, сідати на грейдер та виходити з грейдера;
 - не залишати грейдер на певний час з працюючим двигуном або на дорозі вночі без попереджувального сигналу (червоний ліхтар) чи охорони;
 - переїжджати через штучні споруди лише після перевірки їх стану з урахуванням вантажопідйомності штучної споруди та ваги грейдера;
- У період виконання землерийно-транспортувальних робіт грейдером необхідно дотримуватися таких правил охорони праці:
- під час руху грейдера категорично заборонено видаляти коріння та

каміння з-під ножа або укісника, а також переходити через буксирний трос чи ланцюг, сидіти на осях та рамі машини;

- буксирні ланцюги та троси повинні мати причіпні серезжки та гаки – не дозволено використовувати буксирні троси і ланцюги з вузлами;
- розвертання грейдера наприкінці ділянок або на стрімких поворотах при переїздах здійснюють на першій швидкості;
- під час проїзду ґрунтовими дорогами зі значним ухилом (до 100‰), причіпні грейдери жорстко зчіплюють з трактором-тягачем і для гальмування використовують ножі;
- розрівнюють ґрунт на свіжонасипаних та неогороджених насипах висотою понад 1,5 м з особливою обережністю – до брівки під'їжджають не ближче ніж на 0,5 м;
- під час підйому машини домкратами забезпечують стійке положення грейдера, що запобігає його перекиданню – під колеса підкладають упори; піднімання окремих вузлів механізмів ломами не дозволено;
- залишати важкі деталі грейдера у нестійкому положенні не дозволено – робочий майданчик повинен бути чистим і звільненим від сторонніх предметів;
- знімають або встановлюють киркувальник або систему винесення ножа убік, а також інші важкі роботи, не менш як двоє робітників;
- під час роботи з акумулятором остерігаються попадання електроліту на тіло, одяг, взуття тощо, оскільки в електроліті міститься сірчана кислота, що руйнує шкірний покрив та тканини;
- обережно поводяться із сумішами для системи охолодження (антифризами), оскільки вони є сильно отруйними;
- запускає двигун грейдера безпосередньо сам машиніст – перед запуском двигуна вимикають муфту зчеплення, важіль перемикання коробки ставлять у нейтральне кладення, а машину загальмовують;
- під час технічного обслуговування та ремонту грейдера вживають заходів для запобігання його мимовільного переміщення, для чого укладають під колеса підкладки, опускають відвал на підкладки чи підпорки.

2 ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ КОНСТРУКЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ АВТОГРЕЙДЕРА

2.1 Потужність двигуна автогрейдера

Для автогрейдера з колісною формулою 1×3×3 потужність двигуна в *кВт* становитиме

$$N_{\text{дв}} = (9 \dots 9,2) \cdot m \cdot V_T = 9,0 \cdot 14 \cdot \frac{4,1}{3,6} = 143,5 \text{ кВт} \approx 195 \text{ к. с.}, \quad (2.1)$$

де m - маса автогрейдера, t ; $m = 14 \text{ т}$;

V_T - швидкість автогрейдера у процесі роботи на I передачі, *км/год*;
 $V_T = 4,1 \text{ км/год}$.

Приймаємо двигун марки Sisu 84 (Фінляндія) з такими технічними характеристиками:

- потужність двигуна $N_e = 158,1 \text{ кВт}$;
- кількість обертів двигуна $n_e = 1700 \text{ об/хв}$, $n_{\text{Метак}} = 1200 \text{ об/хв}$,
 $n_{\text{хх}} = 1870 \text{ об/хв}$;
- коефіцієнт пристосовності $\kappa_o = 1,15$.

Обертальний момент при номінальній потужності, *Н·м*

$$M_{eN} = \frac{N_e}{\omega_e} = \frac{158100}{177,9} = 888,7 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.2)$$

де ω_e – кутова швидкість, c^{-1} .

$$\omega_e = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1700}{30} = 177,9 \text{ c}^{-1}. \quad (2.3)$$

Максимальний обертальний момент, *Н·м*

$$M_{e\max} = \kappa_0 \cdot M_{eN} = 1,15 \cdot 888,7 = 1022 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.4)$$

2.2 Геометрія робочого органу

Довжина відвала автогрейдера, m

$$L = (0,7 \dots 0,76) \cdot \sqrt{m} + 1,2 = 0,76 \cdot \sqrt{14} + 1,2 = 4,04 \text{ м}. \quad (2.5)$$

З метою використання стандартної конструкції грейдерного відвала середнього класу приймаємо довжину відвала рівною 4 м.

Висота відвала, m

$$H \approx 0,2 L - 0,12 = 0,2 \cdot 4 - 0,12 = 0,68 \text{ м}. \quad (2.6)$$

Приймаємо остаточно висоту відвала рівною $H = 0,65 \text{ м}$.

Обґрунтовуємо величину радіуса поперечного профілю грейдерного відвала відповідно до наведеної схеми (рис. 2.1).

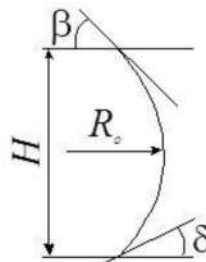


Рисунок 2.1 – Основні геометричні розміри профілю грейдерного відвала

Радіус профілю грейдерного відвала

$$R_o \approx \frac{H}{2 \sin \delta} = \frac{0,65}{2 \sin 40^\circ} = 0,5 \text{ м}, \quad (2.7)$$

де δ - кут різання відвала; $\delta = 30 \dots 45^\circ$;

β - кут перекидання ґрунту (рис. 2.1); $\beta = 45^\circ$.

2.3 Тип коліс автогрейдера

Тримальна статична здатність колеса, m

$$N_{ст} = \frac{m}{n} = \frac{14}{6} = 2,33 \text{ т}, \quad (2.8)$$

де n - кількість коліс автогрейдера, шт.; $n = 6$ шт.

Динамічне навантаження на колесо автогрейдера, m

$$N_{дин} = \kappa_{дин} \cdot N_{ст} = 2 \cdot 2,33 = 4,67 \text{ т}, \quad (2.9)$$

де $\kappa_{дин}$ - коефіцієнт динамічності; приймаємо $\kappa_{дин} = 2$.

Проектуємо використовувати пневматичні шини марки 16,00–24 з такими параметрами:

- діаметр шини $D_k = 1490 \pm 22$ мм;
- ширина шини $B = 435$ мм;
- статичний радіус колеса $r_{ст} = 0,672$ м;
- тиск повітря у шині $p_{ш} = 0,275$ МПа.

2.4 Кінематичні розрахунки

2.4.1 Робочий режим руху автогрейдера

Передачі автогрейдерів за призначенням поділяють на такі групи:

- робочі передачі – застосовують для копання й переміщення ґрунту робочим органом; ці передачі визначають тягові якості машини й ефективність розроблення ґрунту;
- транспортні передачі – використовують для перевезення ґрунту, а також для холостих пробігів автогрейдера; транспортні передачі характеризують швидкісні якості машини.

Як було визначено, передатне відношення трансмісії на першій робочій передачі становить $i_{pI} = 105$.

Згідно з рис. 2.2 загальне передатне відношення трансмісії буде рівне

$$i_{заг} = i_{кп} \cdot i_{хз} \cdot i_{ен} \cdot i_{бр} , \quad (2.10)$$

де $i_{кп}$ - передатне відношення коробки передач;

$i_{хз}$ - передатне відношення ходозменшувача;

$i_{ен}$ - передатне відношення головної передачі;

$i_{бр}$ - передатне відношення бортового редуктора.

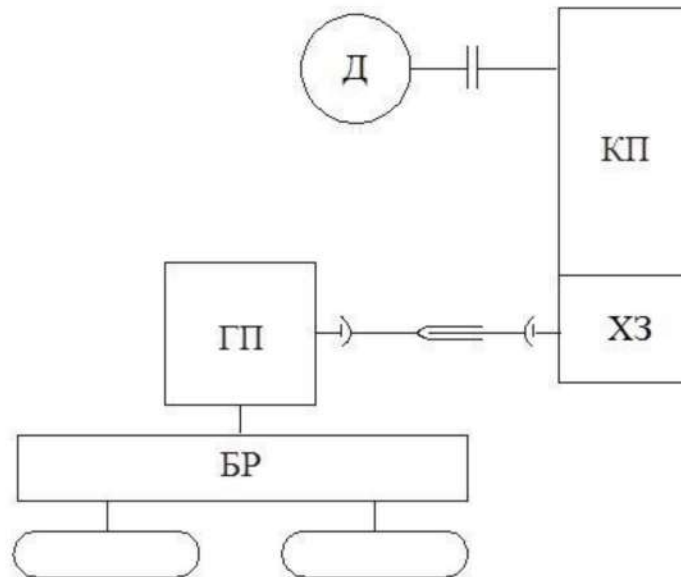


Рисунок 2.2 – Кінематична схема приводу автогрейдера

Підбираємо ряд передатних чисел для I, II і III передач автогрейдера з механічною трансмісією з умови однакової зміни обертового моменту двигуна на цих передачах, тобто у геометричному ряді

$$\frac{i_{mII}}{i_{mI}} = \frac{i_{mIII}}{i_{mII}} = \dots = \frac{i_{mn}}{i_{m(n-1)}} = q , \quad (2.11)$$

де i_{mII} , i_{mIII} - загальні передатні числа трансмісії приводу колісного рушія автогрейдера, відповідно, на другій і третій передачах;

q - знаменник геометричної прогресії;

n – кількість передач.

$$q = \sqrt[n-1]{\frac{P_{\kappa \min}}{P_{\kappa \max}}} = \sqrt[n-1]{\frac{V_{p \min}}{V_{p \max}}} = \sqrt[3-1]{\frac{46,59}{123,66}} = 0,6138, \quad (2.12)$$

де $P_{\kappa \max}$, $P_{\kappa \min}$ - колові сили на колісному рушії, відповідно, на першій і вищій передачах (тобто I і III);

$V_{p \max}$, $V_{p \min}$ - розрахункові швидкості руху колісного рушія, відповідно, на вищій і першій передачах.

Силу $P_{\kappa \min}$ визначаємо залежно від величини опору під час розчищення автогрейдером доріг промислових підприємств від снігу, тобто без урахування опору різанню ґрунту $P_{\kappa \min} = 46,59 \text{ кН}$.

Силу $P_{\kappa \max}$ визначаємо залежно від величини максимально можливого опору

$$P_{\kappa \max} = G_{зч} \cdot \varphi_{\max} = 137,4 \cdot 0,9 = 123,66 \text{ кН}, \quad (2.13)$$

де φ_{\max} - максимальний коефіцієнт зчеплення коліс автогрейдера з опорною поверхнею; $\varphi_{\max} \approx 0,9$.

Тоді передатні відношення трансмісії для II й III передач становитимуть

$$i_{pn} = i_{pl} \cdot q^{n-1}. \quad (2.14)$$

У такому разі

$$i_{pII} = 105 \cdot 0,6138 = 64,45;$$

$$i_{pIII} = 105 \cdot 0,6138^2 = 39,56.$$

Швидкості руху автогрейдера на II й III передачах

$$V_n = 3,6 \cdot \frac{2 \pi \cdot r_k \cdot n_{дв}}{60 i_n} . \quad (2.15)$$

У такому разі

$$V_{pII} = 3,6 \cdot \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,672 \cdot 1700}{60 \cdot 64,45} = 6,68 \text{ км/год} ;$$

$$V_{pIII} = 3,6 \cdot \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,672 \cdot 1700}{60 \cdot 39,56} = 10,88 \text{ км/год} .$$

2.4.2 Транспортний режим руху автогрейдера

З урахуванням можливостей балансірної підвіски приймаємо максимальну транспортну швидкість руху автогрейдера на вищій передачі (III)

$$V_{mp III} = 45 \text{ км/год} .$$

Тоді передатне відношення ходозменшувача становитиме

$$i_{xs} = \frac{V_{mp III}}{V_{p III}} = \frac{45}{10,88} = 4,14 . \quad (2.16)$$

Транспортні швидкості автогрейдера на I і II передачах

$$V_{mpn} = i_{xy} \cdot V_{pn} . \quad (2.17)$$

$$V_{mpI} = 4,14 \cdot 4,1 = 16,97 \text{ км/год} ;$$

$$V_{mpII} = 4,14 \cdot 6,68 = 27,65 \text{ км/год} .$$

Перевіримо, чи має змогу автогрейдер розвинути максимальну швидкість у процесі додання ухилу величиною 60% на автомобільній дорозі промислового підприємства

$$V_{\max} = \frac{N_{\text{дв}} \cdot \eta}{W_{\min}}, \quad (2.18)$$

де W_{\min} - мінімальний опір у процесі кочення коліс й подолання ухилу шляху, кН.

$$W_{\min} = G \cdot (f_a + 0,06) = 137,4 \cdot (0,015 + 0,06) = 10,3 \text{ кН}, \quad (2.19)$$

де f_a - коефіцієнт опору коченню колеса автогрейдера на дорожньому покритті; $f_a = 0,015$.

Згідно з формулою (2.18) $V_{\max} = 3,6 \cdot \frac{158,1 \cdot 0,8}{10,3} = 44,2 \text{ км/год}$. Оскільки

$44,2 \text{ км/год} < 45 \text{ км/год}$, тобто швидкість автогрейдера обмежується потужністю двигуна внутрішнього згорання, то необхідно рекомендувати машиністу під час додання ділянки автодороги з ухилом 60% перемикати коробку передач на більш низьку передач (з III передачі на II передачу).

2.5 Розбивання передатних чисел трансмісії й перевірка достатності потужності двигуна автогрейдера

З урахуванням результатів розрахунків та наявних обмежень приймаємо:

- передатне відношення головної передачі $i_{zn} = 8,3$;
- передатне відношення бортового редуктора $i_{\text{бр}} = 2,5$.

З рівняння (2.10) передатні відношення коробки передач на I, II і III передачах

$$i_{\text{кпн}} = \frac{i_{\text{зозп}}}{i_{\text{хз}} \cdot i_{\text{zn}} \cdot i_{\text{бр}}}. \quad (2.20)$$

$$i_{\text{кпI}} = \frac{105}{4,14 \cdot 8,3 \cdot 2,5} = 1,22 ;$$

$$i_{кнII} = \frac{64,45}{4,14 \cdot 8,3 \cdot 2,5} = 0,75 ;$$

$$i_{кнIII} = \frac{39,56}{4,14 \cdot 8,3 \cdot 2,5} = 0,46 .$$

Перевіряємо, чи виконується умова

$$N_{пер} \leq N_{де} . \quad (2.21)$$

Використовувана потужність

$$N_{пер} = \frac{G \cdot V_{\delta}}{3,6 \cdot \zeta \cdot \eta} \cdot \left[\psi \cdot \varphi + (\varphi + f) \cdot \frac{\delta}{1 - \delta} \cdot \psi + f \right] , \quad (2.22)$$

де V_{δ} - фактична швидкість руху автогрейдера під час різання ґрунту, км/год;

ζ - коефіцієнт, що враховує можливе зниження потужності двигуна у процесі експлуатування; для механічних трансмісій автогрейдерів $\zeta = 0,88 \dots 0,9$;

η - коефіцієнт корисної дії; для механічних трансмісій автогрейдерів $\eta = 0,8 \dots 0,86$;

ψ - емпіричний коефіцієнт; для механічних трансмісій автогрейдерів з колісною формулою $1 \times 3 \times 3$ $\psi = 1$;

φ - коефіцієнт зчеплення коліс автогрейдера з опорною поверхнею; для ґрунтів III категорії за складністю розроблення $\varphi = 0,63$.

Тоді

$$N_{пер} = \frac{137,4 \cdot 3,28}{3,6 \cdot 0,9 \cdot 0,86} \cdot \left[1 \cdot 0,65 + (0,65 + 0,1) \cdot \frac{0,2}{1 - 0,2} \cdot 1 + 0,1 \right] = 147,58 \text{ кВт} .$$

$$N_{пер} = 147,58 \text{ кВт} < N_{де} = 158,1 \text{ кВт} .$$

Умова виконується, баланс потужності забезпечено.

2.6 Розрахунок приводу механізмів керування

2.6.1 Розрахунок механізму підймання-опускання відвала

Основними вимогами до механізму підймання-опускання відвала автогрейдера є:

- забезпечення необхідної глибини різання завдяки робочому ходу поршня циліндра;
- забезпечення можливості повного заглиблення відвала, а також прохідності машини, завдяки робочому ходу поршня циліндра.

З практики відзначимо, що механізм підймання-опускання відвала в конструкції автогрейдера є найбільш навантаженим (витрачає 10...25% потужності $N_{дв}$).

Для визначення сили, необхідної для підймання робочого устаткування використаємо розрахункову схему (рис. 2.3).

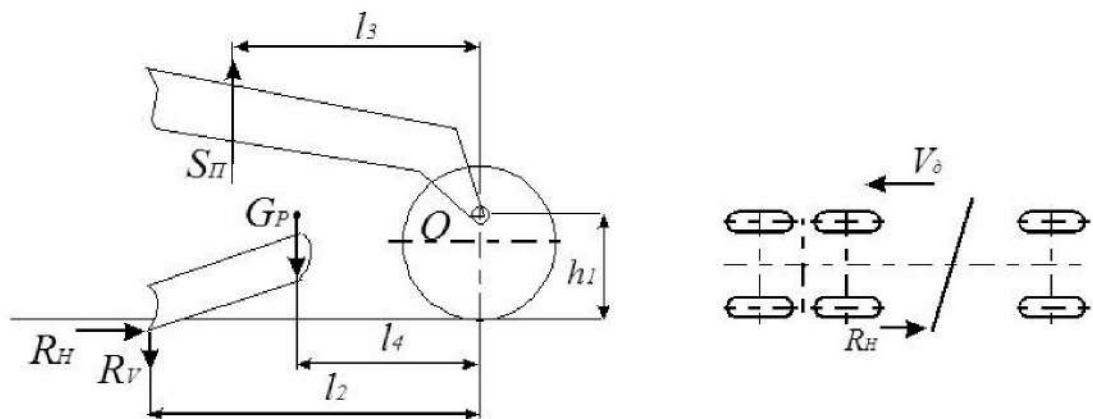


Рисунок 2.3 – Схема для розрахунку механізму підймання-опускання відвала автогрейдера

На схемі автогрейдер рухається заднім ходом горизонтальною поверхнею, відвал повернутий лобовою частиною у його напрямку руху, а один бік відвала заглиблений. У процесі підймання заглибленого кінця відвала на ніж діятиме максимальне горизонтальне навантаження R_{Hmax} .

Для інженерних розрахунків приймаємо такі допущення:

- вертикальне зусилля R_V перешкоджає процесу підймання відвала;
- вага поворотного кола, тягової рами, а також вага відвала (із ножем) зосереджені у центрі ваги системи;
- усі зазначені навантаження сприймає виключно механізм підймання-опускання відвала.

Геометричні характеристики розглянутої системи:

$$h_1 = 0,72 \text{ м};$$

$$\ell_2 = \frac{B_1}{2} + \frac{L}{2} \cdot \cos 45^\circ = \frac{5,07}{2} + \frac{4}{2} \cdot \cos 45^\circ = 3,95 \text{ м};$$

$$\ell_3 = \frac{B_1}{2} = \frac{5,07}{2} = 2,535 \text{ м};$$

$$\ell_4 = (0,75 \dots 0,85) \cdot \ell_3 = 0,8 \cdot 2,535 = 2,03 \text{ м}.$$

Приймаємо, що автогрейдер в зазначених умовах має змогу реалізувати повністю зусилля сили тяги за зчепленням. У такому разі

$$R_H = \varphi \cdot G_{\text{зч}} - W_f = R_H = 0,8 \cdot 137,4 - 13,74 = 96,18 \text{ кН}. \quad (2.23)$$

Вага G_P сумарно рівна вазі робочого устаткування G_{PY} й вазі тягової рами G_{TP} .

$$G_P = G_{PY} + G_{TP} = 13,74 + 4,12 = 17,86 \text{ кН}. \quad (2.24)$$

$$G_{PY} = 0,1 G = 0,1 \cdot 137,4 = 13,74 \text{ кН};$$

$$G_{TP} = (0,025 \dots 0,038) G = 0,03 \cdot 137,4 = 4,12 \text{ кН}.$$

Вертикальне зусилля, яке перешкоджає процесу підймання відвала, кН

$$R_V = (0,3 \dots 0,5) R_H = 0,4 \cdot 96,18 = 38,47 \text{ кН}. \quad (2.25)$$

Побудуємо рівняння рівноваги (суми моментів навколо т. О) і визначимо звідси зусилля підймання S_{II} .

$$\begin{cases} \Sigma M_O = 0; \\ S_{II} = \frac{G_P \cdot \ell_4 + R_V \cdot \ell_2 + R_H \cdot h_1}{\ell_3}; \\ S_{II} = \frac{17,86 \cdot 2,03 + 38,47 \cdot 3,95 + 96,18 \cdot 0,72}{2,535} = 101,56 \text{ кН}. \end{cases} \quad (2.26)$$

При цьому зазначене зусилля S_{II} повинен розвивати кожен із двох встановлених на автогрейдері гідроциліндрів підймання-опускання робочого устаткування.

Під час підймання робочого устаткування завантаженою є штокова порожнина гідроциліндра. У такому разі діаметр циліндра, розрахований з умови раціонального завантаження його штокової порожнини, становитиме

$$\begin{aligned} D &= \sqrt{\frac{4 S_{II}}{\pi \cdot p_n \cdot (1 - \varepsilon^2) \cdot \eta}} = \\ &= \sqrt{\frac{4 \cdot 101,56 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 16 \cdot 10^6 \cdot (1 - 0,5^2) \cdot 0,75}} = 0,1199 \text{ м}, \end{aligned} \quad (2.27)$$

де p_n - робочий тиск у гідросистемі автогрейдера, МПа; $p_n = 16$ МПа;

ε - відношення діаметрів штока й поршня для встановленого гідроциліндра; $\varepsilon = 0,5$;

η - коефіцієнт корисної дії гідравлічної передачі; $\eta = 0,75$.

В подальшому розраховуємо зусилля заглиблення відвала, щоб визначити діаметр гідроциліндра підймання-опускання відвала, але з урахуванням завантаженості поршневої порожнини, бо у разі заглиблення відвала працюватиме поршнева порожнина.

Зусилля заглиблення відвала визначаємо з урахуванням умови

розташування переднього моста машини над рівнем опорної поверхні (рис. 2.4).

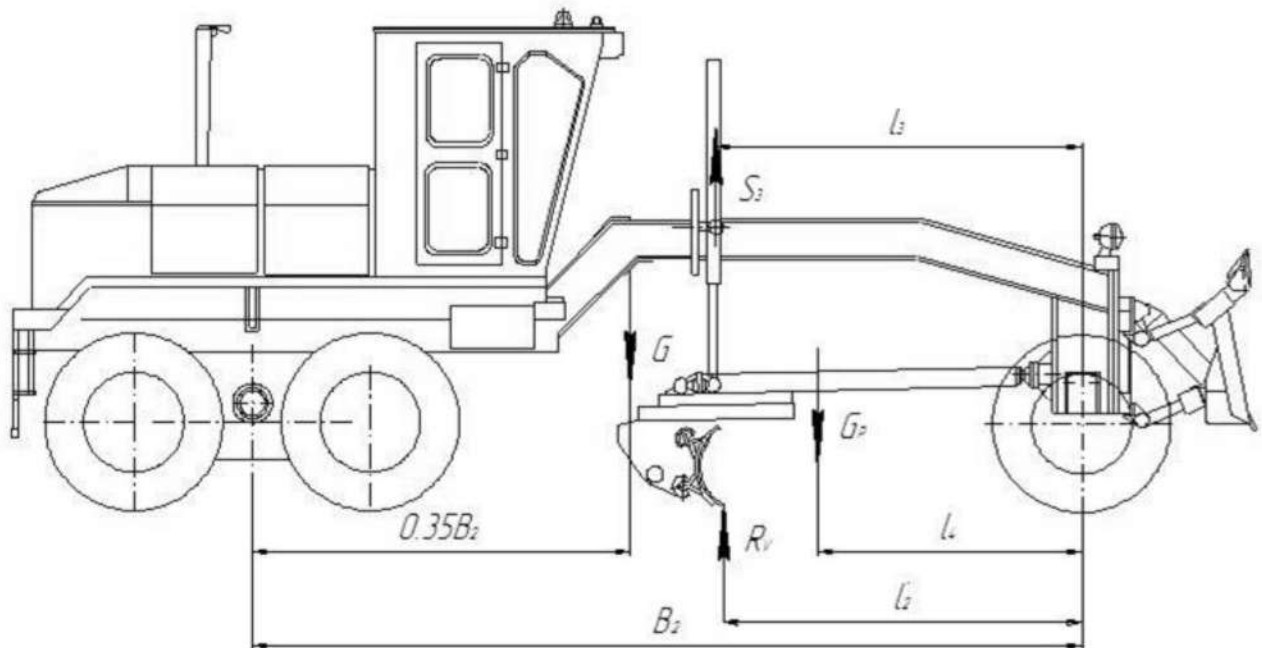


Рисунок 2.4 – Схема для розрахунку сили заглиблення відвала автогрейдера в ґрунтову поверхню

Умовами розрахунку є такі:

- відвал автогрейдера розміщений перпендикулярно відносно осі машини;
- автогрейдер перебуває на місці;
- машиніст розпочинає опускати відвал автогрейдера разом із тяговою рамою до того моменту, коли передній міст відриватиметься від опорної поверхні.

Для проектованого автогрейдера відстань $l_2' = l_3 = 2,535 \text{ м}$.

Зусилля заглиблення відвала автогрейдера, кН , визначаємо з рівняння

$$S_3 = \frac{G \cdot 0,35 B_2}{B_2 - l_2'} \cdot \frac{l_2'}{l_3} - \frac{G_P \cdot l_4}{l_3} =$$

$$= \frac{137,4 \cdot 0,35 \cdot 5,915}{5,915 - 2,535} \cdot \frac{2,535}{2,535} - \frac{17,86 \cdot 2,03}{2,535} = 69,86 \text{ кН} . \quad (2.28)$$

Як і в попередньому розрахунковому випадку, зазначене зусилля повинні забезпечувати обидва гідроциліндри механізму підймання-опускання відвала автогрейдера.

Діаметр циліндра, розрахований з урахуванням завантаженості поршневої порожнини, *м*

$$D = \sqrt{\frac{4 S_3}{\pi \cdot p_n \cdot \eta}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 69,86 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 16 \cdot 10^6 \cdot 0,75}} = 0,0861 \text{ м.} \quad (2.29)$$

Оскільки діаметр гідроциліндра, розрахований для першого розрахункового положення є більшим, то приймаємо гідроциліндр із діаметром циліндра й штока, відповідно, 125 мм й 56 мм [6].

Визначаємо потужність приводу механізму підймання-опускання відвала, *кВт*, згідно з формулою

$$N_{\Pi} = \frac{S_{\Pi} \cdot V_{\Pi}}{\eta} = \frac{101,56 \cdot 0,15}{0,75} = 20,31 \text{ кВт}, \quad (2.30)$$

де S_{Π} - максимальне з зусиль підймання-заглиблення відвала, *кН*;

V_{Π} - швидкість підймання відвала автогрейдера, *м/с*; $V_{\Pi} \approx 0,009 \dots 0,18 \text{ м/с}$.

Також проводимо перевірку на достатність зусилля підймання робочого устаткування за умови, коли перед відвалом розташована призма ґрунту (рис. 2.5).

Вага сформованої призми ґрунту G_{zp} , *кН*

$$G_{zp} = \frac{L \cdot H^2}{2 \operatorname{tg} \rho} \cdot \frac{9,81 \gamma}{\kappa_p} = \frac{4 \cdot 0,65^2}{2 \operatorname{tg} 40^{\circ}} \cdot \frac{9,81 \cdot 1,9}{1,3} = 14,43 \text{ кН}. \quad (2.31)$$

Вага ґрунту G_{zp}' , розташованого у відвалі, *кН*

$$\left\{ \begin{array}{l} \Sigma M_O = 0 ; \\ S_{II}' = \frac{G_{ep}' \cdot \ell_2' + R_V' \cdot \ell_2' + F_{mp}' \cdot \ell_2' + G_P \cdot \ell_4 + R_H' \cdot h_1}{\ell_3} ; \\ S_{II}' = \frac{5,05 \cdot 2,535 + 1,5 \cdot 2,535 +}{2,535} \\ + \frac{6 \cdot 2,535 + 17,86 \cdot 2,03 + 7,5 \cdot 0,72}{2,535} = 28,98 \text{ кН} . \end{array} \right. \quad (2.36)$$

Тоді повинна виконуватись умова

$$\left\{ \begin{array}{l} S_{II} \geq S_{II}' ; \\ 101,56 \text{ кН} > 28,98 \text{ кН} . \end{array} \right. \quad (2.37)$$

Оскільки нерівність (2.37) виконується, то робимо висновок, що розрахункове зусилля підймання є більшим, ніж перевірочне значення.

2.6.2 Розрахунок механізму повороту відвала

У процесі проведення розрахунку механізму повороту відвала автогрейдера визначаємо потужність, яку затрачаємо на привід гідромотора, й вибираємо відповідний тип гідромотора за результатами цього розрахунку.

Під час включення механізму повороту відвала автогрейдера обертовий рух виконують відвал із ножем, а також поворотне коло із кронштейнами та окремі частини механізму повороту, що є безпосередньо зв'язаними із поворотним колом (рис. 2.6).

Повний момент опору повороту механізму в період розгону рівний, $\text{кН}\cdot\text{м}$

$$M_{пов} = M_m + M_e + M_u = 1,31 + 1,5 + 0,47 = 3,28 \text{ кН}\cdot\text{м} , \quad (2.38)$$

де M_m - момент опору, утворений силами тертя в опорах, $\text{кН}\cdot\text{м}$;

M_e - момент опору, утворений складовими сил ваги обертових частин, $\text{кН}\cdot\text{м}$;

M_i - момент опору повороту, утворений силами інерції, $\text{кН}\cdot\text{м}$.

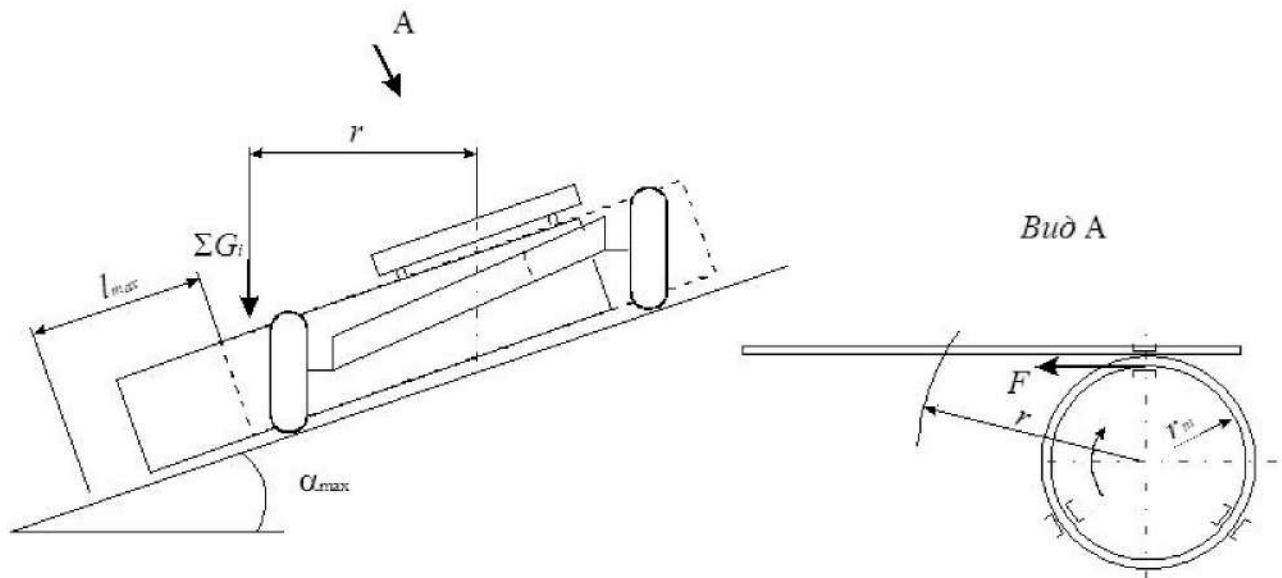


Рисунок 2.6 – Схема для розрахунку механізму повороту відвала автогрейдера

Приймаємо такі вхідні умови під час розрахунку потужності двигуна для приводу в дію механізму повороту відвала і для розрахунку окремих конструкцій на міцність:

- відвал є зміщеним до центра поворотного кола на величину l_{max} ;
- автогрейдер експлуатують при поперечних ухилах не більш як 20° ;
- ніж відвала автогрейдера є виглибленим з ґрунту;
- кутова швидкість повороту відвала автогрейдера – ω .

Момент опору, утворений силами тертя в опорах, $\text{кН}\cdot\text{м}$

$$M_m = F \cdot r_m = \sum G_i \cdot \mu \cdot r_m = 13,74 \cdot 0,18 \cdot 0,53 = 1,31 \text{ кН}\cdot\text{м}, \quad (2.39)$$

де F - сила тертя, кН ; $F = \sum G_i \cdot \mu$;

$\sum G_i$ - вага обертових конструкцій, кН ;

μ - коефіцієнт тертя між металевими конструкціями; $\mu = 0,1 \dots 0,2$;

r_m - радіус відносно точки прикладення сили тертя, м ; $r_m \approx 0,53 \text{ м}$.

$$\Sigma G_i = 0,1 G = 13,74 \text{ кН}. \quad (2.40)$$

Момент опору, утворений складовими сил ваги обертових частин, $\text{кН}\cdot\text{м}$

$$M_{\epsilon} = \Sigma G_i \cdot r \cdot \sin \alpha_{\max} = 13,74 \cdot 0,32 \cdot \sin 20^{\circ} = 1,5 \text{ кН}\cdot\text{м}, \quad (2.41)$$

де r - радіус відносно точки розміщення центра ваги деталей, котрі обертаються навколо осі поворотного кола, м ;

α_{\max} - кут нахилу автогрейдера у поперечному напрямку, град ; $\alpha_{\max} = 20^{\circ}$.

$$r = \frac{G_{\text{відс}} \cdot \ell_{\max}}{\Sigma G_i} = \frac{2,75 \cdot 1,6}{13,74} = 0,32 \text{ м}, \quad (2.42)$$

де ℓ_{\max} - величина максимального виносу відвала автогрейдера вбік, м ;
приймаємо $\ell_{\max} = 1,2 \text{ м}$.

Момент опору повороту, утворений силами інерції M_i , містить складові моменту опору від сил інерції обертових конструкцій автогрейдера, приводного механізму й двигуна.

Для проведення інженерного розрахунку інерцією обертових конструкцій гідравлічного приводного механізму нехтуємо. Тоді момент опору, утворений силами інерції M_i , $\text{кН}\cdot\text{м}$, становитиме

$$M_u = J \cdot \frac{\omega}{t_p} = 1405 \cdot \frac{0,5}{1,5} \cdot 10^{-3} = 0,47 \text{ кН}\cdot\text{м}, \quad (2.43)$$

де J - момент інерції відвала, поворотного кола та інших конструкцій і деталей, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

ω - кутова швидкість повертання, с^{-1} ; $\omega = 0,4 \dots 0,6 \text{ с}^{-1}$;

t_p - тривалість процесу розгону, с ; $t_p = 1 \dots 2 \text{ с}$.

Момент інерції відвала, поворотного кола та інших конструкцій і деталей,
 $\text{кг}\cdot\text{м}^2$

$$J = m_{\text{пов.к.}} \cdot r_m^2 + \frac{m_{\text{відв.}} \cdot L^2}{12} + m_{\text{відв.}} \cdot \ell_{\text{max}}^2 =$$

$$= 1120 \cdot 0,53^2 + \frac{280 \cdot 4^2}{12} + 280 \cdot 1,6^2 = 1405 \text{ кг}\cdot\text{м}^2, \quad (2.44)$$

де $m_{\text{пов.к.}}$, $m_{\text{відв.}}$ - відповідно, маса поворотного кола й маса відвала, кг .

$$\begin{cases} m_{\text{пов.к.}} = 0,08 \text{ т} = 0,08 \cdot 14000 = 1120 \text{ кг}; \\ m_{\text{відв.}} = 0,02 \text{ т} = 0,02 \cdot 14000 = 280 \text{ кг}. \end{cases} \quad (2.45)$$

Для подолання опорів під час експлуатування поворотного механізму двигун має реалізувати крутний момент

$$M_{\text{пов.дв.}} = \frac{M_{\text{пов}}}{i_0 \cdot \eta_0} = \frac{3,28}{177,9 \cdot 0,75} = 0,025, \quad (2.46)$$

де i_0 і η_0 - відповідно передатне відношення і коефіцієнт корисної дії силової передачі (від двигуна до осі поворотного кола); $\eta_0 = 0,75$.

$$i_0 = \frac{2 \pi \cdot n_{\text{дв}}}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1700}{60} = 177,9. \quad (2.47)$$

Для приводу механізму повороту відвала автогрейдера у період пуску двигуна його потужність повинна становити

$$N_{\text{пов.дв.}} = \frac{M_{\text{пов.дв.}} \cdot \kappa_3 \cdot \pi \cdot n_{\text{дв}}}{30} = \frac{0,025 \cdot 1,25 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 1700}{60} = 5,56 \text{ кВт}, \quad (2.48)$$

де κ_3 - коефіцієнт запасу, котрий враховує опір обкатування тягового колеса вінцем поворотного кола; $\kappa_3 = 1,25$.

2.6.3 Розрахунок механізму нахилання коліс

Завдяки похилому розміщенню коліс у вертикальній площині при боковому завантаженні ножа відвала й експлуатуванні на поперечних ухилах автогрейдер поліпшує свою стійкість, забезпечує раціональний розподіл навантаження на опори коліс (перпендикулярно до осі), полегшує керуваність й мінімізує радіус повороту.

Механізм нахилання коліс автогрейдера дає змогу змінювати кути встановлення коліс у вертикальній площині в діапазоні від 0 до 20° (рис. 2.7).

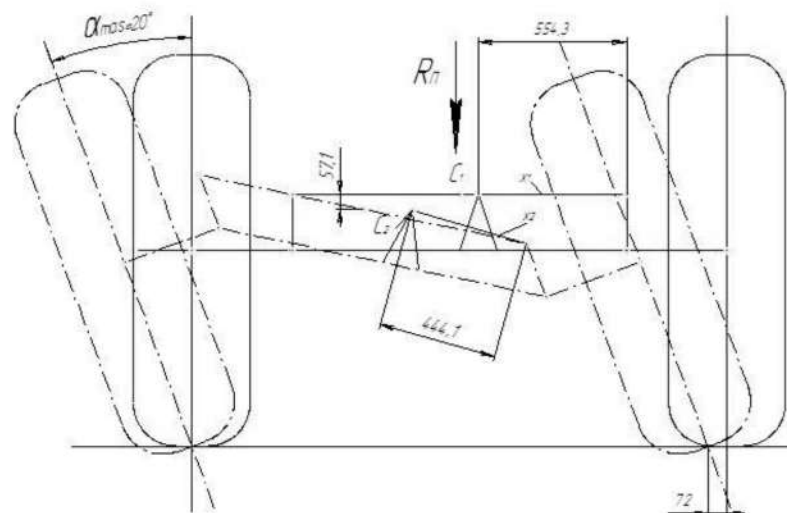


Рисунок 2.7 – Схема завантаження механізму нахилання передніх коліс автогрейдера

Механізм нахилання передніх коліс автогрейдера приводить у дію гідроциліндр, діаметр якого й необхідно визначити. Максимальне завантаження механізму нахилання передніх коліс автогрейдера матиме місце під час зміни положення колеса із похилого розміщення у вертикальний стан.

Згідно з наведеною схемою робота сили на штоку гідроциліндра S_{η} дорівнює сумі робіт від ваги переднього моста автогрейдера й опору зсуву колеса машини вздовж осі

$$S_{\text{ц}} \cdot x_{\text{ц}} = G_{\text{п.м.}} \cdot h + S_{\text{бок}} \cdot \ell_{\text{зм}}, \quad (2.49)$$

де $x_{\text{ц}}$ – величина ходу поршня у циліндрі, м;

$G_{\text{п.м.}}$ - вага переднього моста автогрейдера, кН;

h - відстань, на яку зміщується центр ваги переднього моста автогрейдера, м;

$S_{\text{бок}}$ - бокова сила, кН; $S_{\text{бок}} = 67,68$ кН;

$\ell_{\text{зм}}$ - величина зсуву коліс автогрейдера, м;

Величини $x_{\text{ц}}$, h і $\ell_{\text{зм}}$ визначаємо графічним способом:

$$\begin{cases} x_{\text{ц}} = x_1 - x_2 = 0,554 - 0,444 = 0,11 \text{ м}; \\ h = 0,057 \text{ м}; \\ \ell_{\text{зм}} = 0,072 \text{ м}. \end{cases} \quad (2.50)$$

Визначаємо наближено вагу переднього моста автогрейдера

$$G_{\text{п.м.}} = (0,06 \dots 0,07) G = 0,07 \cdot 137,4 = 9,6 \text{ кН}. \quad (2.51)$$

Тоді з рівняння (2.49)

$$S_{\text{ц}} = \frac{9,6 \cdot 0,057 + 67,68 \cdot 0,072}{0,11} = 49,27 \text{ кН}.$$

Діаметр гідроциліндра розраховуємо залежно від розмірів штокової порожнини за формулою (2.29)

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 49,27}{3,14 \cdot 16 \cdot 10^3 \cdot (1 - 0,5^2) \cdot 0,75}} = 0,0835 \text{ м}.$$

Приймаємо гідроциліндр з діаметрами циліндра і штока, відповідно, 100 мм і 45 мм [6].

2.7 Розрахунок елементів конструкції автогрейдера на міцність і довговічність

2.7.1 Розрахунок тягової рами автогрейдера

З використанням схеми, показаної на рис. 2.8, для I й II розрахункових положень тягової рами автогрейдера визначимо складові зусилля в кульовому шарнірі зчленування тягової рами з основною рамою.

Для розрахункового положенні I найбільша небезпечні перерізи рами найбільшим чином завантажуються зусиллям R_V , котре спрямоване вертикально вниз. Фізично це фінальним етапом процесу стопоріння автогрейдера, коли машиніст намагається виглибити відвал з метою запобігання повного зупинення машини.

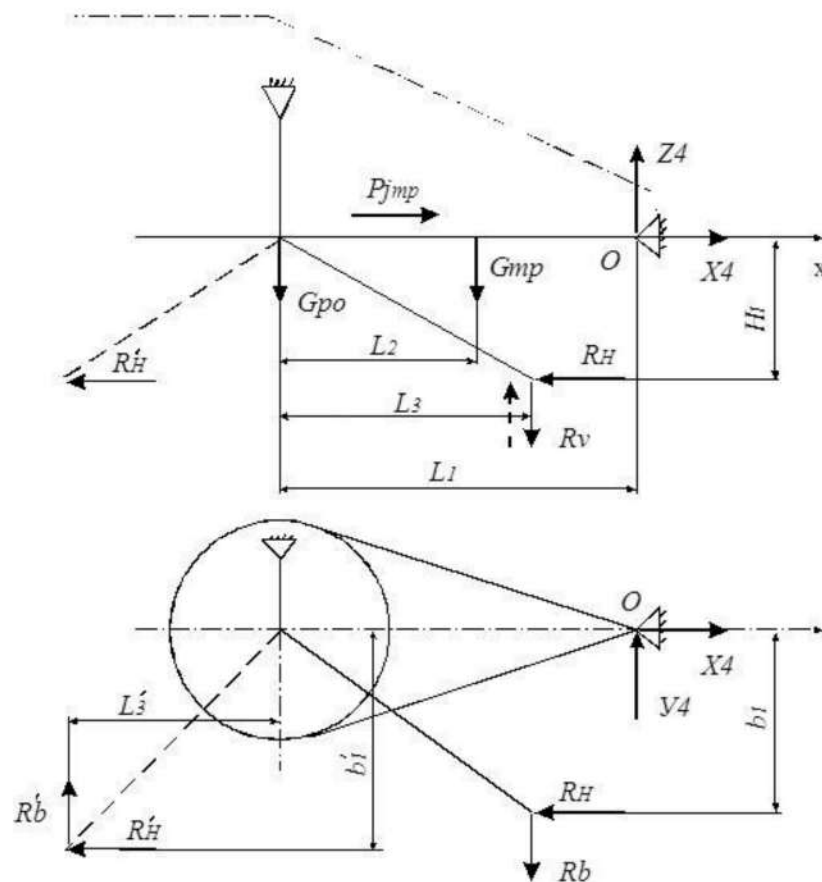


Рисунок 2.8 – Схема завантаження тягової рами автогрейдера

Шукані геометричні розміри:

$$\begin{cases} L_1 = \frac{B_1}{2} = \frac{5,07}{2} = 2,535 \text{ м}; \\ L_2 = \frac{B_1}{4} = \frac{5,07}{4} = 1,268 \text{ м}; \\ L_3 = \frac{L}{2} \cdot \cos 45^\circ = \frac{4}{2} \cdot \cos 45^\circ = 1,414 \text{ м}; \\ H_1 = 0,87 \text{ м}; \\ b_1 = \frac{L}{2} \cdot \sin 45^\circ = \frac{4}{2} \cdot \sin 45^\circ = 1,414 \text{ м}. \end{cases} \quad (2.52)$$

Виходячи із рівнянь рівноваги: $\Sigma M_{Oy} = 0$; $\Sigma M_{Oz} = 0$; $\Sigma X_i = 0$, одержимо такі вирази

$$\begin{cases} Z_4 = \frac{(R_H \cdot H_1 + G_{mp} \cdot L_2 + R_V \cdot L_3)}{L_1}; \\ Y_4 = \frac{(R_H \cdot b_1 + R_b \cdot L_3)}{L_1}; \\ X_4 = R_H - \frac{P_j \cdot (G_{mp} + G_{po})}{G}. \end{cases} \quad (2.53)$$

де G_{mp} , G_{po} - відповідно, вага тягової рами й робочого органу із поворотним колом, кН.

$$G_{mp} = (0,025 \dots 0,038) G = 0,03 \cdot 137,4 = 4,12 \text{ кН};$$

$$G_{po} = 0,1 G = 0,1 \cdot 137,4 = 13,74 \text{ кН}.$$

У такому разі для I розрахункового положення тягової рами автогрейдера:

$$Z_{4I} = \frac{(99,5 \cdot 0,87 + 4,12 \cdot 1,268 + 19,9 \cdot 1,414)}{2,535} = 47,31 \text{ кН};$$

$$Y_{4I} = \frac{(99,5 \cdot 1,414 + 44,78 \cdot 1,414)}{2,535} = 80,48 \text{ кН};$$

$$X_{4I} = 99,5 - \frac{9,74 \cdot (4,12 + 13,74)}{137,4} = 98,23 \text{ кН}.$$

Для розрахункового положення II тягової рами автогрейдера обчислимо значення Z_4 , Y_4 , X_4 за формулами (2.53), врахувавши, що $R_V = 0$:

$$Z_{4II} = \frac{(277,4 \cdot 0,87 + 4,12 \cdot 1,268)}{2,535} = 97,26 \text{ кН};$$

$$Y_{4II} = \frac{(277,4 \cdot 1,414 + 28,52 \cdot 1,414)}{2,535} = 170,64 \text{ кН};$$

$$X_{4II} = 277,4 - \frac{201,83 \cdot (4,12 + 13,74)}{137,4} = 251,17 \text{ кН}.$$

Остаточно виконуємо розрахунок для другого розрахункового положення тягової рами автогрейдера, оскільки саме для нього навантаження в шарнірі тягової рами є більшими, порівняно з першим розрахунковим положенням.

Тягову раму розраховуватимемо як консольну балку за отриманими реакціями у її кульовому шарнірі. Розрахунковим вважаємо переріз тягової рами, розташований поруч з поворотним колом.

У розрахунковому перерізі подовжніх балок тягової рами діють напруження згинання, розтягування і кручення. Для спрощення інженерних розрахунків розраховуватимемо навантаження як на одну балку, замість двох, але при цьому вважатимемо, що дві балки завантажені однаково (тому відповідні навантажувальні зусилля на кожну балку ділитимемо на два):

$$X_4 = 125,58 \text{ кН}; Y_4 = 85,32 \text{ кН}; Z_4 = 48,63 \text{ кН}.$$

Провівши аналіз конструкції рами автогрейдера, приймаємо такі її розміри (рис. 2.9):

$$H = 0,15 \text{ м}; \quad B = 0,1 \text{ м}; \quad \delta = 0,016 \text{ м}.$$

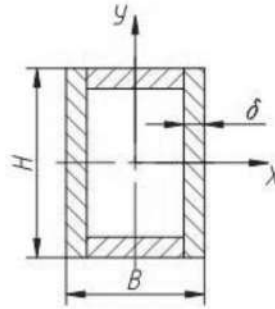


Рисунок 2.9 – Форма поперечного перерізу балки

Напруження згинання у балці (у горизонтальній площині)

$$\sigma_{\text{зг.з.}} = \frac{Y_4 \cdot L_1}{2 \cdot 10^3 \cdot W_z} = \frac{85,32 \cdot 2,535}{2 \cdot 10^3 \cdot 0,00066} = 163,853 \text{ МПа}. \quad (2.54)$$

Момент опору конструкції у горизонтальній площині поперечного перерізу

$$W_z = \frac{\delta \cdot H^2}{3} \cdot \left(3 \frac{H}{B} + 1 \right) = \frac{0,016 \cdot 0,15^2}{3} \cdot \left(3 \cdot \frac{0,15}{0,1} + 1 \right) = 0,00066 \text{ м}^3. \quad (2.55)$$

Напруження згинання у балці (у вертикальній площині)

$$\sigma_{\text{зг.в.}} = \frac{Z_4 \cdot L_1}{2 \cdot 10^3 \cdot W_x} = \frac{48,63 \cdot 2,535}{2 \cdot 10^3 \cdot 0,0002933} = 210,131 \text{ МПа}. \quad (2.56)$$

Момент опору конструкції у вертикальній площині поперечного перерізу

$$W_x = \frac{\delta \cdot B^2}{3} \cdot \left(3 \frac{H}{B} + 1 \right) = \frac{0,016 \cdot 0,1^2}{3} \cdot \left(3 \cdot \frac{0,15}{0,10} + 1 \right) = 0,0002933 \text{ м}^3. \quad (2.57)$$

Напруження стискання

$$\sigma_N = \frac{X_4}{2 \cdot 10^3 \cdot F} = \frac{125,58}{2 \cdot 10^3 \cdot 0,006976} = 9,001 \text{ МПа}. \quad (2.58)$$

Площа поперечного перерізу, м^2

$$\begin{aligned} F &= H \cdot B - (H - 2\delta) \cdot (B - 2\delta) = \\ &= 0,15 \cdot 0,1 - (0,15 - 2 \cdot 0,016) \cdot (0,1 - 2 \cdot 0,016) = 0,006976 \text{ м}^2. \end{aligned} \quad (2.59)$$

Дотичні напруження

$$\tau_{кр} = \frac{R_b \cdot H_1}{2 \cdot 10^3 \cdot W_p} = \frac{14,26 \cdot 0,87}{2 \cdot 10^3 \cdot 0,0003602} = 17,222 \text{ МПа}. \quad (2.60)$$

Полярний момент інерції поперечного перерізу

$$\begin{aligned} W_p &= 2 \delta \cdot (B - \delta) \cdot (H - \delta) = \\ &= 2 \cdot 0,016 \cdot (0,1 - 0,016) \cdot (0,15 - 0,016) = 0,0003602 \text{ м}^3. \end{aligned} \quad (2.61)$$

Сумарні напруження згинання у поперечному перерізі

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{\Sigma,z}^2 + \sigma_{\Sigma,\theta}^2} = \sqrt{163,853^2 + 210,131^2} = 266,464 \text{ МПа}. \quad (2.62)$$

Еквівалентні напруження

$$\sigma_E = \sqrt{(\sigma_N + \sigma_s)^2 + 3\tau_{кр}^2} < [\sigma]; \quad (2.63)$$

$$\sigma_E = \sqrt{(9,001 + 266,464)^2 + 3 \cdot 17,222^2} = 277,075 \text{ МПа} .$$

Оскільки для низьколегованої конструкційної сталі Ст09Г2С $[\sigma] = 310 \text{ МПа}$, то

$$\sigma_E = 277,075 < [\sigma] = 310 \text{ МПа} .$$

Приймаємо матеріал для виготовлення подовжніх балок – сталь 09Г2С (згідно з ДСТУ 8541:2015 “Прокат сталевий підвищеної міцності. Технічні умови”).

2.7.2 Розрахунок основної рами автогрейдера

Виконуємо розрахунок основної рами для її I і II розрахункових положень у перерізі, розташованому справа від підймальних циліндрів (рис. 2.10).

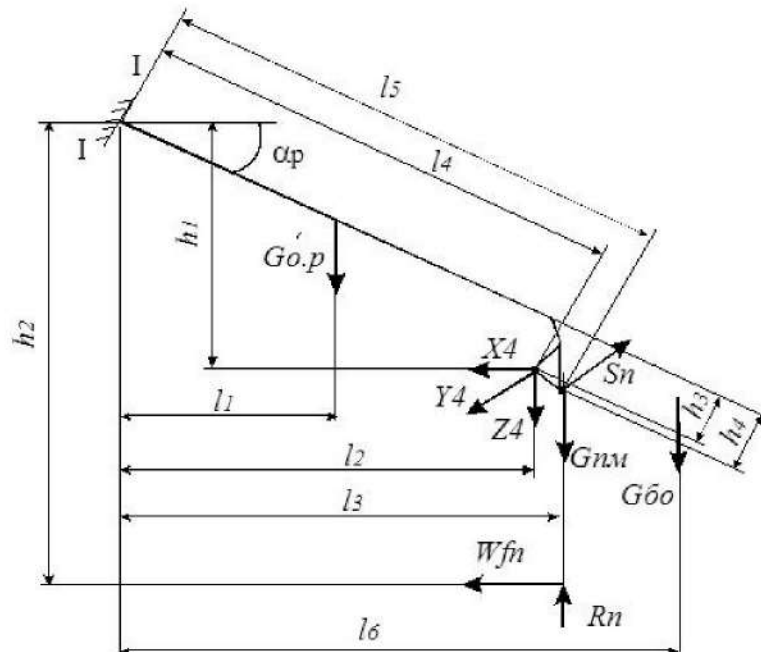


Рисунок 2.10 – Схема завантаження основної рами автогрейдера (перетин I – I)

Розрахункові лінійні розміри, зображені на розрахунковій схемі (рис. 2.10):

$$\begin{aligned} \ell_1 &= 1,64 \text{ м}; \ell_2 = 2 \text{ м}; \ell_3 = 2,37 \text{ м}; \ell_4 = 2,25 \text{ м}; \\ \ell_5 &= 2,52 \text{ м}; \ell_6 = 3,36 \text{ м}; h_1 = 0,98 \text{ м}; h_2 = 1,34 \text{ м}; \\ h_3 &= 0,73 \text{ м}; h_4 = 0,98 \text{ м}; \alpha_p = 15^\circ. \end{aligned}$$

Під час розрахунку параметрів перерізу I – I передню частину рами вважатимемо консольною балкою з закладенням біля підйимальних гідравлічних циліндрів (при цьому зусилля R_v є напрямленим вгору). Тоді

$$\begin{aligned} Z_4 &= \frac{(R_H \cdot H_1 + G_{mp} \cdot L_2 - R_V \cdot L_3)}{L_1} = \\ &= \frac{(99,5 \cdot 0,87 + 4,12 \cdot 1,268 - 19,9 \cdot 1,414)}{2,535} = 25,11 \text{ кН}. \end{aligned} \quad (2.64)$$

Окрім реакцій, у кульовому шарнірі автогрейдера на розглядуваній частині рами діють такі зусилля:

- вага й опір перекочуванню переднього мосту – G_{nm} і W_{fn} ;
- вертикальна й бокова реакції R_n і S_n ;
- інерційна сила від маси переднього моста автогрейдера - P_{jnm} ;
- реакції у кульовому шарнірі автогрейдера – X_4 , Y_4 , Z_4 ;
- вага переднього відвала $G_{\delta o}$ й передньої частини основної рами G_{op} .

Згинальний (у вертикальній й горизонтальній площинах) та крутний моменти, що діють у перетині I – I:

$$\begin{cases} M_{\text{зг.в.}} = G_{op}' \cdot \ell_1 + Z_4 \cdot \ell_2 + X_4 \cdot h_1 + W_{fn} \cdot h_2 + G_{\delta o} \cdot \ell_6 - (R_n - G_{nm}) \cdot \ell_4; \\ M_{\text{зг.г.}} = Y_4 \cdot \ell_4 - S_n \cdot \ell_5; \\ M_{\text{кр}} = Y_4 \cdot h_3 - S_n \cdot h_4. \end{cases} \quad (2.65)$$

Зусилля стискання, що діє у перетині I – I

$$P_{cm} = (X_4 + W_{fn} - P_{jnm}) \cdot \cos \alpha_p - (Z_4 + G_{nm} + G_{op}' + G_{\delta o} - R_n) \cdot \sin \alpha_p. \quad (2.66)$$

Вагові дані, що входять у зазначені залежності, обґрунтовуємо таким чином:

$$\begin{cases} G_{op} = (0,12 \dots 0,13) \quad G = 0,12 \cdot 137,4 = 16,49 \text{ кН}; \\ G_{op}' = G_{op} \cdot \ell_3 / \ell_4 = 16,49 \cdot 2,37 / 2,25 = 17,37 \text{ кН}; \\ G_{n.m.} = (0,06 \dots 0,07) \quad G = 0,06 \cdot 137,4 = 7,4 \text{ кН}; \\ G_{\delta o} = (0,036 \dots 0,037) \quad G = 0,036 \cdot 137,4 = 4,95 \text{ кН}. \end{cases} \quad (2.67)$$

У такому разі для розрахункового положення I автогрейдера:

$$\begin{cases} M_{\text{з.в.І}} = 17,37 \cdot 1,64 + 25,11 \cdot 2 + 98,23 \cdot 0,98 + 3,37 \cdot 1,34 + \\ + 4,95 \cdot 3,36 - (33,72 - 7,4) \cdot 2,25 = 137,3 \text{ кН} \cdot \text{м}; \\ M_{\text{з.г.І}} = 80,48 \cdot 2,25 - 26,98 \cdot 2,52 = 113,1 \text{ кН} \cdot \text{м}; \\ M_{\text{кpl}} = 80,48 \cdot 0,73 - 26,98 \cdot 0,98 = 32,31 \text{ кН} \cdot \text{м}; \\ P_{cmI} = (98,23 + 3,37 - 9,74 \cdot 7,4 / 137,4) \cdot \cos 15^\circ - \\ - (25,11 + 7,4 + 17,37 + 4,95 - 33,72) \cdot \sin 15^\circ = 92,17 \text{ кН}. \end{cases} \quad (2.68)$$

Для розрахункового положення II автогрейдера:

$$\begin{cases} M_{\text{з.в.II}} = 17,37 \cdot 1,64 + 97,26 \cdot 2 + 251,17 \cdot 0,98 + 8,46 \cdot 1,34 + \\ + 4,95 \cdot 3,36 - (84,6 - 7,4) \cdot 2,25 = 323,42 \text{ кН} \cdot \text{м}; \\ M_{\text{з.г.II}} = 170,64 \cdot 2,25 - 67,68 \cdot 2,52 = 213,37 \text{ кН} \cdot \text{м}; \\ M_{\text{кpl}} = 170,64 \cdot 0,73 - 67,68 \cdot 0,98 = 58,24 \text{ кН} \cdot \text{м}; \\ P_{cmII} = (251,17 + 8,46 - 201,83 \cdot 7,4 / 137,4) \cdot \cos 15^\circ - \\ - (97,26 + 7,4 + 17,37 + 4,95 - 84,6) \cdot \sin 15^\circ = 229,3 \text{ кН}. \end{cases} \quad (2.69)$$

Поперечний перетин I – I основної рами має таку ж форму, як і поперечний перетин тягової рами (рис. 2.9), лише з іншими геометричними розмірами:

$$H = 0,28 \text{ м}; B = 0,24 \text{ м}; \delta = 0,015 \text{ м}.$$

Основні геометричні параметри поперечного перерізу, обумовлені попередніми формулами (2.55), (2.57), (2.59) і (2.61):

$$\begin{cases} W_Z = \frac{0,015 \cdot 0,28^2}{3} \cdot \left(3 \cdot \frac{0,28}{0,24} + 1 \right) = 0,001764 \text{ м}^3; \\ W_X = \frac{0,015 \cdot 0,24^2}{3} \cdot \left(3 \cdot \frac{0,28}{0,24} + 1 \right) = 0,001296 \text{ м}^3; \\ F = 0,28 \cdot 0,24 - (0,28 - 2 \cdot 0,015) \cdot (0,24 - 2 \cdot 0,015) = 0,015 \text{ м}^2; \\ W_p = 2 \cdot 0,015 \cdot (0,24 - 0,015) \cdot (0,28 - 0,015) = 0,001789 \text{ м}^3. \end{cases} \quad (2.70)$$

Напруження згинання у горизонтальній й вертикальній площинах, напруження стискання, дотичні напруження від кручення у розрахунковому перерізі, МПа :

$$\begin{cases} \sigma_{зг.з.} = \frac{M_{зг.з.}}{10^3 \cdot W_Z}; & \sigma_{зг.в.} = \frac{M_{зг.в.}}{10^3 \cdot W_X}; \\ \sigma_N = \frac{P_{см}}{10^3 \cdot F}; & \tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{10^3 \cdot W_p}. \end{cases} \quad (2.71)$$

У такому разі для розрахункового положення I автогрейдера:

$$\sigma_{зг.з.1} = \frac{113,1}{10^3 \cdot 0,001764} = 64,116 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{зг.в.1} = \frac{137,3}{10^3 \cdot 0,001296} = 105,941 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{NI} = \frac{92,17}{10^3 \cdot 0,015} = 6,27 \text{ МПа} ;$$

$$\tau_{крI} = \frac{32,31}{10^3 \cdot 0,001789} = 18,063 \text{ МПа} .$$

Для розрахункового положення II автогрейдера:

$$\sigma_{зг.з. II} = \frac{213,37}{10^3 \cdot 0,00764} = 120,958 \text{ МПа} ;$$

$$\sigma_{зг.в. II} = \frac{323,42}{10^3 \cdot 0,001296} = 249,552 \text{ МПа} ;$$

$$\sigma_{NI} = \frac{229,3}{10^3 \cdot 0,015} = 15,599 \text{ МПа} ;$$

$$\tau_{крII} = \frac{58,24}{10^3 \cdot 0,001789} = 32,559 \text{ МПа} .$$

Сумарне напруження згинання визначимо згідно з формулою (2.62):

- для розрахункового положення I автогрейдера

$$\sigma_{зг.I} = \sqrt{64,116^2 + 105,941^2} = 123,832 \text{ МПа} ;$$

- для розрахункового положення II автогрейдера

$$\sigma_{зг.II} = \sqrt{120,958^2 + 249,552^2} = 277,322 \text{ МПа} .$$

Еквівалентні напруження визначимо згідно з формулою (2.63) для низьколегованої конструкційної сталі Ст09Г2С (ДСТУ 8541:2015 “Прокат сталевий підвищеної міцності. Технічні умови”):

- для розрахункового положення I автогрейдера

$$\begin{aligned}\sigma_{EI} &= \sqrt{(6,27 + 123,832)^2 + 3 \cdot 18,063^2} = \\ &= 133,811 \text{ МПа} < [\sigma] = 310 \text{ МПа} ;\end{aligned}$$

- для розрахункового положення II автогрейдера

$$\begin{aligned}\sigma_{EII} &= \sqrt{(15,599 + 277,322)^2 + 3 \cdot 32,559^2} = \\ &= 298,299 \text{ МПа} < [\sigma] = 310 \text{ МПа} .\end{aligned}$$

3 ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ АВТОГРЕЙДЕРА

3.1 Обґрунтування колії, бази та положення центра ваги автогрейдера

Величину колії автогрейдера обґрунтовуємо, виходячи з умови, щоб зазначену землерийно-транспортувальну машину можна було б перевозити на залізничній платформі. У такому разі ширина колії автогрейдера в метрах становитиме

$$v_k = (0,86...0,87) \cdot \sqrt[3]{m} = 0,87 \cdot \sqrt[3]{14} = 2,096 \text{ м.} \quad (3.1)$$

Остаточно величину колію автогрейдера приймаємо рівною $v_k = 2 \text{ м}$.

Інші параметри автогрейдера обґрунтовуємо, виходячи з його геометричних параметрів (рис. 3.1).

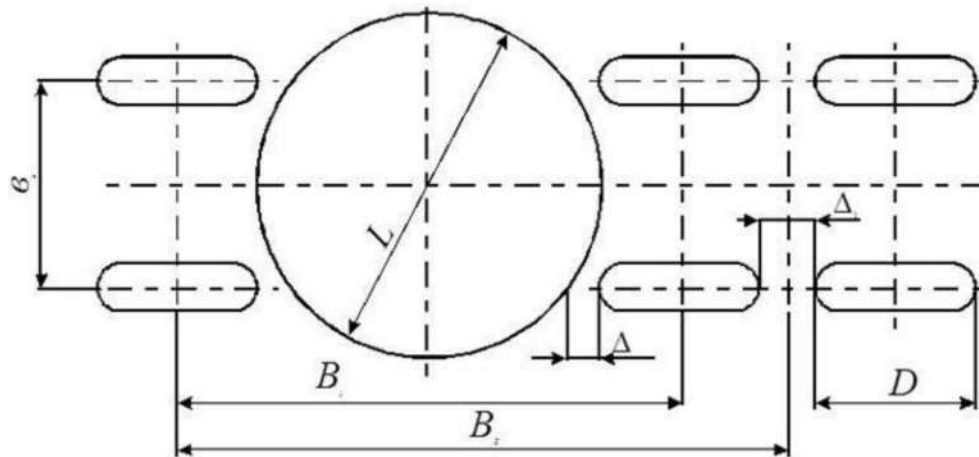


Рисунок 3.1 – Елементи ходової частини автогрейдера

Базу автогрейдера визначаємо з умови можливості розвертання відвала навколо своєї осі між колісною базою машини, *мм*

$$B_2 = B_1 + \frac{D_k}{2} + \frac{\Delta_1}{2} = 5070 + \frac{1490}{2} + \frac{200}{2} = 5915 \text{ мм,} \quad (3.2)$$

де D_k - зовнішній діаметр шини автогрейдера, мм;

Δ_l - відстань між задніми колесами автогрейдера (рис. 3.1), мм;
 $\Delta_l = 150 \dots 200$ мм;

B_l - відстань між віссю колісного балансира й переднього моста автогрейдера, мм.

$$\begin{aligned} B_1 &= D_k + \sqrt{L^2 - e_k^2} + 2\Delta = \\ &= 2 \cdot 60 + 1490 + \sqrt{4000^2 - 2000^2} = 5074,1 \text{ мм}, \end{aligned} \quad (3.3)$$

де Δ - мінімальний зазор між шиною автогрейдера та його відвалом, мм;
 $\Delta = 50 \dots 60$ мм.

Остаточно приймаємо $B_1 = 5070$ мм.

Для автогрейдерів з колісною формулою $1 \times 3 \times 3$ коефіцієнт використання зчпної ваги конструкцій становить

$$\xi = \frac{G_{зч}}{G} = 1. \quad (3.4)$$

У такому разі положення центра ваги автогрейдера між колісною базою машини визначають таким чином (рис. 3.2).

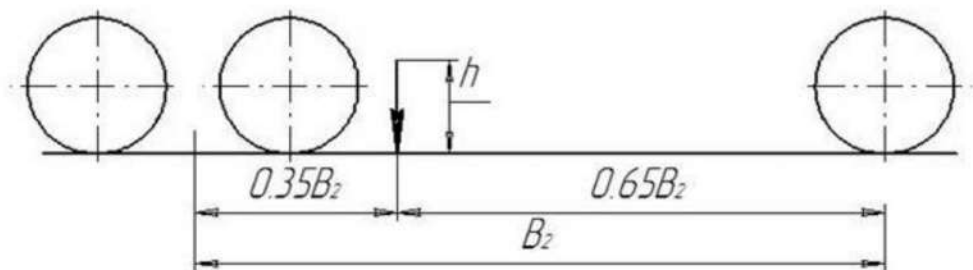


Рисунок 3.2 – Схема для обґрунтування положення центра ваги автогрейдера

Наближено визначаємо висоту центра ваги автогрейдера

$$h = 0,4 + r_{cm} = 0,4 + 0,672 = 1,07 \text{ м.} \quad (3.5)$$

3.2 Тягово-зчіпні характеристики автогрейдера

Визначаємо передатне число трансмісії (I робоча передача)

$$i_{mpi} = \frac{n_{eN}}{n_{кол}} = \frac{1700}{16,19} = 105, \quad (3.6)$$

де n_{eN} - кількість оборотів колінвала двигуна автогрейдера за максимальної потужності, об/хв;

$n_{кол}$ - кількість оборотів колеса, об/хв.

$$n_{кол} = \frac{V_T \cdot 60}{3,6 \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{cm}} = \frac{4,1 \cdot 60}{3,6 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,672} = 16,19 \text{ об / хв,} \quad (3.7)$$

де r_{cm} – статичний радіус колеса, м; $r_{cm} = 0,672 \text{ м}$.

Тягова характеристика є визначальною усіх типів грейдерної техніки тягових машин. Основними параметрами тягової характеристики автогрейдера, які відзначають графічно, є такі величини:

- коефіцієнт буксування δ ;
- дотична сила P_k , котру розвиває колісний рушій автогрейдера за умови реалізування номінального обертового моменту двигуна;
- фактична швидкість V_∂ , котру розвиває автогрейдер;
- тягова потужність N_T .

Значення кривої буксування розрахуємо згідно з формулою

$$\delta = A \cdot \frac{T_i}{G_{зч}} + B \left(\frac{T_i}{G_{зч}} \right)^m, \quad (3.8)$$

де A , B , m – коефіцієнти, що враховують вологість й інші характеристики

розроблювального ґрунту, тип рисунку протектора шини та тиск в шині автогрейдера; приймаємо: $A = 0,12$; $B = 14,79$; $m = 6$;

T_i - фактичне дотичне зусилля на колесі автогрейдера, κH ;

$G_{зч}$ - зчїпна вага автогрейдера, κH .

$$G_{зч} = G \cdot \xi = 14 \cdot 1,0 \cdot 9,81 = 137,4 \kappa H . \quad (3.9)$$

Дотична сила P_k , котру розвиває колісний рушій автогрейдера, κH

$$P_k = \frac{M_{eN} \cdot i_{mpl}}{r_k} \cdot \eta_{mp} = \frac{888,7 \cdot 105}{10^3 \cdot 0,672} \cdot 0,8 = 111,1 \kappa H , \quad (3.10)$$

де r_k - радіус колеса автогрейдера, M ; $r_k \approx r_{cm}$;

η_{mp} - коефіцієнт корисної дії механічної трансмісії; $\eta_{mp} = 0,8$.

Опір перекочування автогрейдера під час розроблення ґрунту, κH

$$W_f = f \cdot G = 0,1 \cdot 137,4 = 13,74 \kappa H , \quad (3.11)$$

де f - опір перекочування автогрейдера ґрунтом; $f \approx 0,1$;

G - вага автогрейдера, κH .

Сила, яку витрачають безпосередньо на виконання робочого процесу (без урахування опору перекочування)

$$P_{kf} = P_k - W_f = 111,1 - 13,74 = 97,36 \kappa H . \quad (3.12)$$

Теоретична швидкість автогрейдера у поточний момент часу, m/c

$$V_{Ti} = \frac{2 \pi \cdot r_k \cdot n_{ei}}{60 \cdot i_{mpl}} , \quad (3.13)$$

де n_{ei} - поточна частота обертів колінчастого вала двигуна автогрейдера; визначаємо з графіків залежності $M_e(n_e)$ і $P_k(T_i)$, зображених на рис. 3.3.

Поточна дійсна швидкість автогрейдера

$$V_{\partial i} = V_{T_i} \cdot (1 - \delta_i). \quad (3.14)$$

Поточна тягова потужність, яку витрачає автогрейдер під час розроблення ґрунту (I робоча передача), *кВт*

$$N_{T_i} = T_i \cdot V_{\partial i}. \quad (3.15)$$

Результати проведених за вищенаведеними формулами інженерних розрахунків зводимо у табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунків параметрів тягової характеристики автогрейдера

T	10	20	30	40	50	60	70	80	86,56
δ	0,008	0,018	0,028	0,044	0,078	0,155	0,320	0,646	1,00
n_e	1833	1818	1803	1787	1772	1757	1741	1726	1716
V_T	1,228	1,218	1,208	1,198	1,188	1,178	1,167	1,157	1,150
V_{∂}	1,218	1,196	1,179	1,145	1,095	0,995	0,794	0,410	0
N_T	12,18	23,92	35,37	45,8	54,75	59,7	55,58	32,8	0

За результатами проведених обчислень (табл. 3.1) будемо тягову характеристику для автогрейдера масою 14 т (рис. 3.3).

З графіка можна визначити, що значення оптимальної сили тяги за зчепленням й максимальної потужності досягають за умови, що автогрейдер експлуатують при 20% буксуванні, тобто $\delta = 0,2$.

Оптимальну силу тяги за допомогою аналітичного способу визначаємо таким чином

$$T_{onm} = T_{\varphi=20} = 0,6 \cdot 137,4 = 82,44 \text{ кН} . \quad (3.16)$$

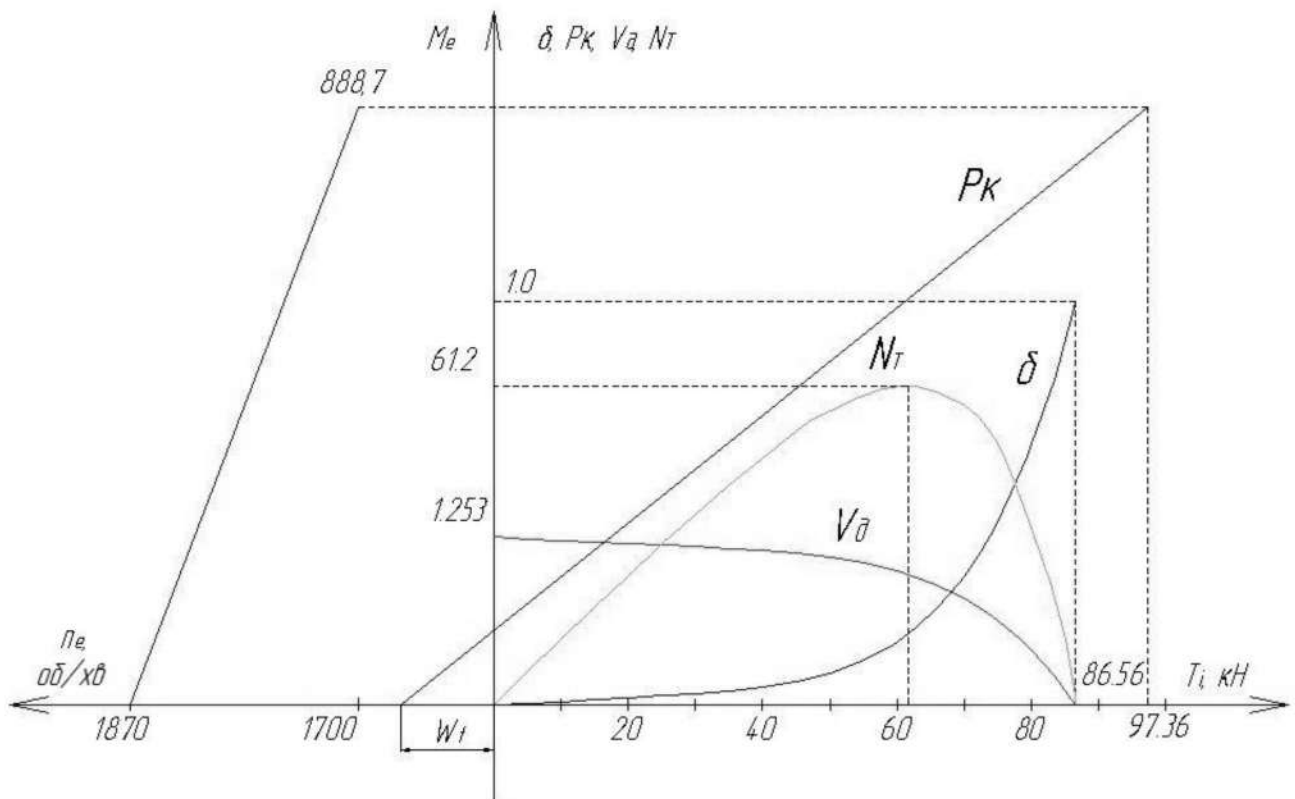


Рисунок 3.3 – Тягова характеристика автогрейдера масою 14 т

Повне зусилля стиску

$$T_{св.онт} = T_{\varphi=20} - W_f = 82,44 - 13,74 = 68,7 \text{ кН} . \quad (3.17)$$

Можливість буксування автогрейдера з умови зчеплення

$$T_{\varphi \max} = \varphi_{\max} \cdot G_{зч} = 0,75 \cdot 137,4 = 103,05 \text{ кН} , \quad (3.18)$$

де φ_{\max} - максимальний коефіцієнт зчеплення для ґрунту; $\varphi_{\max} \approx 0,75$.

Можливість буксування автогрейдера з умови балансу потужності

$$T_N = \frac{3,6 \cdot N_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{мп}}}{V_T} = \frac{3,6 \cdot 158,1 \cdot 0,8}{4,1} = 111,06 \text{ кН} . \quad (3.19)$$

Загалом, необхідно, щоб у процесі експлуатації автогрейдера виконувалась така умова

$$\begin{cases} T_N \geq T_{\varphi \text{ max}} \geq T_{\text{онт}} , \\ 111,06 > 103,05 > 82,44 \text{ кН} . \end{cases} \quad (3.20)$$

Фактична швидкість автогрейдера в робочому режимі

$$V_{\text{д}} = V \cdot 0,8 = 4,1 \cdot 0,8 = 3,28 \text{ км / год} . \quad (3.21)$$

3.3 Тягові розрахунки

У процесі тягових розрахунків визначаємо площу стружки ґрунту, який зрізуватиме ніж автогрейдера під час експлуатації в оптимальних умовах.

Зазначений опір містить такі складові:

- опір різанню ґрунту $W_{\text{різ}}$;
- опір пересуванню автогрейдера W_f ;
- опір переміщенню призми ґрунту $W_{\text{пр}}$;
- опір переміщенню ґрунту вздовж відвала автогрейдера $W_{\text{вд}}$;
- опір переміщенню ґрунту вгору по відвалу автогрейдера $W_{\text{вв}}$;
- опір від затуплення ножа відвала автогрейдера $W_{\text{зт}}$.

Рівняння тягового балансу автогрейдера, кН

$$T_{\text{онт}} \geq W_f + W_{\text{різ}} + W_{\text{пр}} + W_{\text{вд}} + W_{\text{вв}} + W_{\text{зт}} . \quad (3.22)$$

За результатами попередніх обчислень $T_{\text{онт}} = 82,44 \text{ кН}$.

Попередньо вважаємо, що автогрейдер розробляє ґрунт на рівній поверхні (без ухилу), рухаючись зі сталою швидкістю 4,1 км/год (у такому разі опори від

ухилу, інерції й вітру приймаємо рівними нулю). Під час визначення вищевказаних опорів розрахунок проводимо для ґрунту II категорії за складністю розроблення. Опір пересуванню базової машини становить $W_f = 13,74 \text{ кН}$.

Опір різанню ґрунту

$$W_{\text{риз}} = K \cdot F, \quad (3.23)$$

де K – питомий опір різанню ґрунту, МПа ; при куті різання $\delta = 45^\circ$ для ґрунту II категорії за складністю розроблення $K = 0,17 \text{ МПа}$;

F – площа ґрунту, яку зрізує ніж автогрейдера, м^2 .

Опір переміщенню призми ґрунту

$$\begin{aligned} W_{\text{пр}} &= \frac{L \cdot H^2}{2 \operatorname{tg} \rho} \cdot \frac{9,81 \cdot \gamma}{\kappa_p} \cdot \mu_1 \cdot \sin \alpha = \\ &= \frac{4 \cdot 0,65^2}{2 \operatorname{tg} 40} \cdot \frac{9,81 \cdot 1,9}{1,3} \cdot 0,8 \cdot \sin 40^\circ = 7,43 \text{ кН}, \end{aligned} \quad (3.24)$$

де ρ – кут природного укосу ґрунту, град; $\rho = 40^\circ$;

γ – щільність ґрунту в природному стані, т/м^3 ; $\gamma = 1,9 \text{ т/м}^3$;

μ_1 – коефіцієнт внутрішнього тертя ґрунту до ґрунту; $\mu_1 = 0,8$;

α – кут захоплення ґрунту відвалом, град; $\alpha = 40 \dots 45^\circ$;

κ_p – коефіцієнт розпушення ґрунту; $\kappa_p = 1,3$.

Опір переміщенню ґрунту вздовж відвала автогрейдера, кН

$$\begin{aligned} W_{\text{вд}} &= \frac{L \cdot H^2}{2 \operatorname{tg} \rho} \cdot \frac{9,81 \cdot \gamma}{\kappa_p} \cdot \mu_1 \cdot \mu_2 \cdot \cos \alpha = \\ &= \frac{4 \cdot 0,65^2}{2 \operatorname{tg} 40} \cdot \frac{9,81 \cdot 1,9}{1,3} \cdot 0,8 \cdot 0,7 \cdot \cos 40^\circ = 6,19 \text{ кН}, \end{aligned} \quad (3.25)$$

де μ_2 - коефіцієнт тертя зовнішньої частини ґрунту до сталевого відвала;
 $\mu_2 = 0,7$.

Опір переміщенню ґрунту вгору по відвалу автогрейдера, κH

$$W_{\text{вв}} = \frac{L \cdot H^2}{2 \operatorname{tg} \rho} \cdot \frac{9,81 \cdot \gamma}{\kappa_p} \cdot \cos^2 \delta \cdot \mu_2 \cdot \sin \alpha =$$

$$= \frac{4 \cdot 0,65^2}{2 \operatorname{tg} 40^\circ} \cdot \frac{9,81 \cdot 1,9}{1,3} \cdot \cos^2 45^\circ \cdot 0,7 \cdot \sin 40^\circ = 3,23 \kappa H ,$$
(3.26)

де δ - кут різання, *град*.

Опір взаємодії з ґрунтом площадки затуплення ножа відвала автогрейдера

$$W_{\text{зм}} = P_{\text{yd}} \cdot L = 4 \cdot 4 = 16 \kappa H .$$
(3.27)

де P_{yd} - питомий опір від затуплення, що залежить від ширини площадки затуплення, $\kappa H/м$; $P_{\text{yd}} = 4 \kappa H/м$.

Площа стружки ґрунту, визначена з рівняння тягового балансу (рис. 3.4)

$$F = \frac{82,44 - 46,59}{0,17 \cdot 10^3} = 0,21 \text{ м}^2 .$$

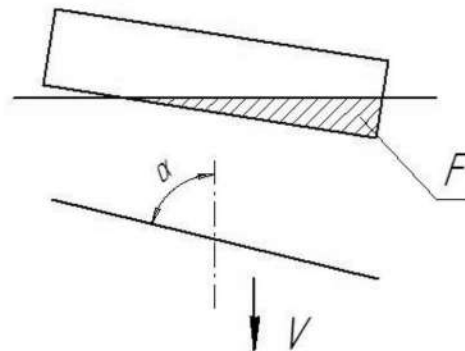


Рисунок 3.4 – Схема встановлення відвала автогрейдера у процесі розроблення ґрунту

3.4 Інженерні розрахунки автогрейдера на дію граничних експлуатаційних навантажень

Для автогрейдера з колісною формулою $1 \times 3 \times 3$ основними граничними розрахунковими положеннями є такі:

- інтенсивне заглиблення відвала в ґрунтову основу до повного зупинення автогрейдера в стопорному режимі.
- режим динамічного контакту відвала автогрейдера з важкопереборною перешкодою.

3.4.1 Інтенсивне заглиблення відвала в ґрунтову основу до повного зупинення автогрейдера в стопорному режимі

У I^{mv} розрахунковому розташуванні (рис. 3.5) приймають, що автогрейдер рухається горизонтальною поверхнею з встановленим під кутом 45° відвалом, а центр поворотного кола лежить у вертикальній площині, котра проходить крізь подовжню вісь машини.

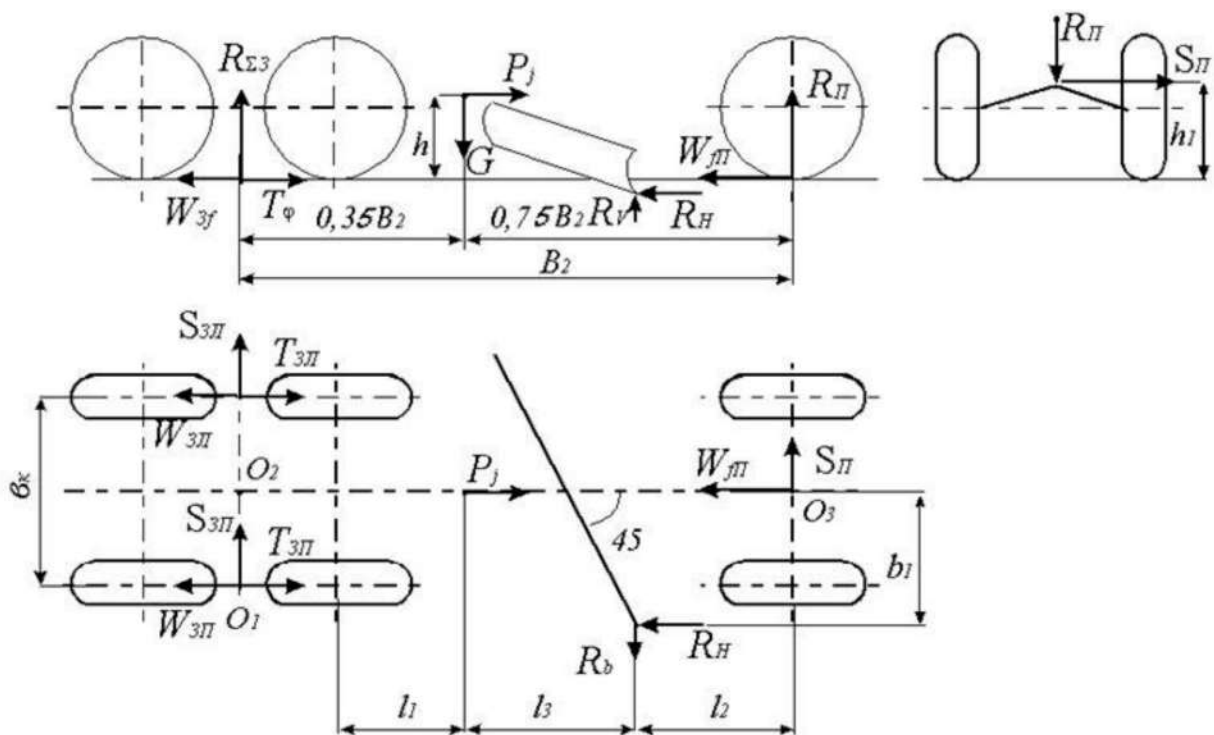


Рисунок 3.5 – Розрахункові параметри автогрейдера у I^{mv} розташуванні

Опір на відвалі долають граничні статичні стискальні зусилля й сили

інерції у результаті дії частини кінетичної енергії землерийно-транспортувальної машини.

Копання ґрунту виконують переднім кінцем відвала, до ріжучої крайки якого прикладене зусилля. Автогрейдер у процесі заглиблення відвала до повного зупинення рухається на першій робочій передачі.

Згідно з рис. 3.5 знаходимо необхідні геометричні розміри: $B_1 = 5,07 \text{ м}$; $B_2 = 5,915 \text{ м}$; $h = 1,07 \text{ м}$; $L = 4 \text{ м}$; $H = 0,65 \text{ м}$.

$$h_1 = r_k + 0,1 = 0,672 + 0,1 = 0,77 \text{ м};$$

$$b_1 = \frac{L}{2} \cdot \sin 45^\circ = \frac{4}{2} \cdot \sin 45^\circ = 1,414 \text{ м};$$

$$\ell_1 = 0,35 B_2 - r_k - \frac{\Delta_1}{2} = 0,35 \cdot 5,915 - 0,672 - \frac{0,2}{2} = 1,298 \text{ м};$$

$$\ell_2 = \frac{B_1}{2} - \frac{L}{2} \cdot \cos 45^\circ = \frac{5,07}{2} - \frac{4}{2} \cdot \cos 45^\circ = 1,121 \text{ м};$$

$$\ell_3 = B_1 - \ell_1 - \ell_2 = 5,07 - 1,298 - 1,121 = 2,651 \text{ м}.$$

Граничне горизонтальне навантаження R_H , кН , становить

$$R_{H \text{ роб max}} = T_{\varphi \text{ max}} - W_f + \kappa_v \cdot V_n \cdot \sqrt{A \cdot m}, \quad (3.28)$$

де $T_{\varphi \text{ max}}$ - максимальна сила тяги, кН ;

κ_v - коефіцієнт, що враховує можливе зниження динамічного навантаження для автогрейдерів на пневмоколісному ході;

V_n - швидкість руху автогрейдера, км/год ; $V_n = 4,1 \text{ км/год}$;

m - маса автогрейдера, т ;

A - інтенсивність зростання опору копання ґрунту, кН/м .

$$A = a \cdot \psi_\delta \cdot K \cdot L \cdot V_{on} / V_n \cdot \sin \alpha, \quad (3.29)$$

де a – коефіцієнт, що враховує тип ґрунту; для III категорії ґрунтів за складністю розроблення $a = 0,9$;

ψ_δ – коефіцієнт, що враховує величину кута різання ґрунту; $\psi_\delta = 1$ для кута різання ґрунту $\delta = 45^\circ$;

K – питомий опір різанню ґрунту, $\kappa\text{Па}$; $K = 250 \kappa\text{Па}$;

L – довжина відвала, м ;

V_{on} – швидкість опускання відвала автогрейдера, м/с ; $V_{on} = 0,1 \text{ м/с}$.

Тоді

$$A = 0,9 \cdot 1 \cdot 250 \cdot 4 \cdot \frac{0,1 \cdot 3,6}{4,1} \cdot \sin 45^\circ = 55,88 \frac{\kappa\text{Н}}{\text{м}}.$$

Коефіцієнт, що враховує можливе зниження динамічного навантаження для автогрейдерів на пневмоколісному ході, визначаємо таким чином

$$\kappa_v = -\frac{T_{\varphi\text{max}} - W_f}{2 V_n \cdot \sqrt{A \cdot m}} + \sqrt{\frac{(T_{\varphi\text{max}} - W_f)^2}{4 V_n^2 \cdot A \cdot m} + 1} < 1, \quad (3.30)$$

Тоді

$$\kappa_v = -\frac{103,05 - 13,74}{2 \cdot \frac{4,1}{3,6} \cdot \sqrt{55,88 \cdot 14}} + \sqrt{\frac{(103,05 - 13,74)^2}{4 \cdot \left(\frac{4,1}{3,6}\right)^2 \cdot 55,88 \cdot 14} + 1} = 0,32.$$

Горизонтальне зусилля на ножі автогрейдера

$$R_{H \text{ роб max}} = 103,05 - 13,74 + 0,32 \cdot 4,1 / 3,6 \cdot \sqrt{55,88 \cdot 14} = 99,5 \kappa\text{Н}.$$

Визначаємо інші невідомі реакції

Вертикальне зусилля, κH

$$R_V = \kappa_V \cdot R_{H \text{ роб max}} = 0,2 \cdot 99,5 = 19,9 \text{ кН}, \quad (3.31)$$

де κ_V - емпіричний коефіцієнт; $\kappa_V = 0,2$.

Бокове зусилля, κH

$$R_b = \kappa_b \cdot R_{H \text{ роб max}} = 0,45 \cdot 99,5 = 44,78 \text{ кН}, \quad (3.32)$$

де κ_b - емпіричний коефіцієнт; $\kappa_b = 0,45$.

Вертикальні реакції, що виникають в конструкції заднього мосту автогрейдера у правому й лівому бортах, κH

$$R_{зnp} = \frac{G - R_n}{2} - R_V \cdot \left(\frac{b_1}{b_k} + 0,5 \right) - \varphi_0 \cdot R_n \cdot \frac{h_1}{b_k}; \quad (3.33)$$

$$R_{зл} = \frac{G - R_n}{2} + R_V \cdot \left(\frac{b_1}{b_k} - 0,5 \right) + \varphi_0 \cdot R_n \cdot \frac{h_1}{b_k}. \quad (3.34)$$

Вертикальна реакція, що виникає в конструкції переднього мосту, κH

$$R_n = G - (R_{зnp} + R_{зл}) - R_V. \quad (3.35)$$

Вертикальна бокова реакція на передньому мості автогрейдера, κH

$$S_n = \varphi_0 \cdot R_n, \quad (3.36)$$

де φ_0 - коефіцієнт зчеплення рушія автогрейдера у поперечному напрямку;
 $\varphi_0 = 0,8 \dots 0,85$.

Сумарна вертикальна реакція на задньому мості автогрейдера, κH

$$R_{\Sigma 3} = R_{3np} + R_{3л} = 0,65 \cdot G - \frac{\ell_2}{B_2} \cdot R_V - P_f \cdot \frac{h}{B_2}. \quad (3.37)$$

Інерційна сила, κH

$$P_f = R_{H \text{ роб max}} - T_{\varphi \text{ max}} + W_f = 99,5 - 103,5 + 13,74 = 9,74 \kappa H. \quad (3.38)$$

Утримувальний момент, $\kappa H \cdot m$

$$M_{\text{ymp}} = (R_{3np} - R_{3л}) \cdot (\varphi - f) \cdot \frac{b_{\kappa}}{2} + R_H \cdot b_1 + \\ + R_b \cdot B_2 \cdot \left(1 - \frac{\ell_2}{B_2}\right) - \varphi_0 \cdot R_n \cdot B_2. \quad (3.39)$$

Сила тяги, відповідно, на правому і лівому бортах конструкції заднього мосту автогрейдера, κH

$$\begin{cases} T_{np} = \varphi \cdot R_{3np}; \\ T_{л} = \varphi \cdot R_{3л}. \end{cases} \quad (3.40)$$

Обчислюємо усі вищезазначені реакції та момент:

$$R_{\Sigma 3} = 0,65 \cdot 137,4 - \frac{1,121}{5,915} \cdot 19,9 - 9,74 \cdot \frac{1,07}{5,915} = 83,78 \kappa H;$$

$$R_n = 137,4 - 83,78 - 19,9 = 33,72 \kappa H;$$

$$S_n = 0,8 \cdot 33,72 = 26,98 \kappa H;$$

$$R_{зп} = \frac{137,4 - 33,72}{2} - 19,9 \cdot \left(\frac{1,414}{2} + 0,5 \right) - 26,98 \cdot \frac{0,7}{2} = 17,43 \text{ кН};$$

$$R_{зл} = \frac{137,4 - 33,72}{2} + 19,9 \cdot \left(\frac{1,414}{2} - 0,5 \right) + 26,98 \cdot \frac{0,77}{2} = 66,35 \text{ кН};$$

$$T_{np} = 0,8 \cdot 17,43 = 13,94 \text{ кН};$$

$$T_n = 0,8 \cdot 66,35 = 53,08 \text{ кН};$$

$$M_{ymp} = (17,43 - 66,35) \cdot (0,75 - 0,1) \cdot \frac{2}{2} + 99,5 \cdot 1,414 + \\ + 44,78 \cdot 5,915 \cdot \left(1 - \frac{1,121}{5,915} \right) - 26,98 \cdot 5,915 = 164 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Опори перекочування для переднього і заднього і мостів, відповідно, кН :

$$W_n = 33,72 \cdot 0,1 = 3,37 \text{ кН};$$

$$W_{f_{\Sigma s}} = 83,78 \cdot 0,1 = 8,38 \text{ кН}.$$

3.4.2 Режим динамічного контакту відвала автогрейдера з важкопереборною перешкодою

Згідно з $\Pi_{\text{зшм}}$ розрахунковим розташуванням (рис. 3.6) визначаємо випадкові навантаження, які діють на автогрейдер в момент контакту відвала з важкопереборною перешкодою.

Величина зовнішніх зусиль у цьому разі залежить від маси й швидкості руху машини у момент контакту з перешкодою, жорсткості конструкцій. Найбільші динамічні навантаження в конструкціях автогрейдера виникають у процесі планування й переміщення ґрунтів у зв'язку з високими швидкостями виконання зазначених операцій ($V_{pII} = 6,68 \text{ км/год}$ на II робочій передачі).

У такому розрахунковому розташуванні вважають, що автогрейдер рухається горизонтальною поверхнею, а вісь поворотного кола лежить в площині подовжньої симетрії автогрейдера; виступаючий кінець ножа

автогрейдера врізається у важкопереборну перешкоду (стовп, кам'яна брила, бордюрний камінь тощо).

Граничне горизонтальне навантаження R_H , кН, у такому разі становитиме

$$R_{H \text{ роб max}} = T_\varphi - W_f + \kappa_v \cdot V_{нп} \cdot \sqrt{C_{зв} \cdot m}, \quad (3.41)$$

де $T_\varphi = G_{зч} \cdot \varphi = 137,4 \cdot 0,6 = 82,44$ кН;

$W_f = G \cdot f_\delta = 137,4 \cdot 0,05 = 6,87$ кН;

$C_{зв}$ - зведена жорсткість для системи, утвореної автогрейдером та перешкодою, кН/м.

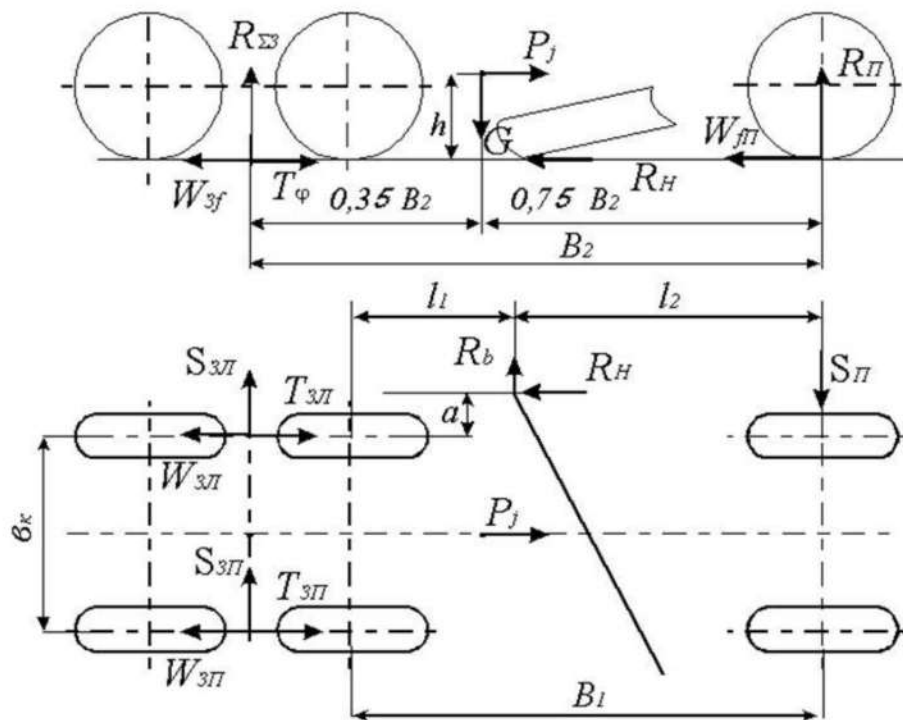


Рисунок 3.6 – Розрахункові параметри автогрейдера у II^{МV} розташуванні

Згідно з рис. 3.6 визначаємо шукані геометричні параметри:

$$a = \frac{L}{2} \cdot \sin 45^\circ - \frac{b_\kappa}{2} = \frac{4}{2} \cdot \sin 45^\circ - \frac{2}{2} = 0,41 \text{ м};$$

$$l_1 = B_2 - \frac{L}{2} \cdot \cos 45^\circ - \frac{B_1}{2} = 5,915 - \frac{4}{2} \cdot \cos 45^\circ - \frac{5,07}{2} = 1,97 \text{ м};$$

$$\ell_2 = B_2 - \ell_1 = 5,915 - 1,97 = 3,945 \text{ м.}$$

Зведена жорсткість системи автогрейдер-перешкода

$$C_{36} = \frac{C_1 \cdot C_2}{C_1 + C_2}, \quad (3.42)$$

де C_1 - зведена жорсткість автогрейдера, кН/м ;

C_2 - жорсткість перешкоди, кН/м ; $C_2 = 20000 \text{ кН/м}$.

Зведена жорсткість для автогрейдера

$$C_1 = \frac{1}{1/C_1' + h^2/(\ell_2 \cdot L) \cdot 1/(C_1'' \cdot n)}, \quad (3.43)$$

де C_1' - жорсткість металевих конструкцій, кН ;

$$C_1' = (80 \dots 100) \cdot m = 90 \cdot 14 = 1260 \text{ кН / м};$$

C_1'' - жорсткість колеса автогрейдера, кН/м ; за умови тиску в колесі

$$p_k = 0,25 \text{ МПа } C_1'' = 500 \text{ кН/м};$$

n - кількість коліс автогрейдера.

Тоді

$$C_1 = \frac{1}{\frac{1}{1260} + \frac{1,07^2}{3,945 \cdot 4} \cdot \frac{1}{500 \cdot 6}} = 1222,7 \text{ кН / м};$$

$$C_{36} = \frac{1222,7 \cdot 20000}{1222,7 + 20000} = 1152,3 \text{ кН / м.}$$

Коефіцієнт зниження динамічного навантаження

$$k_v = - \frac{82,44 - 6,87}{2 \cdot \frac{6,68}{3,6} \cdot \sqrt{1222,7 \cdot 14}} + \sqrt{\frac{(82,44 - 6,87)^2}{4 \cdot \left(\frac{6,68}{3,6}\right)^2 \cdot 1222,7 \cdot 14} + 1} = 0,8564 .$$

У такому разі

$$R_{H \text{ роб макс}} = 82,44 - 6,87 + 0,8564 \cdot \frac{6,68}{3,6} \cdot \sqrt{1152,3 \cdot 14} = 277,4 \text{ кН} .$$

Серед інших невідомих навантажень вважаємо, що вертикальна реакція R_V відсутня, тобто $R_V = 0$.

Сила інерції, що виникає у результаті дії частини кінетичної енергії землерийно-транспортувальної машини, $кН$

$$P_j = 277,4 - 82,44 + 6,87 = 201,83 \text{ кН} .$$

Сумарна вертикальна реакція, що виникає у задньому мості автогрейдера, $кН$

$$\begin{aligned} R_{\Sigma z} &= R_{znp} + R_{zл} = 0,65 G - P_j \cdot \frac{h}{B_2} = \\ &= 0,65 \cdot 137,4 - 201,83 \cdot \frac{1,07}{5,915} = 52,8 \text{ кН} . \end{aligned} \quad (3.44)$$

Вертикальна реакція, що виникає у передньому мості, $кН$

$$R_n = G - R_{\Sigma z} = 137,4 - 52,8 = 84,6 \text{ кН} . \quad (3.45)$$

Сила тяги, що виникає, відповідно, на правому і лівому борті автогрейдера, $кН$

$$T_{np} = T_a = \varphi_0 \cdot \frac{R_{\Sigma z}}{2} = 0,8 \cdot \frac{52,8}{2} = 21,12 \text{ кН} . \quad (3.46)$$

Вертикальну бокову реакцію на передньому мості автогрейдера, кН, визначаємо таким чином

$$S_n = 0,8 \cdot 84,6 = 67,68 \text{ кН} .$$

Сумарне бокове навантаження, що виникає у задньому мості автогрейдера, кН

$$\begin{aligned} S_{znp} + S_{zл} &= \frac{0,5 \cdot \varphi_0 \cdot R_{\Sigma z} \cdot (2a + b_k) + P_j \cdot \left(a + \frac{b_k}{2} \right) - R_n \cdot \ell_2 \cdot \varphi_0}{\ell_1} = \\ &= \frac{0,5 \cdot 0,8 \cdot 52,8 \cdot (2 \cdot 0,41 + 2) + 201,83 \cdot \left(0,41 + \frac{2}{2} \right) - 84,6 \cdot 3,945 \cdot 0,8}{1,97} = \quad (3.47) \\ &= \frac{77,14}{1,97} = 39,16 \text{ кН} . \end{aligned}$$

Бокове зусилля, що діє на автогрейдер, кН

$$R_b = \varphi_0 \cdot R_n - (S_{znp} + S_{zл}) = 0,8 \cdot 84,6 - 39,16 = 28,52 \text{ кН} . \quad (3.48)$$

3.5 Параметри поздовжньої і поперечної стійкості автогрейдера

З метою безпечного експлуатування автогрейдера, насамперед, на нього необхідно скласти паспорт та інструкцію з техніки безпеки. До керування автогрейдером можуть бути допущені лише ті особи, котрі мають відповідне посвідчення на право керування.

За безпечним експлуатуванням автогрейдера у межах будівельної ділянки має стежити спеціально призначена для цього особа з переліку інженерно-

технічного складу. Перед процесом пуску до експлуатування автогрейдера необхідно провести його технічний огляд.

Перед початком роботи автогрейдера варто переконатися у справності його робочого устаткування й надійному кріпленні складальних одиниць. Під час виявлених несправностей в системах рульового керування, гальм, електроосвітлення, сигналізації експлуатування автогрейдера заборонено.

У виробничій практиці більшість робочих операцій автогрейдера виконують під час руху машини бездоріжжям або примітивно підготовленими ґрунтовими дорогами, поверхнями автодоріг з вибоїнами чи відсипаними ґрунтами. Локальні нерівності й ухили сприяють втраті стійкості руху автогрейдера, а також порушенню рівноваги машини.

У разі, якщо шлях руху автогрейдера проходить поряд зі стрімким укосом котловану чи крайкою траншеї, то відповідні межі повинні бути відзначені огороженням полегшеної конструкції, щоб машиніст завчасно бачив небезпечну для руху ділянку і міг проїхати нею без пригод.

Здебільшого в'їзди і з'їзди автогрейдера на укосах насипів є небезпечними тому, що укоси є надто стрімкими для руху машини уперек них. Бокові ухили на підйомах і спусках автогрейдера теж є небезпечними унаслідок можливості його бокового перекидання. Для створення безпечних умов руху на укосах насипів влаштовують слабо похилі в'їзди, які використовують і як з'їзди. В'їзди або з'їзди на укосах насипів формують під час відсипання ґрунту скреперами.

Рух автогрейдера бічними ухилами, а також й повороти на них, є небезпечними унаслідок можливості бокового перекидання машини, особливо на локальних нерівностях.

Під час прямолінійного руху на підйомах і спусках в автогрейдерів мають бути справними гальма. У разі, якщо гальма в аварійному порядку відмовили та є небезпека створення аварійної ситуації, машиніст має оперативно опустити відвал автогрейдера на ґрунт завдяки механізму керування робочим устаткуванням. При цьому ножі відвала зарізаються в поверхню ґрунту й

загальмують його, аж до повної зупинки руху автогрейдера. Опустати відвал в такому разі потрібно плавно для уникнення значних динамічних перевантажень машини.

Автогрейдер – досить габаритна (довга) машина. Тому його поздовжня стійкість щодо перекидання є забезпеченою на ухилах, що є граничними з умови зчеплення рушія машини із дорогою.

Під час проведення інженерних розрахунків необхідно мати на увазі, що гальмами обладнають зазвичай лише задні колеса автогрейдера, а як тягові колеса використовують усі наявні або лише задні.

Граничний кут на підйом, який долає автогрейдер колісної формули 1×3×3 з умови зчеплення рушія машини із дорогою

$$\operatorname{tg} \alpha_{\Pi} = \frac{\varphi \cdot B_1 - f \cdot B_2}{B_2 - \varphi \cdot h_{\Pi}} = \frac{0,75 \cdot 5,07 - 0,1 \cdot 5,915}{5,915 - 0,75 \cdot 1,07} = 0,628; \quad (3.49)$$

$$\alpha_{\Pi} = 32,13^{\circ}.$$

Максимальний кут на підйом, який долає автогрейдер колісної формули 1×3×3 з умови реалізування 100% потужності двигуна машини

$$\sin \alpha_{\Pi} = \frac{N \cdot \eta}{G \cdot V_{\partial} \cdot (1 + f^2)} - f = \frac{158,1 \cdot 0,8}{137,4 \cdot \frac{4,1}{3,6} \cdot (1 + 0,1^2)} - 0,1 = 0,7; \quad (3.50)$$

$$\alpha_{\Pi} = 44,45^{\circ}.$$

Визначимо граничний ухил з умови зчеплення гальмових коліс з поверхнею дороги, врахувавши мінімально необхідний коефіцієнт запасу стійкості, рівний 1,2

$$\operatorname{tg} \alpha_y = \frac{1}{1,2} \cdot \frac{B_1(\varphi - f) + f \cdot B_2}{B_2 + (\varphi - f) \cdot B_1} = \frac{1}{1,2} \cdot \frac{5,07 \cdot (0,75 - 0,1) + 0,1 \cdot 5,915}{5,915 + (0,75 - 0,1) \cdot 5,07} = 0,352; \quad (3.51)$$

$$\alpha_{II} = 32,13^{\circ}.$$

Поперечну стійкість автогрейдера визначає граничний кут поперечного ухилу, розрахований з умови перекидання машини,

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{0,5 \cdot b_{\kappa}}{1,2 \cdot h_{\psi}} = \frac{0,5 \cdot 2}{1,2 \cdot 1,07} = 0,7788; \quad (3.52)$$

$$\alpha = 37,9^{\circ}.$$

Допустимий кут поперечного ухилу, визначений з умови зчеплення рушія машини із поверхнею дороги

$$\operatorname{tg} \alpha = 0,8 \varphi / 1,2 = 0,8 \cdot 0,75 / 1,2 = 0,5; \quad (3.53)$$

$$\alpha = 26,6^{\circ}.$$

3.6 Проектна продуктивність автогрейдера у процесі спорудження доріг промислових підприємств

У виробничій практиці спорудження доріг промислових підприємств автогрейдерами зазвичай споруджують ґрунтові насипи заввишки до 0,5 м (рис. 3.7)

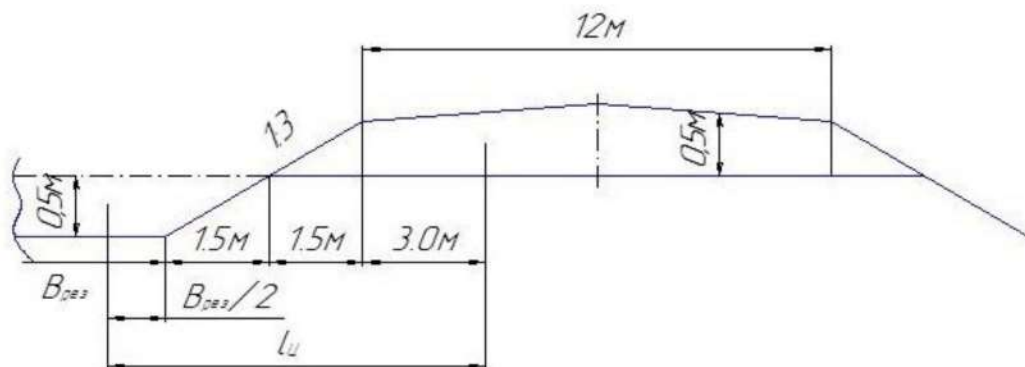


Рисунок 3.7 – Схема спорудження ґрунтового насипу
(на прикладі двосмужної автодороги)

За умови стрімкості укосів 1:3 площа поперечного перерізу ґрунтового насипу становитиме

$$F_n = 12 \cdot 0,5 + 2 \cdot \frac{0,5 \cdot 1,5}{2} = 6,75 \text{ м}^2 .$$

Площа поперечного перерізу бакового резерву орієнтовно рівна площі половини насипу (за умови приблизно однакової щільності ґрунту у стані природного залягання й у насипі), тому

$$\frac{1}{2} \cdot F_n = B_{рез} \cdot 0,5 + 2 \cdot \frac{0,5 \cdot 1,5}{2} = 3,375 \text{ м}^2 .$$

Звідси визначаємо ширину основи резерву

$$B_{рез} = \frac{3,375 - 0,5 \cdot 1,5}{0,5} = 5,25 \text{ м} .$$

Середня відстань переміщення ґрунту з резерву у насип становитиме

$$\ell_{\text{ч}} = \frac{B_{рез}}{2} + 1,5 + 1,5 + 3 = 8,625 \text{ м} .$$

Площу поперечного перерізу стружки ґрунту, котру зрізує відвал автогрейдера, визначаємо з рівняння його тягового балансу, тобто

$$F_{стр} = 0,21 \text{ м}^2 .$$

У такому разі продуктивність автогрейдера під час спорудження ґрунтового насипу становитиме

$$H = \frac{F_n \cdot L \cdot K_e}{1000 \cdot \left(\frac{n_3}{v_I} + \frac{n_n}{v_{II}} + \frac{n_0}{v_0} \right) + 2 t_{нов} \cdot (n_3 + n_n + n_0)}, \quad (3.54)$$

де F_n - площа поперечного перерізу ґрунтового насипу, m^2 ;

L - довжина гону (захватки), m ; $L = 500 m$;

K_e - коефіцієнт використання робочого часу машиністом автогрейдера;

$K_e \approx 0,8$;

n_3, n_n, n_0 - кількість проходів автогрейдера під час різання, переміщення й оброблення ґрунту;

v_I, v_{II}, v_0 - швидкості руху автогрейдера відповідно на I, II і III робочій передачах коробки швидкостей, $км/год$;

$t_{нов}$ - час на один поворот автогрейдера на 180° , $год$; $t_{нов} \approx 0,01 год$.

$$n_3 = \frac{F_n}{F_{ср}} \cdot K_n; \quad (3.55)$$

$$n_n = n_3 \cdot \frac{\ell_y}{B \cdot \sin \alpha} \cdot K_m; \quad (3.56)$$

$$n_0 \approx 0,3 n_3. \quad (3.57)$$

У зазначених формулах K_n і K_m - коефіцієнти перекриття проходів під час різання ґрунту ($K_n \approx 1,6$) і його переміщення ($K_m \approx 1,15$).

Фактичні швидкості руху автогрейдера визначаємо з урахуванням процесів буксування його рушія (δ)

$$v_I = (1 - \delta_I) \cdot v_{I1}; \quad (3.58)$$

$$v_{II} = (1 - \delta_{II}) \cdot v_{II1}; \quad (3.59)$$

$$v_0 = (1 - \delta_0) \cdot v_1 . \quad (3.60)$$

У процесі різання ґрунту $\delta_1 = 0,2$, у процесі переміщення ґрунту $\delta_{II} = 0,1$, у процесі оброблення ґрунту у насипах $\delta_0 = 0,1$.

Для автогрейдера масою 14 т експлуатаційна годинна продуктивність роботи становитиме

$$n_3 = \frac{F_n}{F_{cmp}} \cdot K_n = \frac{6,75}{0,21} \cdot 1,6 = 52 ;$$

$$n_n = n_3 \cdot \frac{\ell_u}{B \cdot \sin \alpha} \cdot K_m = 51,43 \cdot \frac{8,625}{3,7 \cdot \sin 60^\circ} \cdot 1,15 = 139 ;$$

$$n_0 = 0,3 \cdot n_3 = 0,3 \cdot 52 = 16 .$$

Фактичні робочі швидкості руху автогрейдера

$$v_1 = (1 - \delta_1) \cdot v_1 = (1 - 0,2) \cdot 4,1 = 3,28 \text{ км/год} ;$$

$$v_{II} = (1 - \delta_{II}) \cdot v_2 = (1 - 0,1) \cdot 10,88 = 9,8 \text{ км/год} ;$$

$$v_0 = (1 - \delta_0) \cdot v_1 = (1 - 0,1) \cdot 4,1 = 3,7 \text{ км/год} .$$

У результаті експлуатаційна продуктивність автогрейдера ($m^3/\text{год}$) на ділянці шляху завдовжки $L = 500$ м (довжина гону) становитиме

$$П = \frac{6,75 \cdot 500 \cdot 0,8}{\frac{500}{1000} \cdot \left(\frac{52}{3,28} + \frac{139}{9,8} + \frac{16}{3,7} \right) + 2 \cdot 0,01 \cdot (52 + 139 + 16)} = 126,64 \text{ м}^3 / \text{год} .$$

ВИСНОВКИ

1 Проаналізовано особливості транспортної інфраструктури вітчизняних промислових підприємств, технології будівництва дорожніх об'єктів з застосуванням грейдерів та основні тенденції розвитку їхніх конструкцій та вузлів.

2 Опрацьовано питання охорони праці, навколишнього середовища та безпеки у надзвичайних ситуаціях під час спорудження доріг промислових підприємств грейдерною технікою.

3 Обгрунтовано ряд конструкційних параметрів автогрейдера, зокрема потужність його двигуна, геометрію відвала, тип коліс тощо. Проведено кінематичні розрахунки для робочого та транспортного режимів руху автогрейдера.

4 Сконструйовано привод ряду механізмів керування: підймання-опускання відвала, повороту відвала, нахилання коліс автогрейдера. Проведено розрахунки елементів конструкцій автогрейдера на міцність і довговічність, зокрема його тягової й основної рам.

5 Обгрунтовано ряд експлуатаційних параметрів автогрейдера, зокрема величини його колії, бази та положення центра ваги, охарактеризовано тягово-зчіпні характеристики автогрейдера, проведено тягові розрахунки.

6 Виконано інженерні розрахунки щодо впливу граничних експлуатаційних навантажень на автогрейдер, зокрема під час інтенсивного заглиблення відвала в ґрунтову основу до повного зупинення машини в стопорному режимі й для режиму динамічного контакту відвала автогрейдера з важкопереборною перешкодою.

7 Обгрунтовано параметри подовжньої і поперечної стійкості автогрейдера.

8 Обчислено проектну продуктивність автогрейдера під час спорудження ґрунтової основи доріг промислових підприємств з урахуванням його фактичних робочих швидкостей руху на ділянці гону.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

- 1 Будівельні машини та обладнання: підручник / О. М. Лівінський, О. М. Пшінько, М. В. Савицький та ін. – Київ: Українська академія наук; “МП Леся”, 2015. – 612 с.
- 2 Панченко В. О., Костюк М. Г., Качура А. О. Технологія і механізація будівельних процесів: навч. посібник. – Харків: ХНАМГ, 2005. – 242 с.
- 3 Сукач М. К. Будівельні машини і обладнання: підручник. – Київ: Видавництво Ліра, 2016. – 390 с.
- 4 ТТК 03450778-155:2013. Типова технологічна карта на виконання робіт з улаштування водовідвідних канал автогрейдером. – Київ, 2013. – 5 с.
- 5 ДСТУ EN 474-8:2016. Землерийні машини. Вимоги щодо безпеки. Частина 8. Вимоги до грейдерів (EN 474-8:2006 + A1:2009, IDT). – Київ: ДП “УкрНДНЦ”, 2019. – 10 с.
- 6 ДСТУ ISO 6020-2:2008. Гідроприводи об’ємні. Приєднувальні розміри для гідроциліндрів з однобічним штоком на номінальний тиск 16 МПа (160 бар). Частина 2. Компактна серія (ISO 6020-2:2006, IDT), – Київ, 2010. – 12 с.
- 7 Рагулін В. М. Комп’ютерне моделювання при аналізі механізму підвіски тягової рами автогрейдерів. Сучасні проблеми моделювання. – Мелітополь, 2018. – Вип. 13. – С. 154-162.
- 8 Хмара Л. А., Холодов А. П. Розвиток наукових основ створення енергоефективних будівельно-дорожніх машин. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – Харків, 2020. – Вип. 2(88), С. 24-30.
- 9 Проведення ефективного прогнозування роботи машин для земляних робіт / Л. Пелевін, А. Фомін, Є. Горбатюк, В. Шаленко. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – К., 2019. – Вип. 93. – С. 12-18.
- 10 Будівельна техніка: підручник / О. Г. Онищенко, В. О. Онищенко, С. Л. Литвиненко, Б. О. Коробко; за ред. В. О. Онищенка та С. Л. Литвиненка. – 2-ге вид., перероб. і доп. – К.: Кондор-Видавництво, 2017. – 424 с.
- 11 Shevchenko V., Chaplygina A., Beztsennaya Zh. The analitical research of

the process of forming the motorgrader motion path at implementation of working operations. Trans Motauto World. – 2017. – Vol. 2.2. – Pp. 83-86.

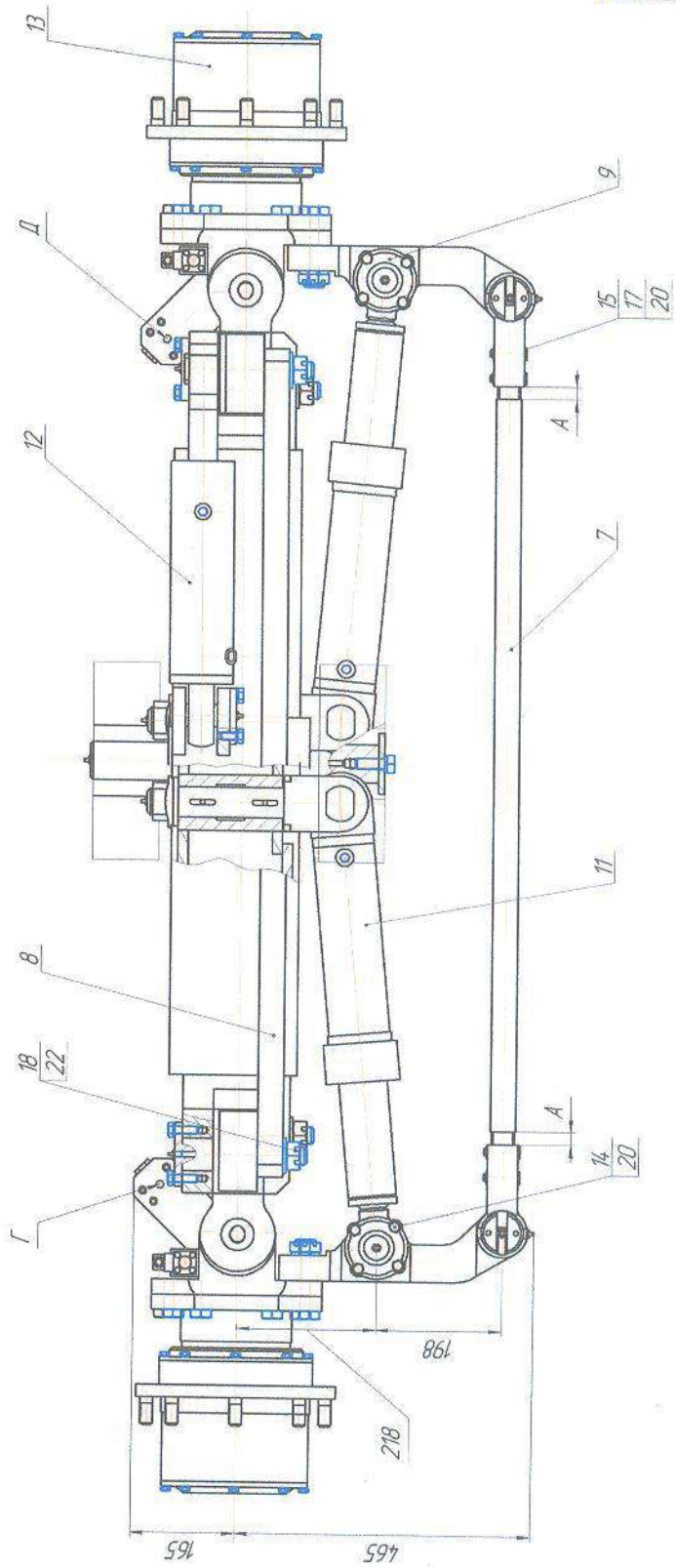
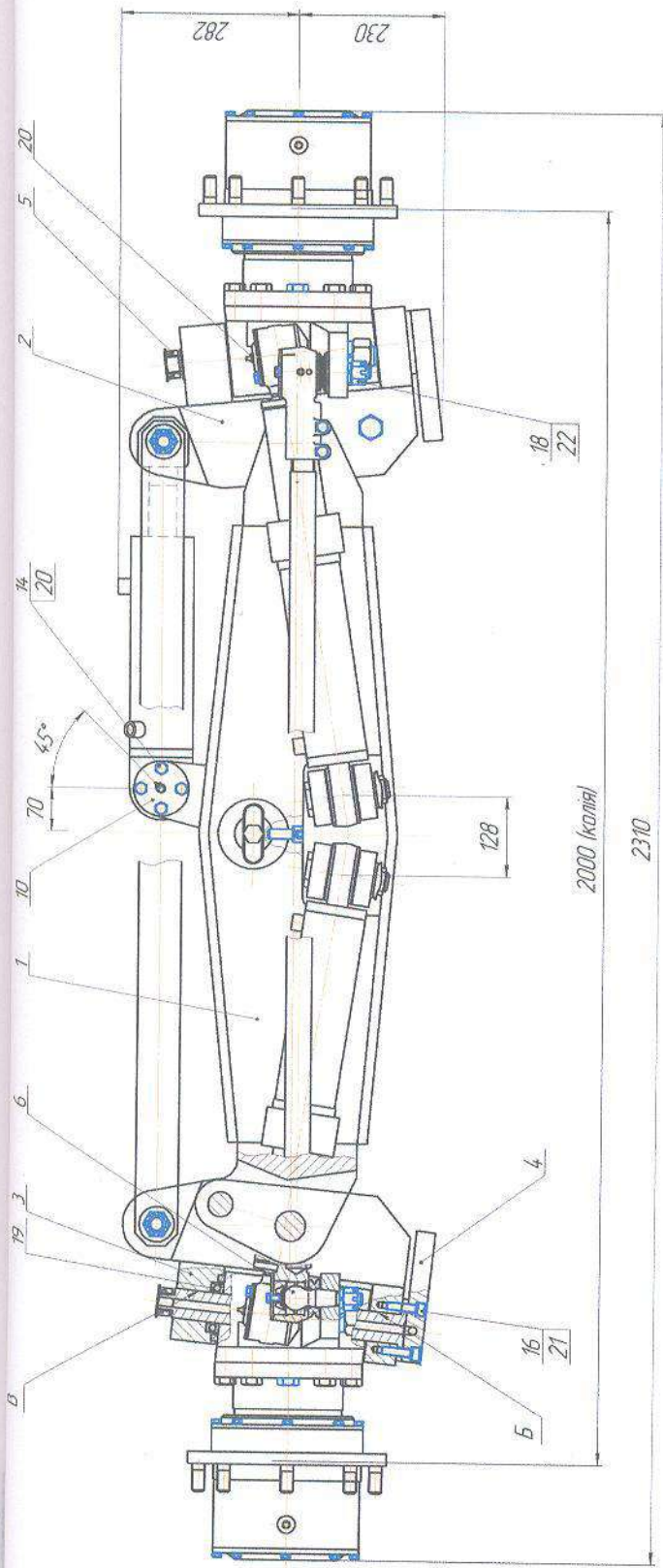
12 Motor grader operation and maintenance manual: monograph. – Helena: Montana department of transportation, Maintenance and Equipment Division. – 2005. – 68 p. – Available at: <https://archive.org/details/motorgraderopera138mont/mode/2up>.

13 Автогрейдери SEM [Електронний ресурс]. – Електрон. дані. – Privacy Protection Service, 2012. – Режим доступу: <https://sem-ua.com/products/avtogreydery/>, вільний. – Назва з екрану. – Мова укр.

14 Автогрейдери Zeppelin Cat [Електронний ресурс]. – Електрон. дані. – ТОВ “Цеппелін Україна”, 2014. – Режим доступу: <https://zeppelin.ua/products/motor-graders/>, вільний. – Назва з екрану. – Мова укр.

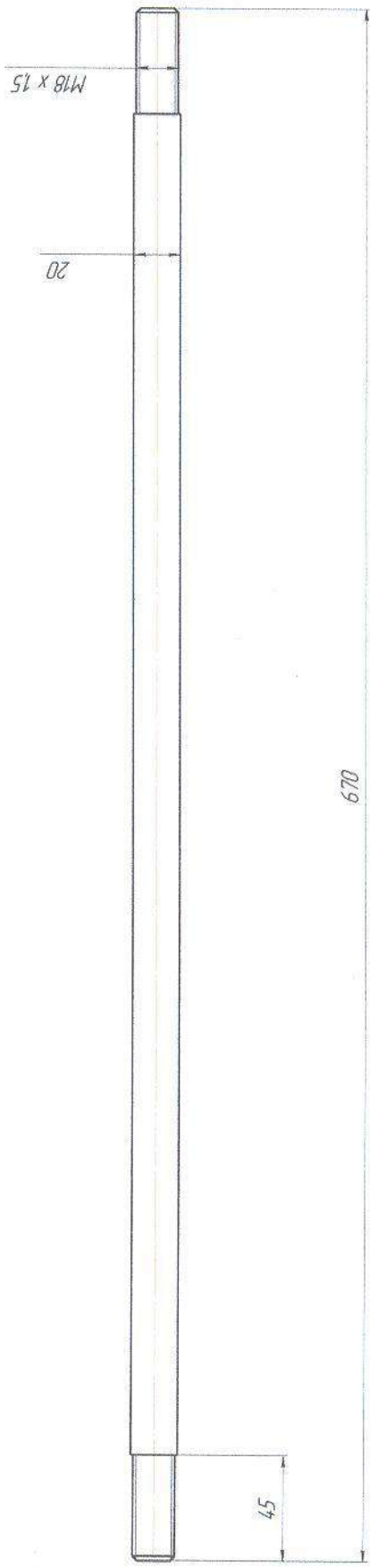
15 Автогрейдер XCMG [Електронний ресурс]. – Електрон. дані. – ТОВ “ХОСТПРО ЛАБ”, 2018. – Режим доступу: <https://www.xcmg-ukraine.com.ua/categories/roadtechnic/autograder/>, вільний. – Назва з екрану. – Мова укр.

ДОДАТКИ



- 1 *Разміри для довідок
- 2 Різниця різьблених ділянок А тяги керма доїт троліції, що виступають за наконечники, - не більше 5 мм.
- 3 Шарнірні з'єднання осей і пальців змастити крім прес-мастила маслом МІтол-24 ДСТУ ГОСТ 21150-2019 до його появи в зазорах на торцях. При встановленні шварць і внутрішні лаверні отвори Б і Ж змастити оливою гідролітичною ВМГЗ (Ritol).
- 4 Отвори Г і Д для приєднання шлангів гідросистеми повинні бути заглушені технологічними корками (пробками).

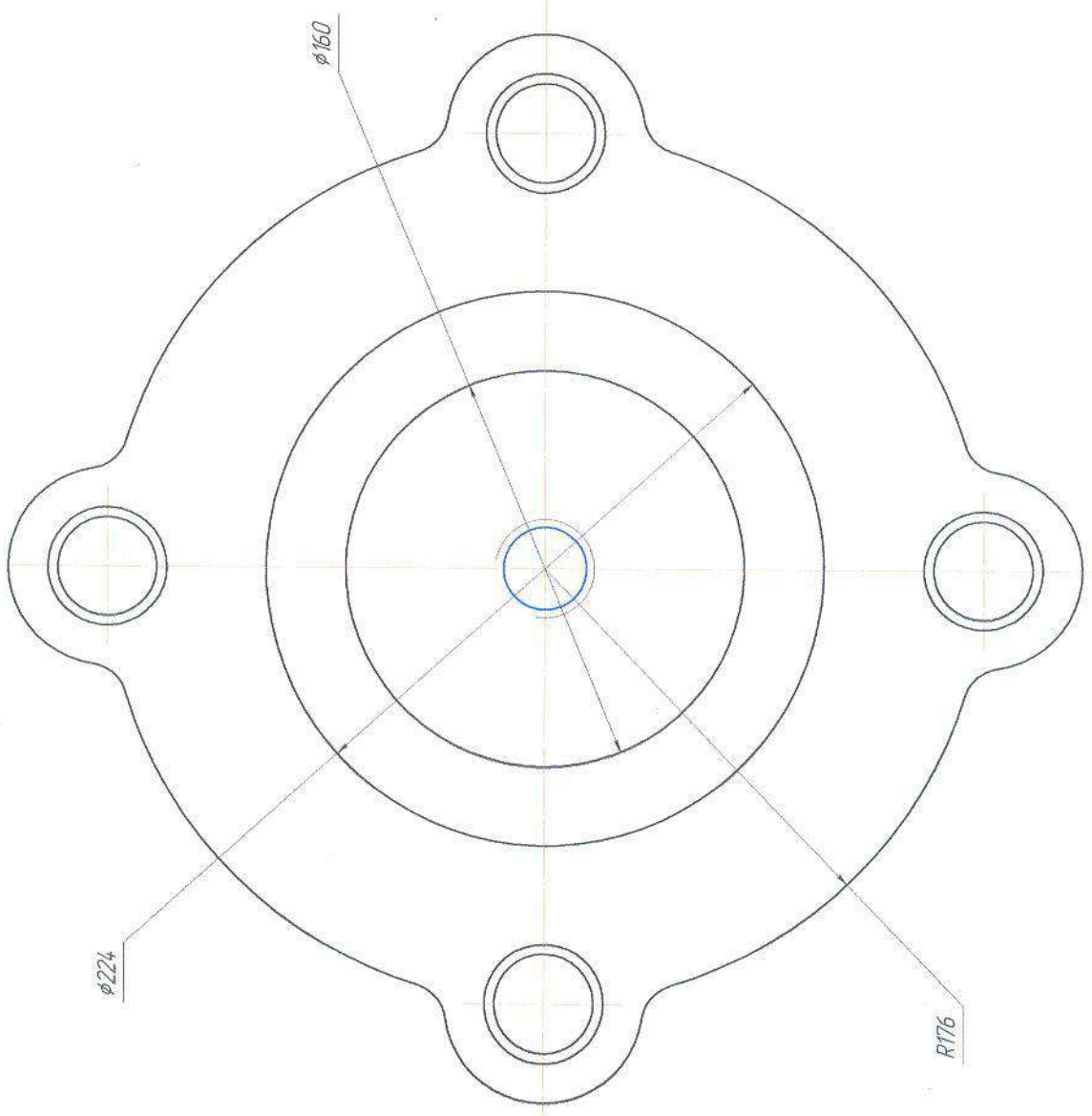
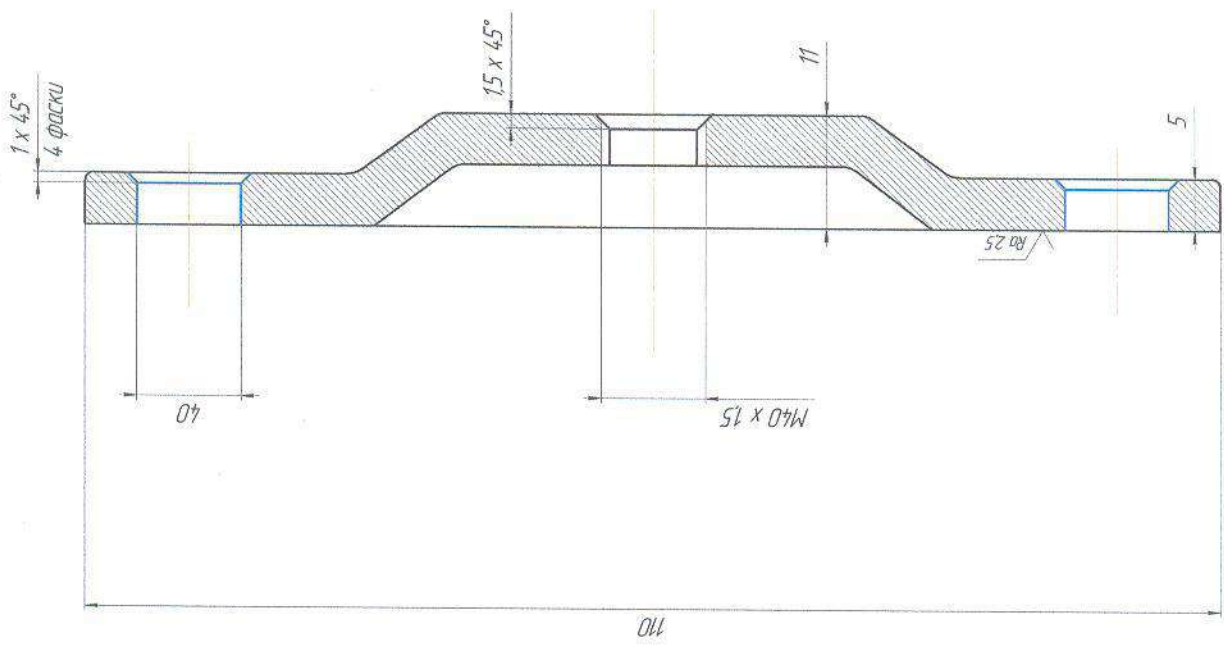
КР-133.03.ГМ.МР.18.02.01.09.0001СК	
Дат.	Масо.
14	740
Міст передній автомобіля	
Лист 2 з 4-х	
№ 17-Б/м	
НПТУ-Ужгород	



КР 133.031.ГМ.П.18.02.01.09.007.Б3

№	Имя	Подпись
1	Тяго	
2	Иванов	
3	Петров	
4	Сидоров	
5	Климов	

Диагностика
 20.11.2015
 11
 20.11.2015
 11
 20.11.2015
 11



КР.133.03.ГПМР.18.02.0109.009.03

№	Имя	Подпись	Дата
1	Кришча		14
2	Некляда		5

Фаб. № 514
НПЗ Сурожу

Форм.	Зона	Поз.	Позначка	Найменування	Кіл.	Приміт.
				<u>Документація</u>		
A4			KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.0100.000.ПЗ	Пояснювальна записка		
A1			KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.0100.000.ВЗ	Складальний кресленик		
				<u>Складальні одиниці</u>		
A1	1		KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01010000.СК	Кабіна	1	
A2	2		KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01020000.СК	Двигун	1	
A2	3		KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01030000.СК	Основна рама	1	
A2	4		KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01040000.СК	Тягова рама	1	
	5		KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01050000.СК	Відвал	1	
	6		KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01060000.СК	Допоміжне устаткування	1	
	7		KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01070000.СК	Трансмсія	1	
	8		KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01080000.СК	Редуктор балансиру	1	
	9		KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01090000.СК	Міст передній автогрейдера	1	
	10		KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01100000.СК	Гідроциліндр підіймання та опускання відвалу	2	
	11		KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01110000.СК	Гідроциліндр виносу тягової рами	1	

KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.0100.000

Зм	Арж	№ докум	Підп.	Дата
Розроб.		Паснак А. Т.		15.12.25
Перев.		Рудько І. М.		15.12.25
Н. контр.				
Затв.				

Загальний вигляд
автогрейдера
(1 x 3 x 3)

Літ.	Лист	Листів
н	1	1

гр. ІН-61м
НЛТУ України

Форм.	Зона	Поз.	Позначка	Найменування	Кіл.	Приміт.
				<u>Документація</u>		
A4			KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01.00.000.ПЗ	Пояснювальна записка		
A1			KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01.00.000.ВЗ	Складальний кресленник		
				<u>Складальні одиниці</u>		
			KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01.09.000.СК	Міст передній автогрейдера		
				<u>Деталі</u>		
		1	KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01.09.001	Балка передня	1	
		2	KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01.09.002	Кулак поворотний	1	
		3	KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01.09.003	Шворінь	2	
		4	KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01.09.004	Фланець	2	
		5	KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01.09.005	Заглушка технологічна	2	
		6	KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01.09.006	Палець кульковий	2	
		7	KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01.09.007	Тяга поперечна	1	
		8	KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01.09.008	Тяга нахилу коліс	1	
		9	KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01.09.009	Кришка накладна	2	
		10	KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01.09.010	Кришка торцева	1	
		11	KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01.09.011	Гідроциліндр повороту коліс	1	
		12	KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01.09.012	Гідроциліндр нахилу коліс	1	
		13	KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01.09.013	Маточина	2	
				<u>Стандартні вироби</u>		
				Болт ДСТУ 7798:2008		
		14		M10 x 1,25-6d x 22,58	12	
		15		M10 x 1,25-6d x 50,58	4	
		16		M12 x 1,25-6d x 45,58	8	
		17		Гайка M10 x 1,25 кругла шліцьова	4	
		18		Гайка M24 x 1,25-6H ДСТУ	6	
				5915:2008		

KP.133.03.ГМ.МР.І.8.02.01.00.000

Зм	Арк	№ док.м	Подп.	Дата
Розроб.		Паснак А. Т.		15.12.25
Перев.		Рудько І. М.		15.12.25
Н.контр.				
Затв.				

Міст передній автогрейдера

Літ.	Лист	Листів
н	1	2

гр. ІН-61М
НЛТУ України

ДОДАТОК А

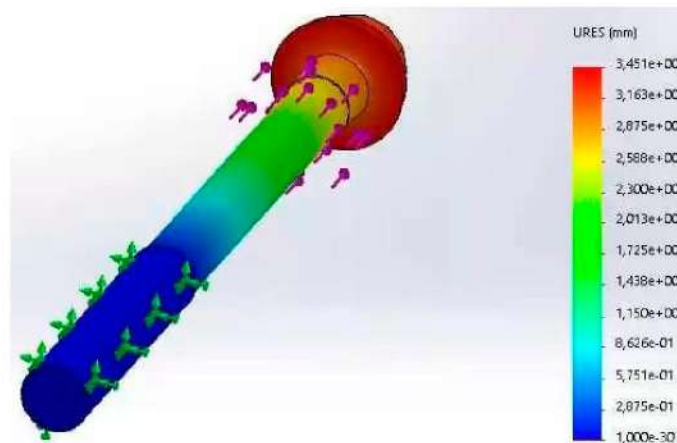


Рисунок А.1 – Конструкційні переміщення регулювального гвинта

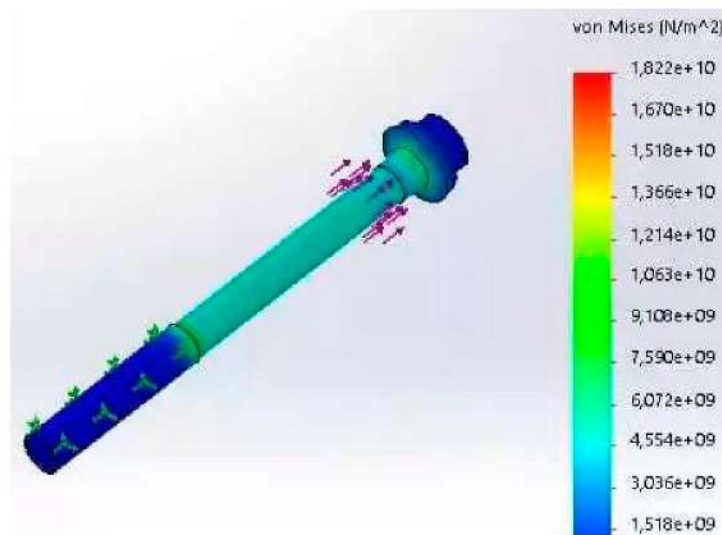


Рисунок А.2 – Конструкційні напруження регулювального гвинта

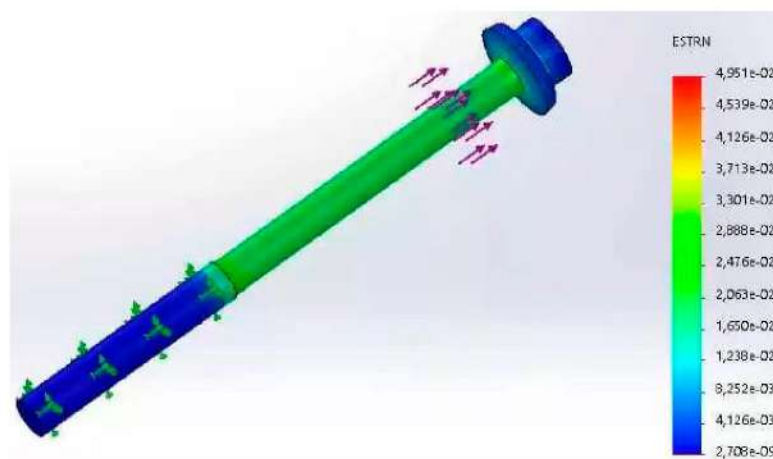


Рисунок А.3 – Конструкційні деформації регулювального гвинта