

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Факультет механічний

Кафедра «Будівельні і дорожні машини»

Пояснювальна записка

до дипломної роботи

магістра

ВСТАНОВЛЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО РОЗМІРУ З'ИНУ ТРУБИ ПРИ ЇЇ УКЛАДАННІ У ВІДКРИТУ ТРАПЕШО

Завідувач кафедри, докт. техн. наук, професор

Наталія ФІДРОВСЬКА

Нормоконтролер, канд. техн. наук, доцент

Олександр ОРЕЛ

Керівник, докт. техн. наук, професор

Володимир СУПОНЄВ

Консультант, канд. техн. наук, професор

Олег БОГАТОВ

Студент гр. М-63-22

Деніс ПІДОПРИГАЛОВ

Харків 2023

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Факультет механічний
Кафедра будівельних і дорожніх машин
Освітній рівень – магістр
Галузь знань – 13 «Механічна інженерія»
Спеціальність – 133 «Галузеве машинобудування»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри,
професор Наталія ФІДРОВСЬКА

« 2 » вересня 2023 року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Ім'я приголом: Денісу Олександровичу

1. Тема проекту (роботи) - Встановлення раціонального розміру згину труби при її укладанні у відкриту траншею
2. Керівник роботи – Суповий Володимир Миколайович, д.т.н, доцент.
Затверджені рішенням Вченої ради механічного факультету
« _____ » _____ 2023 року / протокол № _____
2. Строк подання студентом роботи « 2 » грудня 2023 року.
3. Вихідні данні до проекту (роботи): розробка ґрунту для безтраншейного прокладання лінійно-протяжних ділянок розподільних газопроводів ножовим трубозаглиблювачем.
4. Перелік питань, які потрібно розробити: 1 Аналіз інформаційних джерел; 2 Науково-дослідна частина; 3 Розрахункова частина; 4 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях; 5 Техніко-економічні розрахунки.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
 1. Кран-трубоукладач, загальний вигляд (A1)
 2. Стріла, загальний вигляд (A1)
 3. Противажиль, загальний вигляд (A1)
 4. Лебідка грузова, загальний вигляд (A1)
 5. Підвіска крюкова, загальний вигляд (A1)
 6. гідравлічна схема, креслення (A1)
 7. Технологія, плакат.

8. Безпека життєдіяльності, плакат.
9. Економічні розрахунки, плакат.

5. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
4	Богатов О.І, к.т.н, професор		
5	Супонев В.М, д.т.н, доцент		

7. Дата видачі завдання

«_2_» вересня 2023 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту	Примітка
1	Аналіз інформаційних джерел	02.09.2023-01.10.2023	
2	Науково-дослідна частина	16.09.2023-03.11.2023	
3	Розрахункова частина	18.10.2023-15.11.2023	
4	Спеціальні розділи	11.11.2023-30.11.2023	
5	Оформлення роботи	12.11.2023-02.12.2023	
6	Захист роботи	грудень 2023	

Студент _____ Денис ПІДОПРИГАЛОВ

Керівник роботи _____ Володимир СУПОНЕВ

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до дипломного проекту: 94 с., 20 рис., 7 табл., 1 додаток, 23 джерела.

Об'єкт дослідження – прогин трубопровідного батогу при його укладанні в траншею краном-трубоукладачем ТГ-124.

Мета роботи – проведення наукових досліджень по визначенню допустимих напружень в трубопровідному батогу при укладанні його в траншею.

При опусканні ланки трубопроводу в траншею або його підйманні трубоукладачами необхідно стежити за профілем труби, щоб не виникло безворотнього його перегину, що призводить до збільшення процесу та додатковим витратам на його відновлення. Вирішення цього питання присвячені дослідження даної дипломної роботи.

Проведено конструктивну модернізацію існуючої конструкції робочого обладнання крана-трубоукладача ТГ-124, що дозволить збільшити момент вантажної стійкості та, відповідно, підвищити вантажопідйомність.

У пояснювальній записці виконано огляд існуючих конструкцій трубоукладача; науково-дослідницька робота; опис крана-трубоукладача ТГ-124; виконані розрахунок стійкості трубоукладача; тяговий розрахунок, розрахунок гідросистеми та розрахунок стріли на міцність; проведено техніко-економічне обґрунтування запропонованої конструкції; охорона праці при експлуатації машини та питання, які пов'язані з надзвичайними ситуаціями.

КРАН-ТРУБОУКЛАДАЧ, ТРАНШЕЯ, СТІЛА, КОМУНІКАЦІЇ, ТРУБОПРОВІД, БУДІВНИЦТВО, ГРУНТ, МОДЕРНІЗАЦІЯ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ,

ЗМІСТ

Вступ	7
1. Огляд і аналіз конструкції кранів-трубоукладачів.....	9
1.1 Опис конструкції трубоукладачів, які серійно випускаються.....	10
1.2 Патентний пошук.....	17
1.3 Опис конструкції трубоукладача ТТ-124А.....	24
2. Науково-дослідницька робота.....	26
2.1 Допустимі радіуси кривизни траєкторії осі трубороводу при його укладанні в траншею.....	26
2.2 Визначення допустимого завалюючого зусилля на труборовід для випадку скорочення ділянки укладання його в траншею.....	29
3. Розрахунок робочого обладнання трубоукладача.....	32
3.1 Основні параметри і технічні характеристики кранів-трубоукладачів.....	32
3.2 Розрахунок тиску на ґрунт.....	41
3.3 Тяговий розрахунок.....	46
3.4 Розрахунок гідроприводу.....	50
3.5 Визначення розрахункових навантажень на вісь стріли.....	55
4. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.....	60
4.1 Загальні положення.....	60
4.2 Аналіз шкідливих чинників в кабіні оператора.....	63
4.2.1 Розрахунок подовжньої стійкості.....	63
4.2.2 Розрахунок стійкості при ухилі у бік вантажу.....	65
4.3 Організація оповіщення населення при загрозі виникнення надзвичайних ситуацій.....	68
5. Економічна оцінка проектних рішень.....	71
5.1 Вихідні дані для розрахунку.....	71
5.2 Визначення річної експлуатаційної продуктивності.....	71
5.3 Визначення річних поточних витрат споживача.....	75

5.4 Визначення економічного ефекту.....	83
Висновки.....	85
Список літератури.....	86
Додаток. Специфікації.....	88

РЕПОЗИТАРІЙ
КАФЕДРИ БДМ
ХНАДУ, 2023р

ВСТУП

Крани-трубоукладачі, які відносяться до спеціальних видів тракторних кранів, в основному призначені для прокладки різного призначення магістральних трубопроводів. Вони є основними машинами в спеціалізованій ізоляційно-укладальній колоні на прокладці трубопроводів.

При спорудженні лінійної частини магістрального трубопроводу трубоукладачі пересуваються по бездоріжжю, що пред'являє високі вимоги до їх прохідності, обумовленою сукупністю показників: середнього тиску на ґрунт, дорожнього просвіту й тягової характеристики.

Сучасні крани-трубоукладачі виконують при будівництві трубопроводів багато видів трубоукладацьких і допоміжних робіт.

Однією з задач оператора трубоукладача є утримування такого прогину трубопроводу при його укладанні в траншею при якому не будуть виникати внутрішні напруження, які б не перебільшували допустимі. Удосконалення розрахунків по визначенню величини допустимого прогину та величини її задавлювання є важливим питанням, яке потребує додаткових досліджень.

Конструкція цих кранів враховує те, що при прокладанні магістральних трубопроводів основне навантаження припадає на одну їх бічну сторону, що визначило їх конструктивне виконання як стрілових самохідних вантажопідіймальних машин без поворотної частини з бічним розташуванням стріли. Ходова частина сучасних кранів-трубоукладачів може бути двох типів: гусенична і пневмоколісною.

Трубоукладачі на гусеничному ході, найбільш поширені, складаються з базового шасі і встановленого на ньому вантажопідійомного обладнання, що включає лебідку, раму, противага, стрілу, підвіску гака, підвісну та стрілову обойми і гідросистему.

Відомо, що перекидний момент і момент вантажної стійкості визначаються коефіцієнтом стійкості, затвердженим Держгірпромнаглядом, який складає 1,4. Таким чином, збільшення вантажопідйомності трубоукладача можливе тільки при зміні двох параметрів, це – збільшення вантажної стійкості за допомогою вильоту контрвантажів і зменшення вантажного моменту створюваного самою стрілою трубоукладача.

Якщо на початку розвитку трубоукладачів їх вантажна стійкість забезпечувалася тільки вагою тракторного шасі, то потім по мірі збільшення діаметрів трубопроводів послідовно для збільшення стійкості стали створювати тракторні бази зі збільшеною колісною, застосовувати нерухомі противаги до них і, нарешті, відкидні на виліт контрвантажів, застосовувати полегшений варіант стріли і додаткові опори.

РЕПОЗИТАРІЙ
КАФЕДРИ БДМ
ХНАДУ, 2023р

1. ОГЛЯД І АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ КРАНІВ-ТРУБОУКЛАДАЧІВ

Особливістю спорудження лінійної частини газонафтопроводу є безперервне лінійне переміщення фронту робіт з багатократним повторенням декількох основних технологічних операцій. До основних технологічних операцій відносяться підготовка і розчищення траси, розвіз труб і задалегідь збільшення трубних секцій, їх зварювання у безперервний трубопровід, відкопування траншеї уздовж трубопроводу, очищення, ізоляція і укладання трубопроводу в траншею, засипка трубопроводу. Серед допоміжних операцій велику питому вагу складають навантажувально-розвантажувальні, особливо навантаження і розвантаження труб і трубних секцій (до 90% усіх вантажів).

Основні операції ведуть потоковим методом, тобто із застосуванням механізованих колон, безперервно іде рухаються по трасі трубопроводу з приблизно однаковою швидкістю механізмів, що входять в них. Допоміжні операції здійснюються до проведення основних робіт, паралельно ним або після них, причому у багатьох випадках їх також виконують потоковим методом при високому рівні механізації.

Для механізації трудомістких і важких робіт серійно випускають велике число типорозмірів спеціальних машин:

- роторні траншейні екскаватори;
- машини і установки для очищення і ізоляції труб;
- крани трубоукладачі;
- станки для холодного гнуття труб;
- установки горизонтального буріння;
- зварювальні установки і агрегати.

Застосовують також багато загальнобудівельних машин: одноковшові екскаватори, грейдери, скрепери та ін. Проте найосновніші і найбільш поширені машини використовувані на будівництві трубопроводів – трубоукладачі.

Трубоукладачі є самохідним шасі, оснащеним бічною стрілою. Призначені вони для утримування трубопроводу при проходженні по ньому очисною і ізоляційною машин і одночасно для укладання трубопроводу при проходженні по ньому очисною і ізоляційною машин і одночасно для укладання трубопроводу в траншею, для утримання кінця трубопроводу і приварюваної трубної секції, а також, котушок і арматури при виконанні зварювальних монтажних робіт, для монтажу і утримування трубопроводу при спорудженні підводних і повітряних переходів і для виконання різних навантажувально-розвантажувальних робіт на зварювальних монтажних базах і в місці трубопроводу, що будується.

Серійно випускаються декілька типорозмірів трубоукладачів, що розрізняються призначенням і характером виконуваних робіт.

1.1. Опис конструкції трубоукладачів, які серійно випускаються

Кранами трубоукладачами є спеціальні самохідні гусеничні машини з бічною стрілою, які є основними вантажопідійомними засобами на будівництві трубопроводів. Вони призначені для укладання в траншею трубопроводів, для супроводу очисних і ізоляційних машин, підтримка трубопроводів при зварюванні, вантаження розвантаження труб, а також для виконання будівельних монтажних робіт при спорудженні компресорних і насосних станцій.

Основні робочі рухи трубоукладачів: підйом і опускання вантажу, пересування крану разом з вантажем, зміна вильоту стріли з вантажем.

Випускають п'ять моделей кранів-трубоукладачів з механічним приводом вантажопідйомністю 12; 12,5; 15; 20 і 35 тонн. Трубоукладачі вантажопідйомністю 12 і 12,5 тонн призначено для укладання в траншею трубопроводів діаметром до 720 мм., вантажопідйомністю 15 тонн - діаметром до 820 мм., вантажопідйомністю 20 тонн - діаметром до 1020 мм., вантажопідйомністю 35 тонн - діаметром до 1020-1420 мм.

Істотним недоліком кранів з механічним приводом є відсутність малих (посадочних) швидкостей механізмів підйому вантажу і зміна вильоту стріли, неможливість їх плавного пуску і зупинки, що значно ускладнює виконання монтажних операцій, пов'язаних, наприклад, з центруванням і зварюванням труб в окремі ділянки і зварювання окремих ділянок в єдину нитку, обмежує сферу застосування трубоукладальників на будівельно-монтажних роботах. Вказані недоліки дозволяє усунути гідравлічний привід трубоукладального устаткування.

Трубоукладальники з вантажопідйомністю 6,3 т для укладання трубопроводів діаметром до 426 мм і трубоукладальники вантажопідйомністю 50 тонн для виконання підйомно-транспортних операцій на будівництві магістральних трубопроводів діаметром 1426 мм мають гідравлічний привід.

Лебідки цих трубоукладальників мають незалежний індивідуальний привід вантажного і стріловидного барабанів, здійснюється від аксіально-поршневих гідромоторів через циліндричні редуктори. Барабани обладнані стрічковими і нормально замкнутими гальмами, автоматично розмикаючі гідравлічними штовхальниками при вичерпанні гідромоторів. Швидкість підйому (опускання) вантажу і стріли регулюється зміною частоти обертання валу основного двигуна трубоукладача.

Сучасні трубоукладацькі машини обладнані електричними показниками вантажного моменту зі світловою і звуковою сигналізацією і гідравлічними показниками фактичного навантаження на стрілі.

Основним силовим устаткуванням кранів-трубоукладальників служить дизельний двигун базового трактора. Привід основних механізмів кранів-трубоукладальників може бути одномоторним (механічним) і багатомоторним (гідравлічним). У кранів з механічним приводом підвіска вантажної стріли гнучка, з гідравлічним - гнучка і жорстка.

Трубоукладальники ТГ-61 (рис. 1.1) і ТГ-62 призначені для укладання в траншею трубопроводів, супровід очисних і ізоляційних машин, виконання різних підйомно-транспортних операцій при будівництві трубопроводів діаметром до

426 мм. Трубоукладальник ТГ-62 може здійснювати вказані роботи на болотистих ґрунтах і ґрунтах зі зниженою несучою здатністю.

Трубоукладальники можна експлуатувати при температурі навколишнього повітря від - 40 до +40°C.



Рис. 1.1 – Кран-трубоукладач ТГ-61

Основні параметри:

- номінальна вантажопідйомність 6,3 т;
 - вантажопідйомність при роботі з одиничними вантажами на горизонтальному майданчику, залежить від вильоту крюка:
- | | | | | | | | | |
|--|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| вильот крюка від лівого ребра перекидання, м | 1,5 | 1,8 | 2,5 | 3,0 | 3,5 | 4,0 | 4,5 | 5,0 |
| вантажопідйомність, т | 6,3 | 6,3 | 4,6 | 3,8 | 3,2 | 2,8 | 2,4 | 2,1 |
- максимальна вантажопідйомність при виконанні ізоляційних робіт 86 кН;
 - момент стійкості 157 кН×м;
 - мінімальний і максимальний вильоти крюка відповідно 1,5 і 5 м;
 - висота підйому і глибина опускання крюка (при не занурених ґрунтозацепях), залежить від його вильоту:

виліт крюка від лівого ребра перекидання, м	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
висота підйому крюка від рівня стоянки, м	4,9	4,7	4,5	4,3	3,9	3,5	3,0	2,2
глибина опускання крюка від рівня стоянки, м	2,0	2,2	2,4	2,6	3,0	3,4	3,9	4,7

- швидкість підйому і опускання вантажу 2,3 - 8,5 м/хв;
- мінімальний час зміни вильоту крюка від 5 до 1,5 м - 18с;
- максимальна швидкість пересування трубоукладальника 6,5 км/год;
- максимальний питомий тиск на ґрунт лівою гусеницею при реалізації усього моменту стійкості і навантаженні на крюку, рівній номінальній вантажопідйомності ТГ-61 відповідно 128 кПа;
- конструкційна і експлуатаційна маса трубоукладальника 13,4 і 14,08 т, трубоукладальника ТГ-62 відповідно до 14,5 і 15,1 т;

В якості базового трактора використаний спеціальний гусеничний трактор, що складається з силової установки, трансмісії ТТ-75ВР-СЗ і спеціального гусеничного шасі з вузлами трактора Т-130.

Силова установка - чотиритактний чотирциліндровий дизельний двигун рідинного охолодження з безпосереднім вприском палива в циліндр. Модель - СМД-14НГ потужністю 58,8 кВт, з номінальною частотою обертання колінчастого валу 1800 хв⁻¹.

Трансмісія базового трактора з ленточною сухою, постійно замкнутою муфтою зчеплення. Коробка передач механічна, чотирьох ходова, семи ступінчаста з рухливими шестернями і блокуванням механізму перемикання передач. Кінцеві передачі - одноступінчаті з циліндричним зачепленням. Додаткові редуктори - одноступінчаті з внутрішнім зачепленням.

Ходова частина складається з жорсткої підвіски опорних катків з двома доріжками кочення на підшипниках кочення (по 6 штук з кожного боку), механізмом натягнення гусениць, пружинним механізмом здавання, збірної гусениці, що складається з гусеничного ланцюга і черевиків трактора Т-130 (ТГ-61) і Т-130Б (ТГ-62).

Вантажопідійомне устаткування складається з двох барабанної лебідки одного типу з незалежним приводом кожного барабана від циліндричного трьох ступінчастого редуктора. Привід гідравлічний, від гідромоторів РМНА 63/320. Діаметр вантажного і стріловидного барабанів 250 мм. Довжина вантажного і стріловидного барабанів відповідно до 250 і 135 мм. Гальма лебідки стрічкові, простої дії, нормально замкнуті, такі, що автоматично замикаються при його виключенні.

Управління редуктором приводу насосів механічне, лебідкою – гідравлічне, гальмами – автоматичне.

Кратність вантажного і стрілового поліспасти дорівнює чотирьом. Діаметр вантажного і стріловидного канатів 13,5 мм, довжина їх відповідно 45 і 38 м, розривне зусилля каната в цілому - до 90630 Н, позначення за державним стандартом - 13,5-Г-1-ЖС-Н 1568 ГОСТ 7668-80.

Прилади безпеки включають обмежувач пиліному стріли, звукову пневматичну сирену, показники вантажопідйомності на стрілі, навантаження на крюку, вантажного моменту.

Трубоукладацьки ТО 1224Г (рис. 1.2) і ТО 1224Е (рис. 1.3) призначені для укладання в траншею трубопроводів, супроводі очисних і ізоляційних машин, виконання різних підйомно-транспортних операцій при будівництві газонафтопроводів діаметром до 720 мм.

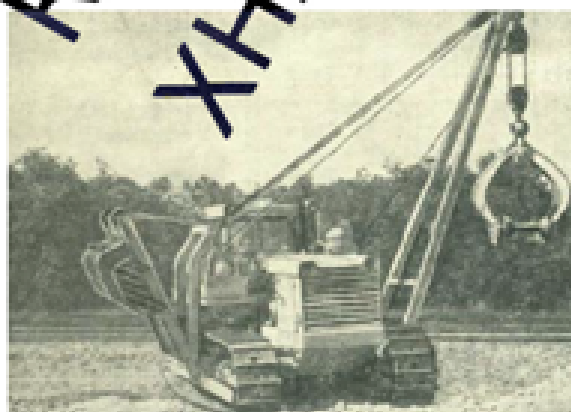


Рисунок 1.2 – Кран-трубоукладацький ТЕ-1224Г

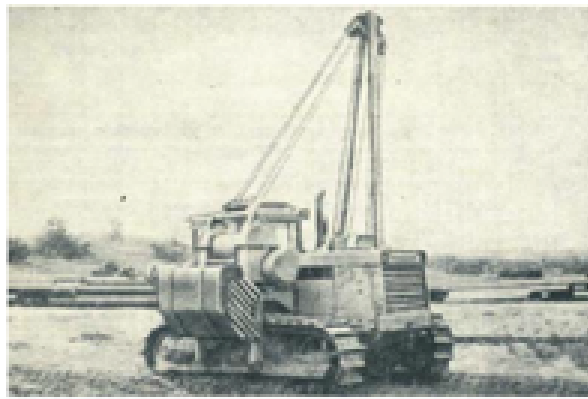


Рисунок 1.3 – Кран-трубоукладальник ТО-1224Е

Основні параметри:

- номінальна вантажопідйомність 12,5 тон;
- вантажопідйомність при роботі з одиничними вантажами на горизонтальному майданчику, залежна від вильоту крюка (табл.1.1);
- максимальне навантаження при виконанні ізольованих робіт 171 кН;
- моменти стійкості трубоукладачів ТО-1224Г і ТО-1224Е відповідно 333,5 і 319 кН·м.

Таблиця 1.1 – Вантажопідйомність трубоукладачів

Виліт крюка від лівого ребра перекидання, м	Вантажопідйомність трубоукладача, т				
	ТО-1224Г; противага			ТО-1224Е; противага	
	відсутня	присутня	знята	встановлена	знята
1,5	12,5	12,5	9,6	12,5	10,4
2,5	12,5	8,4	5,5	9,3	6,1
3,5	6,8	5,5	3,8	6,5	4,2
4,5	5,1	4,6	2,8	4,9	3,2
5,5	5,1	3,5	2,2	4,0	2,5

- мінімальний і максимальний вильоти крюка відповідно 1,5 і 5,5 м;
- висота підйому і глибина опускання крюка (при не занурених ґрунтозацепях), залежні від його вильоту:

виліт крюка від лівого ребра перекидання, м 1,5 2,5 3,5 4,5 5,5

висота підйому крюка від рівня стоянки, м 5,0 4,7 4,2 3,4 2,2

глибина опускання крюка від рівня стоянки, м 2,1 2,3 2,8 3,57 4,8

- максимальне тягове зусилля на приводній зірочці 119 кН;

- час зміни вильоту крюка від 5,5 до 1,5 м для трубоукладальників ТО-1224Г і ТО-1224Е відповідно 20 і 24 с (1 передача), 9 і 12 с (2 передача).
- конструктивна і експлуатаційна маса трубоукладача ТО-1224Г відповідно 22,4 і 23 т, трубоукладача ТО-1224Е відповідно 24,6 і 25,1 т;

Базовий трактор модель Т-130Б з двома жорсткими нероз'ємними (ТО-1224Г) і роз'ємними (ТО1224Е) поперечними зв'язками гусеничних візків замість ресори, з черевиками гусеничних стрічок шириною 500 мм. від трактора Т-130 і відсунутою назад (на 375 мм.) кабіною.

Трубоукладач Т-3560М (рис. 1.4) призначений для укладання в траншею трубопроводів, супроводи очисних і зоряційних машин, виконання різних підйомно-транспортних операцій при будівництві трубопроводів діаметром до 1220 мм.



Рисунок 1.4 – Кран трубоукладач Т-3560М

Основні параметри:

- номінальна вантажопідйомність 35 тонн;
- момент стійкості 733 кН×м;
- мінімальний і максимальний вильоти крюка відповідно 1,6 і 6,5 м;
- висота підйому і глибина опускання крюка залежно від його вильоту:

виліт крюка від лівого ребра перекидання, м	1,5	2,5	3,5	4,5	5,5	6,5
висота підйому крюка від рівня стоянки, м	5,8	5,6	5,2	4,6	3,7	2,6

глибина опускання крюка від рівня стоянки, м. 2,25 2,38 2,63 3,05 3,75 4,62

- швидкості підйому і опускання (частота обертання валу двигуна 1000 хв^{-1}) відповідно 8 і 15 м/хв для роботи з вантажами масою не більше 20 тонн;
- час повної зміни вильоту крюка на 1 і 2 швидкості відповідно 30 і 15 с;
- максимальне тягове зусилля на приводній зіродчці 223,7 кН;
- середній максимальний тиск на ґрунт лівої гусениці при реалізації усього моменту стійкості і навантаженні на крюку, відповідній номінальній вантажопідйомності, - 245 кПа;
- середній транспортний тиск на ґрунт (без навантаження на крюку при максимально піднятій і з присунутою противагою) лівої і правої гусениць відповідно до 44 і 85,4 кПа;
- Конструкційна і експлуатаційна маса трубоклавача відповідно 36,85 і 37,65 тонн.

Модель базового трактора Д90МХЛК-тип - гусеничний на базі промислового трактора Т-180. Потужність силової установки 134 кВт, модель Д-1800, частота обертання колінчастого валу при номінальній потужності 1100 хв^{-1} .

Вантажопідйомне устаткування складається з одновальної, двохбарабанної, з незалежним приводом кожного барабана, через конічний реверсивний механізм з дисковими муфтами ввічлення і черв'ячної редуктор лебідки.

Приводом механізму, від валу відбору потужності трактора через двошвидкісний редуктор з циліндричними шестернями, ланцюгову передачу і карданний вал.

1.2. Патентний пошук

Пристрій для транспортування довгомірних труб.

Авторське свідоцтво СРСР № 708100, кл. У 66 З 23/72, 1980.

Винахід відноситься до підйомних пристроїв, а саме до стріловидних кранів з пристроєм для транспортування труб. Мета винаходу - розширення технологічних можливостей шляхом забезпечення транспортування пакету труб по нерівній місцевості і їх поштучної розкладки по трасі трубопровод.

Пристрій для транспортування довгомірних труб містить гусеничний трактор 1 з ходовим візком 2 (рис. 1.5) і подовжніми балками 3. До однієї сторони з подовжніх балок 3 прикріплена противага 4, а до іншої - поворотна у вертикальній поперечній площині стріла 5 з крюком 6.

По обидві сторони від стріли 5 встановлені середня стійка 7 і задня стійка 8. До стійок 7 і 8 шарнірно прикріплені верхні 9 і нижні 10 ланок шарнірного чотирьохзвенника, виконаного у вигляді паралелограма 11. Ланки 9 і 10 пов'язані між собою шарнірно двома вертикальними ланками 12. Крім того, нижні ланки 10 сполучені із стійками 7 і 8 канатами-стопорами 13, що обмежують їх переміщення вниз. Верхні ланки 9 сполучені ригелем 14, до середньої частини якого канатом 15 або безпосередньо кріпиться крюк 6. На вертикальних ланках 12 жорстко закріплені подовжня вантажонесуча балка 16. До кронштейнів 17 жорстко прикріплені опори 18, на яких укладені довгомірні труби 19. Труби 19 крюком 6 стріли 5 встановлюють, наприклад, на наземній сторі 20 або на бровку траншеї.

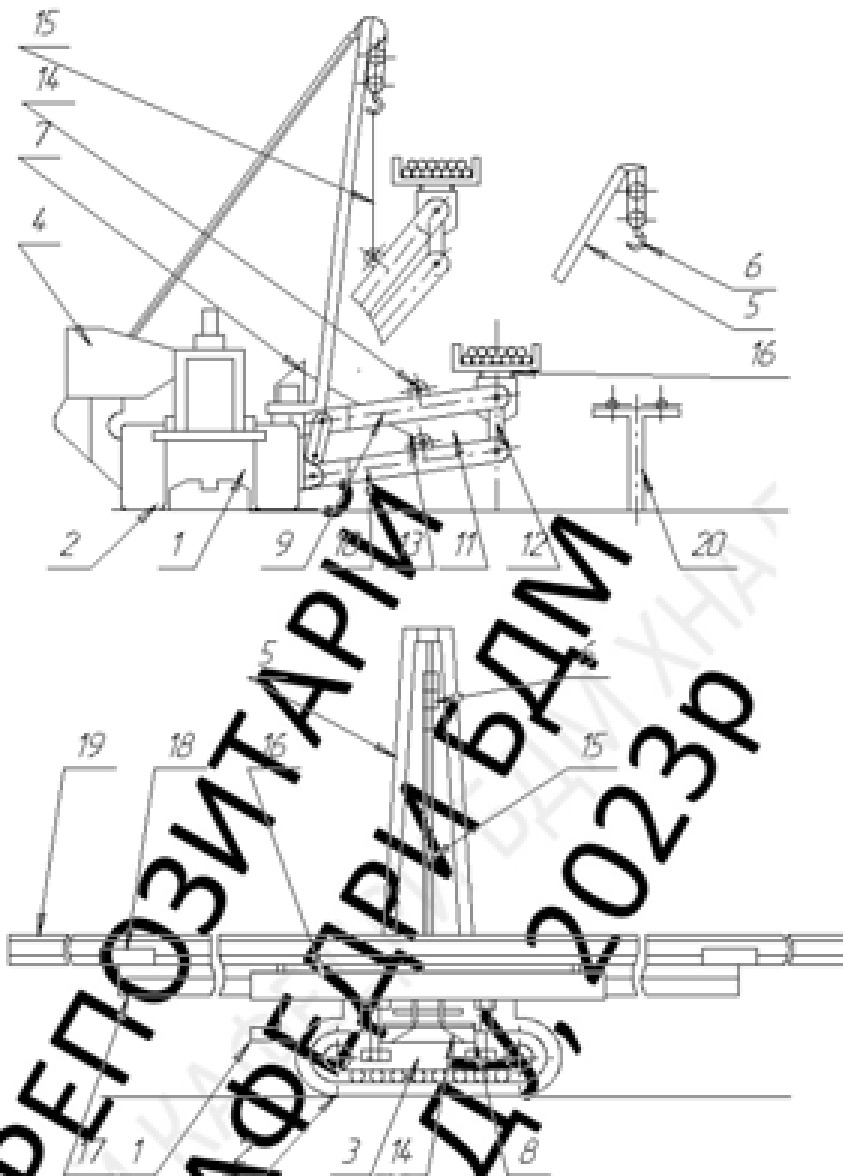


Рисунок 1.5 – Пристрій для транспортування довгомірних труб

Пристрій працює наступним чином.

Довгомірні труби 19 з тимчасового складу укладаються крюком 6 (за допомогою канатів, рушників та ін.) на опори 18 і доставляються до ділянки монтажу трубопроводу. При русі по нерівній місцевості за рахунок чотирьохзв'язного шарнірного паралелограма 11 здійснюється регулювання положення довгомірних труб 19 по висоті. При цьому ригель 14 пов'язаний через канат 15 з крюком 6.

Після доставки труб 19 на ділянку будівництва трубопроводу канат 15 від'єднується від ригеля 14 і знімається з крюка 6, а паралелограм 11 займає нижню

положення і утримується канатами - стопорами 13 в нижньому положенні. Труби 19 поштучно знімаються з опор, що несуть, 18 пристроїв і подаються послідовно на опори трубопроводу або бровку траншеї.

Кран-трубоукляч із стрілою, що складається.

Авторське свідоцтво СРСР № 002350822/29-11, кл. У 66 З 23/72, 1976.

Винахід відноситься до вантажопідйомних машин, зокрема до трубоукладачів.

Відомий кран-трубоукладач із стрілою, що складається відносно шарніра, встановленого із зовнішнього боку до відношення до базової машини 1 (рис. 1.6). Верхня секція стріли при складанні обертається навколо шарніра і займає положення зовні нижньої, прилягаючи до її зовнішньої поверхні. Застосування стріли, що складається, дозволяє обходитися без демонтажу її при перевезенні трубоукладача.

Недоліком крану є збільшені транспортні габарити трубоукладача по ширині за рахунок виступаючої верхньої секції.

Відомий також кран-трубоукладач, що містить базову машину з контрвантажем і механізмами крана, на якій вмонтовані подовжні балки нижньої секції стріли, шарнірно сполучені з подовжніми балками верхньої секції (2).

Проте верхня секція такого крану укладається згори кабіни, збільшуючи транспортні габарити зверху базової машини. У робочому положенні верхні секції стріли приєднуються до нижніх за допомогою болтів, що збільшує трудомісткість монтажно-демонтажних робіт при перекладі крану в транспортне положення і назад.

Кран трубоукладальник містить базову машину 1 з механізмами кранів. На кронштейнах, закріплено на гусеничному візку 2 базової машини, за допомогою гідроциліндра 3 на осі 4 встановлена стріла, що складається з верхньої 5 і нижньої 6 секцій. Підйом (опускання) вантажу здійснюється лебідкою 7 і канатно-блоковою системою 8. Стійкість машини забезпечується противагою 9.

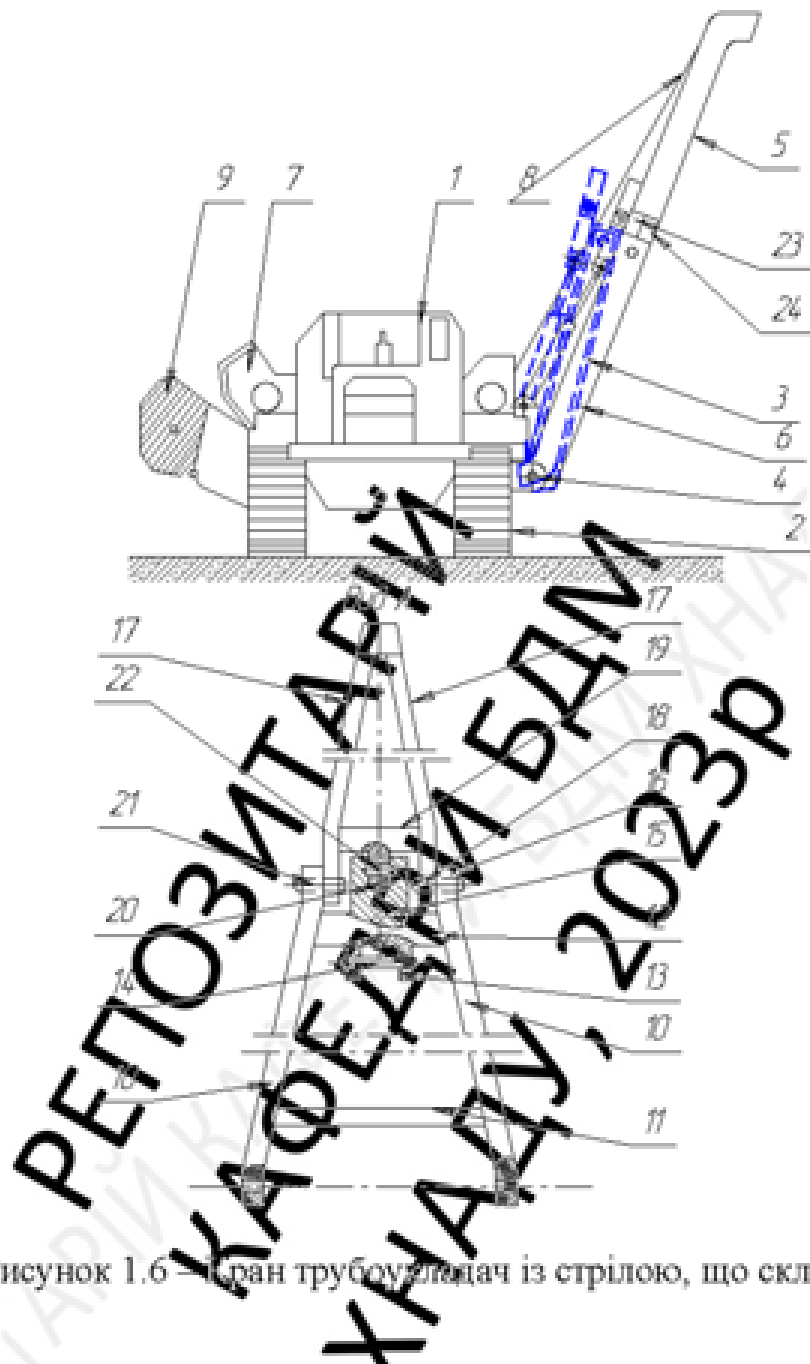


Рисунок 1.6 – Кран трубоукладач із стрілою, що складається

Для транспортування крану операції роблять в зворотному порядку, виймають палець 22, потім послабляють вантажний канат. Секція 5 під дією сили тяжіння опускається і займає місце усередині секції 6 між її балками (на рис. 1.6 це положення показане пунктиром). Потім секцію 5 прикріплюють до балки 11 і гідроциліндром 3 піднімають складену стрілу в крайнє положення. Кран готовий до перевезення. Така конструкція крану-трубоукладальника дозволяє понизити

трудомісткість монтажних демонтажних робіт і зменшити транспортні габарити. При цьому для перевезення трубоукладальника в транспортне положення не потрібно додаткові вантажопідйомні пристрої.

Кран-трубоукладач з механізмом гасіння динамічних навантажень.

Авторське свідоцтво СРСР № 12045488, кл. У 66 З 23/44, 1984.

Винахід відноситься до вантажопідйомних засобів, зокрема до кранів, переважно для укладання труб.

Мета винаходу – зниження динамічних навантажень.

Кран, переважно трубоукладальник, містить вантажну стрілу 1 (рис. 1.7), шарнірно прикріплену до однієї сторони рами 2; противага 3, встановлений з можливістю переміщення на важелі 4, механізм 5 висунення важеля противаги, коромисла 6, шарнірно пов'язаний за допомогою тяги 7 із стрілою 1, пружину 8, що зв'язує друге плече коромисла 6 з противагою 3, гнучку тягу-канат 9, зв'язуючу противагу 3 через обвідні блоки 10 і 11 з підвісним блоком 12, гнучким органом-канатом, що починається, 13 вантажної лебідки 14, і додатковий блок, що відхиляє, 15 для вантажного каната 13.

Причому жорсткість пружини 8, параметри коромисла 6 і тяги 7 підібрані так, щоб найбільший звіт противаги 3 відповідав найбільшій вантажопідйомності трубоукладача залежно від знівту стріли і необхідному запасу вантажної стійкості.

Трубоукладальник працює таким чином.

Перед початком роботи оператор висуває важіль 4 противаги 3 в крайнє положення, причому за відсутності навантаження на крюку противага 3 під дією пружини 8 займає положення з мінімальним вильотом.

При підйомі трубоукладальником вантажу з масою, близькою до максимальної вантажопідйомності для дане вильоту стріли, навантаження, що виникає у вантажному канаті 13, передається через блок 12 і канат 9 на противагу 3 і, долаючи напругу пружини 8 і що становить сили тяжіння противаги, переміщає його уздовж важеля 4 до моменту урівноваження сил, завдяки чому

відбувається гасіння динамічних навантажень у вантажопідіймальному механізмі з одночасним збереженням вантажної стійкості.

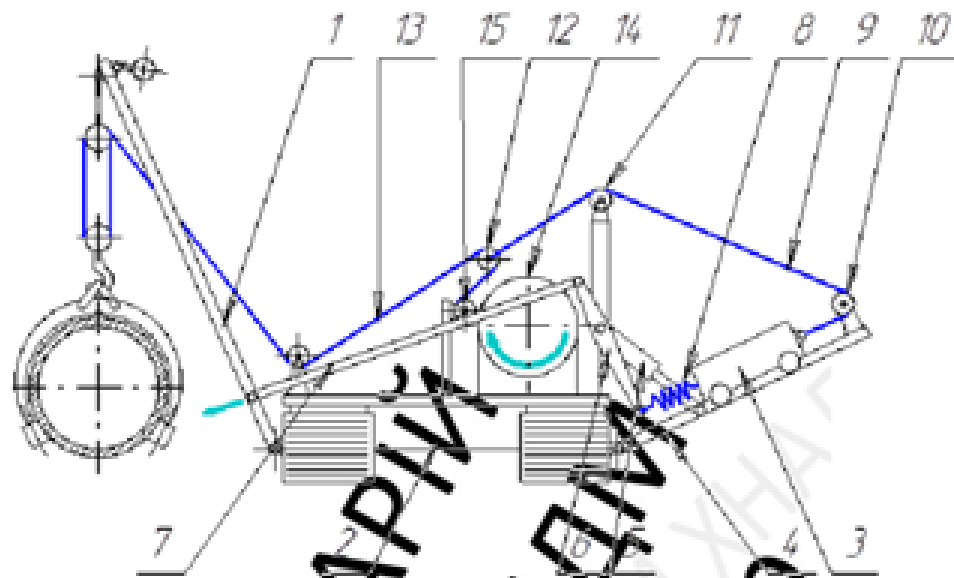


Рисунок 1.7 – Кран-трубоукладач з механізмом гасіння динамічних навантажень

При русі колони трубоукладачів з підведеним трубопроводом по пересіченій місцевості відбувається зміна висотного положення машин відносно трубопроводу, що призводить до зміни навантаження на крюку, а відповідно і у вантажному канаті 13, який через підвішений блок 12 і канат 9 змінює виліт противаги 3 пропорційно перевертаючому моменту вантажу.

При зміні висьоту ступи 1 та 7 змінює відповідно і кут повороту коромисла 6, яке у свою чергу змінює натягнення пружини з відповідною зміною вантажопідіймальної характеристики.

Для стабілізації навантаження на крюку в межах, що забезпечують експлуатацію трубоукладачів з найбільшою вантажопідіймністю, операторові необхідно стежити за положенням противаги і включенням вантажної лебідки утримувати його в положенні, близькому до найбільшого висьоту. Цю роль можуть виконувати і автоматичні пристрої, відстежувати за положенням противаги, проте завдяки гасінню інтенсивності зміни навантаження на крюку швидкодії оператора буде досить.

При різкому зниженні навантаження на крюку противага 3 швидко повертається під дією пружин 8 в положення з мінімальним вильотом.

1.3. Опис конструкції трубоукладача ТГ-124А

Трубоукладальник ТГ-124А є самохідною вантажопідійомною машиною з бічним розташуванням стріли. Призначений для укладання в траншею трубопроводів, супроводу очисних і ізоляційних машин при спорудженні трубопроводів із сталевих труб діаметром до 800 мм. у разі спільної роботи трубоукладальників в колоні, а також для виконання інших підйомно-транспортних операцій у будівництві в межах його технічної характеристики.

Трубоукладач змонтований на базі трактора Т-170.00-1, рама якого встановлена на жорсткій поперечній базі привареній до ходових візків. В якості силової установки використаний двигун внутрішнього згорання, чотиритактний дизель з турбонадувом потужністю 100 л.с., $n = 1350 \text{ хв}^{-1}$.

Окрім трактора до складу трубоукладача входять:

- портал;
- противага;
- лебідка;
- стріла;
- вантажний поліспаст, що складається з підвісної і крюк обойм;
- гідроустаткування;
- електроустаткування, прилади освітлення;

Гідроустаткування включає гідросистему базового трактора, додатковий насос, додатковий розподільник, гідроциліндр підйому стріли, гідроциліндр противаги, трубопроводи, рукава та ін.

Пересування трубоукладача здійснюється відповідно до технічного опису і інструкції з експлуатації трактора Т-170. Зміна вильоту стріли виконується

лебідкою через вантажний поліспасту. Для збільшення моменту стійкості трубоукладача на ньому встановлена відкидана противага.

Пристрій і робота складових частин трубоукладальника.

У базовий трактор Т-170 внесені наступні зміни. Балансирна ресора ходової частини замінена жорсткою поперечною балкою, привареною до ходових візків. Рама трактора до поперечної балки кріпиться болтами.

На правій напіврамі розташовані проушини кріплення противаги і є місце для кріплення вантажної лебідки.

На лівій напіврамі розташовані проушини кріплення стріли і проушини гідроциліндра стріли.

Кожна з напіврам нижньої частини закріплена болтами до пластин, приварених до ходових візків трактора. У верхній частині напіврами закріплені болтами до бабишків які привареним до лонжеронів трактора.

Трубоукладальник обладнаний противагою типу, що складається, призначеною для збільшення моменту стійкості машини. Противага складається з важеля, рами з набором противаг-важків і коромисла з тягою.

Стріла трубоукладальника зварна. Вона має А - образну форму. Подовжні балки стріли мають коробчаті перерізи і пов'язані між собою поперечками і оголовком. У оголовку стріли є проушини для кріплення підвісної обойми, верхня поперечка має проушини для кріплення гідроциліндра стріли. У основі стріли знаходяться проушини для кріплення стріли до порталу.

2. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЦЬКА РОБОТА

2.1 Допустимі радіуси кривизни траєкторії вигину трубопроводу при його укладанні в траншею

При укладанні трубопровідних труб у траншею під час будівництва газопроводів, водогонів, тепломереж та інших, як звичай використовуються сталеві труби. Механічні властивості труб відповідають марці сталі, з якої вони вироблені: Ст. 1, Ст. 2, Ст. 3, або сталі 0,8; 10; 15 та 20.

Чавунні труби мають низьку гнучість. Використовуються звичайно труби з ВЧШГ (високоміцний чавун з шароподібним графітом). Максимальний діаметр цих труб визначається діаметром разтруба.

Визначені особливості труб, що прокладаються повинні знайти своє відображення при встановленні параметрів робочого обладнання для створення порожнин в ґрунті. Також це необхідно враховувати при формуванні траєкторії свердловини. Згин труби не повинен бути меншим допустимого значення, коли деформування може прийняти незворотній характер, тобто призведе до її пошкодження.

Враховуючи, внаслідок чого для розрахунку показників, що визначають достатній протіг, використовуємо теорію про середню геометричну, суть якої полягає в наступному: вирізок прямої, яка перпендикулярно проведена з довільної точки кола на діаметр цього кола, є середньою геометричною відрізків, на котрі ця пряма поділяє діаметр кола. Теорема пояснюється рис. 2.1, з якого випливає, що:

$$L_{\min} = 2\sqrt{R_{\min} \cdot f_{\max} - \frac{1}{4}f_{\max}^2} \quad (2.1)$$

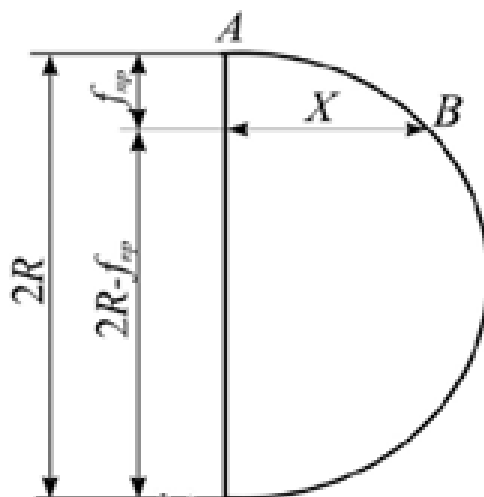


Рисунок 2.1 – Схема, до теорії про середньо геометричну

Вирішуючи це рівняння відносно $f_{гр}$ – прогину консольної балки AB отримаємо:

$$f_{гр} = R - \sqrt{R^2 - x^2}.$$

Так як x в нашому випадку дорівнює $\frac{1}{2}L$, а максимальний прогин $f_{гр}^{\max}$ досягається при гранично допустимому радіусі згину труби R_{\min} отримаємо:

$$f_{гр}^{\max} = R_{\min} - \sqrt{R_{\min}^2 - \frac{1}{4}L^2}. \quad (2.2)$$

Довжина прогину трубопроводу може бути визначена з формули (2.2). Визначимо гранично припустимий радіус згину штанги, яка виготовлена з труби. Так як консольна балка на ділянці AB зазнає чистий згин, то згідно він може бути записаний у вигляді:

$$\frac{1}{R_{\min}} = \frac{M(x)}{EI}, \quad (2.3)$$

Звідси

$$R_{\min} = \frac{EI}{M(x)}, \quad (2.4)$$

де I – момент інерції перетину труби із зовнішнім радіусом r_1 і внутрішнім r_2 :

$$I = \frac{\pi}{4} (r_1^4 - r_2^4), \quad (2.5)$$

Припустимий згинаючий момент $M(x)_{\max}$ визначається гранично допустимим напруженням матеріалу трубопроводу $[\sigma_{\text{ст}}]$ і дорівнює:

$$M(x)_{\max} = W [\sigma_{\text{ст}}] = \frac{\pi D^3 (1 - \alpha^4)}{32} [\sigma_{\text{ст}}], \quad (2.6)$$

де W – статичний момент перерізу труби

$$W = \frac{\pi D^3 (1 - \alpha^4)}{32}, \quad (2.7)$$

де α – відношення внутрішнього діаметру трубопроводу d до зовнішнього D .

Підставляючи в початкову формулу (2.4) вирази (2.5)–(2.7) отримуємо граничний радіус згину:

$$R_{\min} = \frac{8E (r_1^4 - r_2^4)}{D^3 (1 - \alpha^4) [\sigma_{\text{ст}}]}. \quad (2.8)$$

Після перетворювань остаточно отримаємо:

$$R_{\min} = \frac{ED}{2[\sigma_{3r}]} \quad (2.9)$$

Підставляючи до формули (2.9) властивості матеріалів труб, можна отримати мінімальні значення радіусів, які для сталевих труб наведено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Мінімальні радіуси згину сталевих труб

Показники	Діаметр труби, мм								
	75	90	110	125	140	160	180	200	225
Товщина стінки труби, мм	6,8	8,2	10	11,4	12,7	14,6	16,4	18,2	20,5
Мінімальний радіус згину труби, м	5,68	6,20	6,93	7,43	7,92	8,64	9,15	9,72	10,4

2.2 Визначення допустимого задавлюючого зусилля на трубопровід для випадку скорочення ділянки уведення його в траншею

Прогин трубопроводу повинен відповідати лінії допустимого прогину сталеві труби. Задача має складний характер. Для її вирішення пропонується прийняти умову, що штанга виготовлена з цільної труби, а її внутрішній та зовнішній згини є рівними між собою, які описуються радіусами кривизни R (рис. 2.25), а точка дотику двох кіл D знаходиться на відстані від початкової осі, що дорівнює половині дозволеної величини відхилення трубопроводу f_{\max} у точці C . Місце дотику з віссю припускаємо у вигляді точки контакту E .

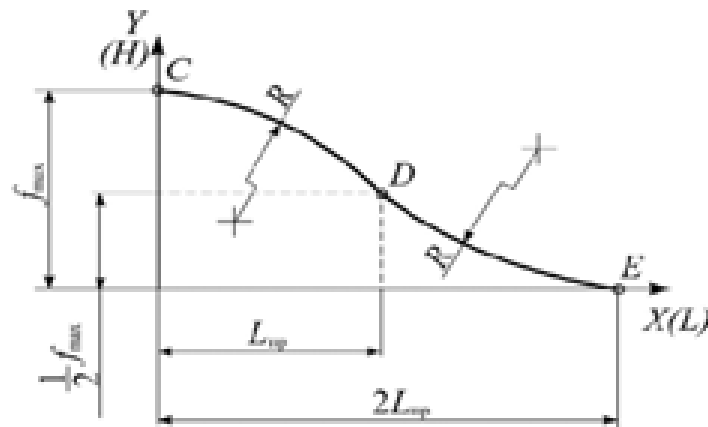


Рисунок 2.2 – Схема до розрахунку прогину методом радіусів

Враховуючи вище викладене, у п. 2.1 визначений мінімальний радіус кривизни із умови міцності матеріалу труби на згин. У результаті отримана залежність (2.4). Визначивши граничний згин трубопроводу на ділянці АВ (див. рис. 2.2) за вказаною залежністю, можливо отримати граничну величину відхилення. Цей випадок відповідає мінімальній довжині лінії прогину трубопроводу L_{min} , а відповідно мінімальній довжині ділянки траєкторії:

$$L_{min} = 2\sqrt{R_{min} \cdot f_{max} - \frac{1}{4} f_{max}^2} \quad (2.10)$$

Знаючи величину мінімальної довжини прогину штанги, нескладно встановити при якому зусиллі заглиблення P_{max} вона досягається. Для цього запишемо рівняння для визначення максимально припустимого моменту від дії поперечної сили, що прикладена до кінця консольної балки (рис. 2.3)

$$M(x) = \frac{qL_{min}^2}{8} + P_{max} \frac{L_{min}}{2} = W[\sigma_{gr}] \quad (2.11)$$

де q – погонна сила тяжіння труби.

Звідки:

$$P_{max} = \frac{2W[\sigma_{gr}]}{L_{min}} - \frac{qL_{min}}{4} \quad (2.12)$$

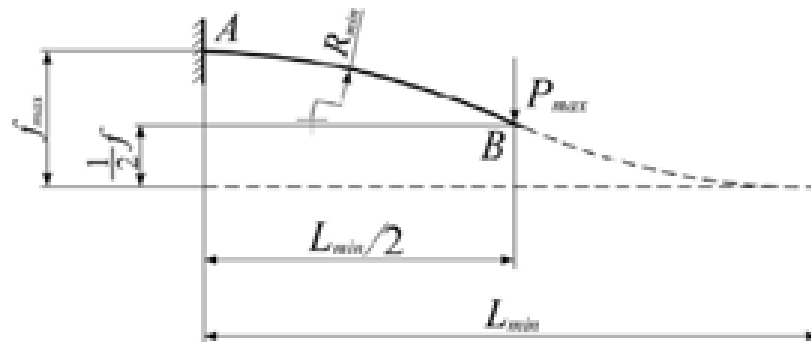


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема для визначення допустимого зусилля задавлювання трубопроводу

Згідно з отриманими уявленнями про напружений стан труб, отримуємо припустиме відхилення від осі проколу. Якщо уявити, що траєкторія лінії прогину може проходити з різним радіусом, то можливо визначити зону ефективності корекції траєкторії руху (рис. 2.4), тобто ту траєкторію, радіус якої максимально наближується до припустимої лінії згину штанги. Якщо радіус прогину буде значно більшим, то це приводить до збільшення величини відхилення f_{max} за межі допустимого та збільшення довжини ділянки L_{gr} .

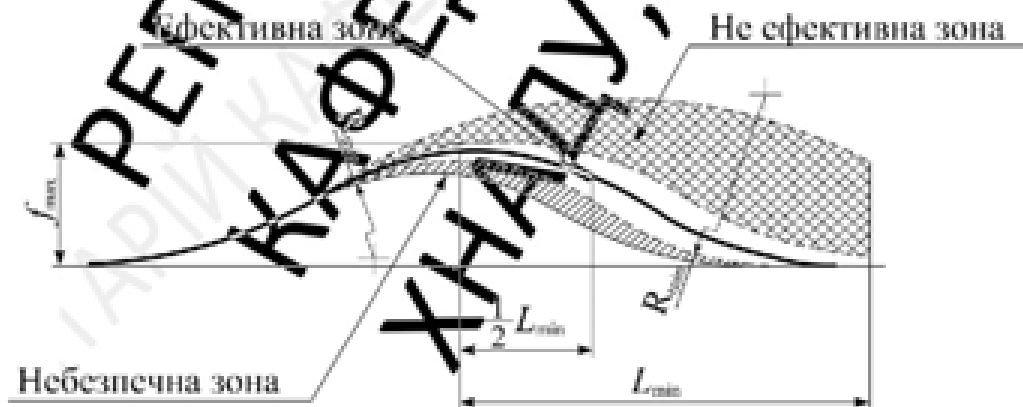


Рисунок 2.4 – Зони ефективності корекції траєкторії проколу ґрунту

3. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ ТРУБОУКЛАДАЧА

3.1 Основні параметри і технічні характеристики кранів-трубоукладачів

Технічні дані, які характеризують робочі і конструктивні особливості трубоукладачів. Залежно від співвідношення величин робочих (змінних) і паспортних (постійних) параметрів [1] визначається можливість використання трубоукладача в певному технологічному процесі при будівництві трубопроводів.

До основних робочих параметрів трубоукладача відноситься вантажопідйомність, вантажний момент і висіг вантажного крюка.

До основних паспортних параметрів відноситься момент стійкості, вантажопідйомність, маса, металоемність, максимальний тепловий тиск на ґрунт та ін.

Трубоукладач по своєму основному призначенню піддається головним чином зовнішнім вертикальним навантаженням, прикладеним до його вантажного крюка. Зовнішніми навантаженнями трубоукладачів можуть бути вага штучного жорсткого вантажу або вага підведеної пружної ділянки трубопроводу. У останньому випадку навантаження носить складний характер, оскільки воно залежить не тільки від ваги підведеної ділянки трубопроводу, але і від форми його прогину, а також неузгодженість дій машиністів при груповій роботі машин із загальним вантажем призводить до того, що форма прогину трубопроводу у вертикальній площині постійно мінюється (рис. 3.1).

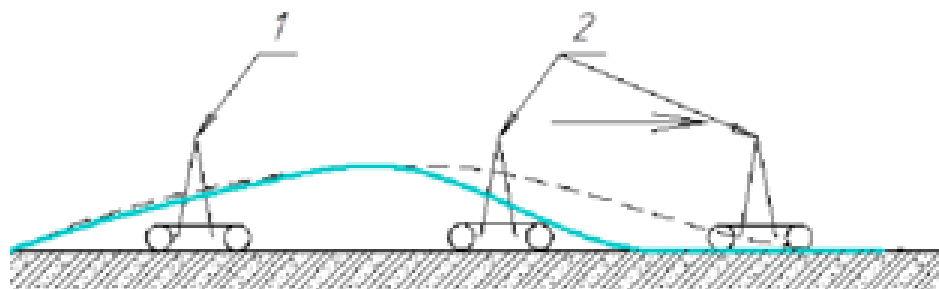


Рисунок 3.1 – Зміна форми прогину трубопроводу (пунктирна лінія) при русі другого трубоукладачів зліва направо (1 і 2 - трубоукладачі)

Крім того неузгодженість дій машиністів призводить до постійного перерозподілу маси підведеної ділянки між машинами.

Таким чином, якщо при роботі з штучним жорстким вантажем навантаження трубоукладача постійне і залежить тільки від маси цього вантажу, то при роботі з трубопроводом вона носить змінний характер, оскільки залежить від багатьох технологічних чинників, що постійно міняються, і передусім від пролітної ваги, тобто параметрів трубопроводу.

Здатність трубоукладача здійснювати підйомні роботи з вантажами, на які він розрахований (починаючи від нуля і до найбільшого по вазі), називається вантажопідйомною силою.

Абсолютно очевидно, що у крані із стрілою, розташованою збоку, яким і є трубоукладач, здатність до підйому одного і того ж вантажу при різних нахилах стріли непостійна. Так, при положенні стріли, близькому до вертикального, трубоукладач здатний підняти вантаж більшої ваги, чим при збільшенні нахилу (вильоту) стріли, зважаючи на можливе перекидання машини у бік вантажу.

Таким чином, вантажопідйомна сила трубоукладача, як і будь-якого стріловидного крану, має максимальне значення при мінімальних вильотах стріли і з ростом вильоту зменшується. Тому мром навантаження трубоукладацьника є не саме навантаження (вантаж) P , а вантажний момент, визначуваний формулою [7]

$$M_{\varphi} = P \cdot l, \quad (3.1)$$

де l - виліт стріли (виліт точки прикладення вантажу), м;

Оскільки величина P і l при роботі трубоукладача змінні, то і вантажний момент M_{φ} є змінною величиною.

Із-за того що трубоукладач повинен нести навантаження збоку, в основу його силової схеми (рис. 3.2, а) покладений класичний важіль першого роду.

З схеми виходить, що виліт вантажного крюка трубоукладальника є віддалення вертикальної лінії дії зовнішнього навантаження P від опори важеля - вантажного ребра можливого перекидання трубоукладача (аналогічно останньому на трубоукладальнику є контрвантажне ребро з можливі перекидання, відносно яких втрачається стійкість при крені у бік контрвантажу).



а – на горизонтальному майданчику; б – на ухилі у бік вантажу, в – на ухилі у бік контрвантажу

Рисунок 3.2 – Силова схема трубоукладача з вантажем на стрілі

З схеми (рис. 3.2, а) виходить, що трубоукладач зберігає вантажну стійкість тільки при дотриманні [1] нерівності

$$M_{\varphi} \leq M_{\gamma}, \quad (3.2)$$

де

$$M_{\varphi} \leq M_{\gamma} \quad (3.3)$$

де M_{γ} - момент вантажної стійкості, кН×м²;

G - вага (сила тяжіння) трубоукладача, кН;

$l_{ц.т.}$ - плече центру тяжіння трубоукладача відносно вантажного ребра 1 можливого перекидання (опори важеля першого роду, м).

При цьому у разі рівності виразу (3.2) характеризує стан нестійкої рівноваги трубоукладача під навантаженням (вирету стійкості, але не перекидання), тобто такий стан, при якому катки під контрвантажем відриваються від гусениці.

Таким чином, момент вантажної стійкості (вантажна стійкість) визначає здатність трубоукладача протидіяти перевертаючій дії зовнішніх навантажень і вимірюється також в кНм.

Момент вантажної стійкості є постійною (паспортною) величиною, оскільки із складових його параметрів тільки плече $l_{ц.т.}$ може змінюватися (рис. 3.2, б і в) зі зміною кута поперечного ухилу (стояки трубоукладача).

Розрахунки показали, що трубоукладацьки при ухилі у бік вантажної стріли (рис.3.2, б) або у бік контрвантажу (рис.3.2, в) відповідно втрачають частину вантажної стійкості в порівнянні з горизонтальним майданчиком або додають до неї, але не більше 10 %. Максимально допустимий кут нахилу $\alpha = \pm 10^\circ$.

Вантажна стійкість вантажоприймального механізму (наприклад, крану) дотримуватиметься, якщо автоматично витримувати наступні співвідношення безпеки

$$\frac{M_{\gamma}}{M_{ГР}} \geq K, \quad (3.4)$$

де K – коефіцієнт запасу вантажної стійкості. Для випадку статичного додатка сил, коефіцієнт запасу за правилами Держгірпромнаглядом має бути $K=1,4$.

Знаючи маси усіх елементів конструкції і плечі їх центру мас відносна ребра перекидання. При необхідному коефіцієнті запасу стійкості $K=1,4$, можна за допомогою вище приведених залежностей визначити можливу вантажопідйомність трубоукладача.

Враховуючи той факт, що обмежувач вантажопідйомності розраховується на визначену одне максимальне навантаження, а при різних вильотах елементів трубоукладальника: противаги і стріли вантажопідйомність міняється. Значить, максимальну вантажопідйомність розраховуватимемо за такої умови (рис. 3.3), коли противага присунена, виліт стріли мінімальний.

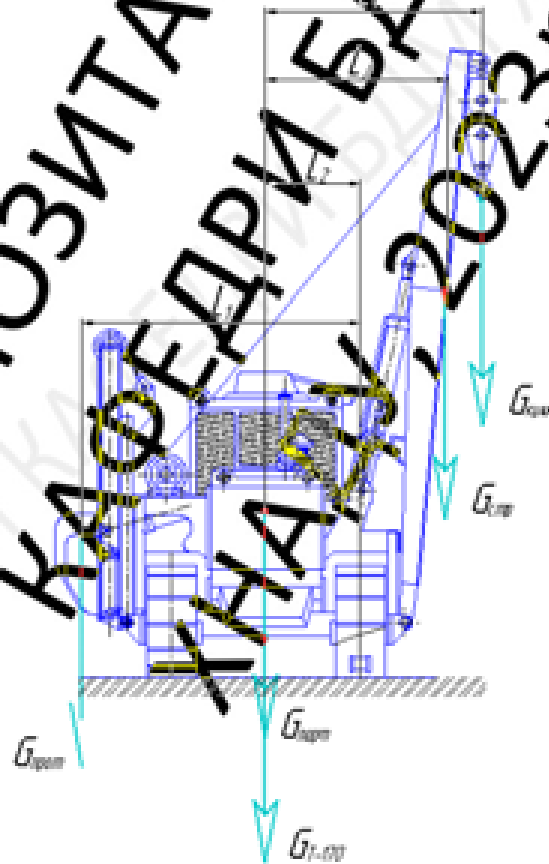


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема визначення максимальної вантажопідйомності

Складаємо рівняння для визначення максимальної вантажопідйомності, кН, умовно приймаємо центр тяжіння базової машини і порталу в одній точці.

Визначення моменту стійкості

$$M_y = L_1 \cdot G_{\text{ПРОТ}} + L_2 (G_{\text{Т-170}} + G_{\text{ПОРТ}}), \quad (3.5)$$

де $G_{\text{ПРОТ}}$ - сила тяжкості противаги, $G_{\text{ПРОТ}} = 50$ кН;

$G_{\text{Т-170}}$ - сила тяжіння базової машини, $G_{\text{Т-170}} = 140,3$ кН;

$G_{\text{ПОРТ}}$ - сила тяжіння порталу, $G_{\text{ПОРТ}} = 23,1$ кН;

L_1 і L_2 - плечі, додатки сил тяжіння, м, $L_1 = 2,80$ м, $L_2 = 0,990$ м.

Визначення моменту вантажної стійкості

$$M_{\text{ГР}} = L_3 \cdot G_{\text{СТР}} + L_4 (G_{\text{ГР}} + G_{\text{КРЮК}}), \quad (3.6)$$

де $G_{\text{СТР}}$ - сила тяжкості стріли, $G_{\text{СТР}} = 6,9$ кН;

$G_{\text{ГР}}$ - сила тяжіння базової машини, м;

$G_{\text{КРЮК}}$ - сила тяжіння порталу, $G_{\text{КРЮК}} = 1,5$ кН;

L_3 і L_4 - плечі, додатки сил тяжіння, м, $L_3 = 1$ м, $L_4 = 1,5$ м.

Визначаємо з цих двох співвідношень вантажопідйомність

$$\frac{M_y}{M_{\text{ГР}}} = \frac{L_1 \cdot G_{\text{ПРОТ}} + L_2 (G_{\text{Т-170}} + G_{\text{ПОРТ}})}{L_3 \cdot G_{\text{СТР}} + L_4 (G_{\text{ГР}} + G_{\text{КРЮК}})} = 1,4,$$

$$G_{\text{ГР}} = \frac{L_1 \cdot G_{\text{ПРОТ}} + L_2 (G_{\text{Т-170}} + G_{\text{ПОРТ}}) - 1,4 \cdot G_{\text{СТР}} \cdot L_3 - 1,4 \cdot G_{\text{КР}} \cdot L_4}{1,4 \cdot L_4},$$

$$G_{\text{ГР}} = \frac{2,8 \cdot 50 + 0,99 \cdot (140,3 + 23,1) - 1,4 \cdot 6,9 \cdot 1 - 1,4 \cdot 1,5 \cdot 1,5}{1,4 \cdot 1,5} = 140,4 \text{ кН}$$

З формули (3.6) виходить, що зважаючи на постійність значення M_y вантажопідйомна сила трубоукладальника на горизонтальному майданчику з ростом вильоту стріли зменшується від максимального значення за строго певним законом. Характер цього закону для кожної марки машини можна виразити

кривою лінією. Для цього при відомому паспортному M_r у формулі (2.6) задаються різними вильотами L , поступово наростаючим від L_{\min} , потім отримані результати наносять на графік (рис. 3.4), де по горизонталі відкладений виліт стріли, а по вертикалі - вантажопідйомна сила. Побудована таким чином крива лінія на графіці називається кривою вантажопідйомної сили.

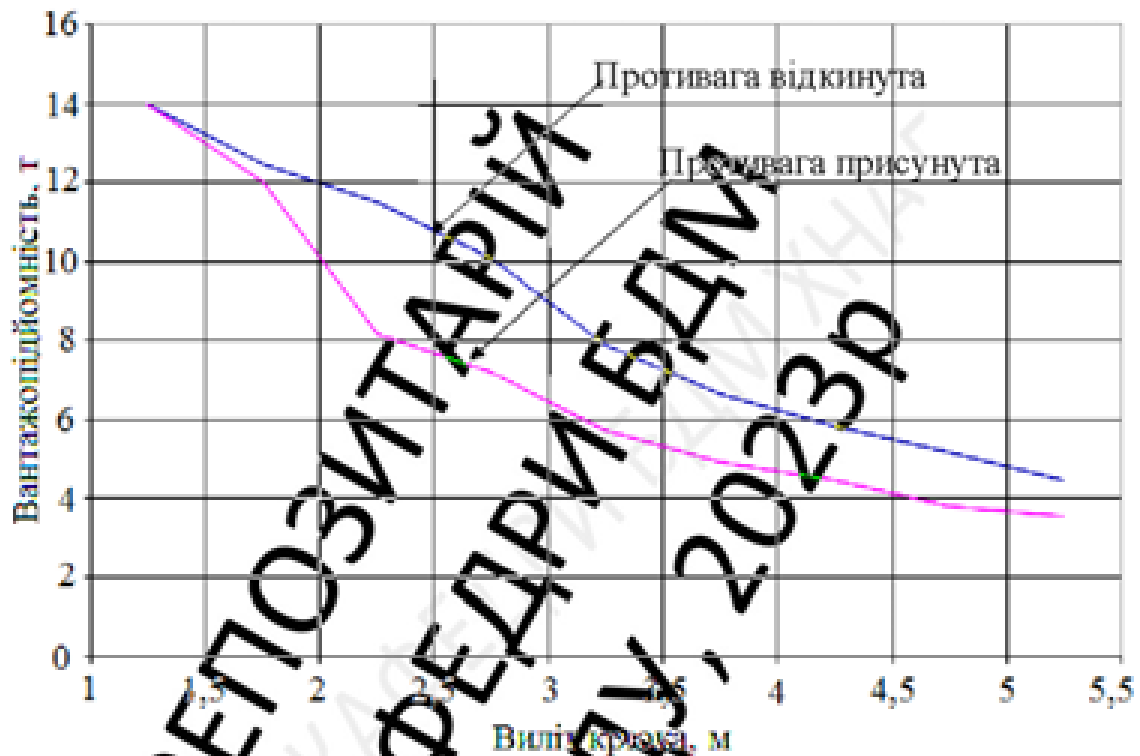


Рисунок 3.4 – Графік залежності вантажопідйомності від вильоту крана

Задавши в формулі замість постійної величини L_4 , змінною величиною L_i , в межах від 1,5 до 5,6 з кроком 0,5 побудувати графічну залежність вантажопідйомності від вильоту крана, для випадку коли противага присунена. А знаючи відстань вильоту противаги можна побудувати аналогічну залежність.

На стріловидних повноповоротних кранах співвідношення (3.4) витримується автоматично спеціально встановленими приладами контролю обмежувачами вантажного моменту і вантажопідйомної сили. Ці прилади відключають лебідки крана, як тільки із-за перевантаження порушується умова (3.4).

На трубоукладальнику, працюючих групами в колоні, обмежувач не встановлюють, оскільки навіть з відключеною лебідкою трубоукладальник може виявитися перевантаженим із-за постійного перерозподілу навантаження між машинами в колоні. У цих умовах роботи коефіцієнт запасу вантажний трубоукладача може незалежно від дії яких або приладів контролю і волі машиніста знижується до $K=1,0$. У зв'язку з цим правила Держгірпромнагляду відносно забезпечення стійкості на трубоукладачі, працюючих в колоні, не поширюються.

Через відсутність надійних засобів індивідуального або групового контролю за автоматичною витримкою співвідношення (3.4) вже на стадії проектування трубоукладальників приймаються заходи до зменшення вірогідності їх перекидання. Для цього передусім встановлюють, яка необхідна величина моменту стійкості трубоукладача для кожного діаметру трубопроводу, щоб потім закласти її в проект.

Величина цього необхідного моменту стійкості $M_{у,необ}$ визначається наступною формулою, отриманою з формули (3.4)

$$M_{у,необ} = K_1 \cdot M_{гр,макс} \quad (3.7)$$

де $K_1=1,1$ - розрахунковий коефіцієнт запасу вантажної стійкості трубоукладача, що враховує можливість помилки;

$M_{гр,макс}$ - максимально можливий на трубоукладальнику вантажний момент для кожного діаметру трубопроводу, визначений розрахунками і, що перевіряється експериментально в умовах рівнини при несприятливих схемах розставляння трубоукладачів в колоні.

$$M_{гр,макс} = \frac{L_1 \cdot G_{порт} + L_2 (G_{Т-170} + G_{порт})}{K_1},$$

$$G_{ГР.МАК} = \frac{L_1 \cdot G_{ПРОТ} + L_2 (G_{Т-170} + G_{ПРОТ}) - K_1 \cdot G_{СТР} \cdot L_3 - K_1 \cdot G_{КР} \cdot L_4}{K_1 \cdot L_4},$$

$$G_{ГР.МАК} = \frac{2,8 \cdot 50 + 0,99 \cdot (140,3 + 23,1) - 1,1 \cdot 6,9 \cdot 1 - 1,1 \cdot 1,5 \cdot 1,5}{1,1 \cdot 1,5} = 176,8 \text{ кН}$$

За усіма вище наведеними даними складається табл. 3.1 вантажовисотних характеристик. Така таблиця у виді додатку в документації поставляється разом з трубоукладальником замовникові. Оператор трубоукладальника зобов'язаний уміти читати графіки і знати вантажовисотні характеристики.

Таблиця 3.1 - Вантажовисотні характеристики

Виліт крюка від лівого ребра перекидання, м	1,5	2,5	3,5	4,5	5,6
Вантажопідйомність при вилітній противазі, т	14	11,5	7,9	5,85	4,5
Вантажопідйомність при підсунутій противазі, т	14	8,48	5,72	4,45	3,55
Перевертаюче навантаження при вилітній противазі, т і при коеф. $K_1 = 1,1$	20,9	15,8	10,6	8,04	6,43

Все сказане про постійний момент вантажної стійкості дозволяє зробити висновок, що ця величина для кожної моделі трубоукладача визначають не випадково, а виходячи з вагових параметрів того трубопроводу, з яким машина призначена працювати.

Максимально можливий вантажний момент, як правило, прикладений до останнього по ходу трубоукладальника. Цей трубоукладальник має і найбільший з усіх трубоукладальників мінімальний робочий виліт стріли. Враховуючи це з порівняння формул (3.1) і (3.2) визначена наступна формула для максимальної вантажопідйомної сили трубоукладача $P_{МАКС}$

$$P_{макс} = \frac{M_y}{l_{МИН}}, \quad (3.8)$$

де l_{\min} - мінімальний робочий виліт стріли самого навантаженого останнього по ходу трубоукладальника, м.

Він залежить від параметрів траншеї і визначається відповідно до схеми за наступною формулою

$$l_{\min} = \frac{3}{2} \cdot D + a + 1\text{м}, \quad (3.9)$$

де D - зовнішній діаметр трубопроводу, м,

a - відстань від осі повороту стріли (край гусениці) до вантажного ребра можливого перекидання, м, $a = 0,365$ м,

1м - відстань, що забезпечує безпеку у випадку обвалення бровки ґрунту;

Знаючи мінімальний виліт стріли в робочому положенні з цієї формули можна вивести і визначити максимальний допустимий діаметр, трубопроводу, що укладається.

$$D = \frac{2 \cdot l_{\min} - a - 1}{3}$$

$$D = \frac{2 \cdot (1,5 - 0,25) - 0,53}{3} = 0,546 \text{ м}.$$

3.2 Розрахунок тиску на ґрунт

Об'єктивним критерієм для порівняння технічних характеристик трубоукладачів різних марок є величина максимального питомого тиску на ґрунт під їх гусеницями (рис. 3.5).

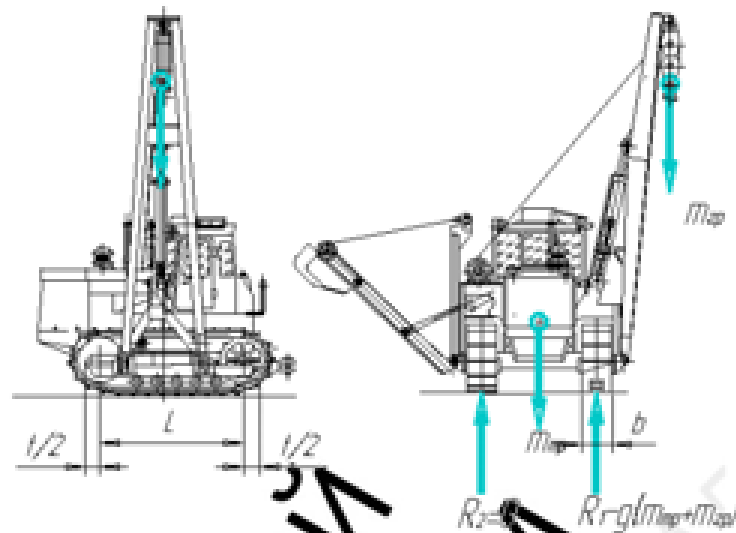


Рисунок 3.5 – Схема для визначення тиску на ґрунт

Тиск на ґрунт визначає прохідність гусеничної машини і її тягові якості. Середній тиск на ґрунт $p_{\text{ф}}$ (Па) для трубоукладальників визначають також, як і для гусеничних тракторів. Оскільки відстань між опорними катками гусеничних візків трубоукладача невелика, умовно приймають, що опорні поверхні гусениць є площинами, рівномірно передавальми тиск машини на ґрунт. Подовжнім і поперечним зміщенням центру мас трубоукладальника з середини опорного контура нехтують. З обліком цих спрощень [4]:

$$p_{\text{ф}} = \frac{g \cdot m_{\text{с}}}{2 \cdot L \cdot b} = \frac{9,81 \cdot 22800}{2 \cdot 2,478 \cdot 0,5} = 87807,021 \text{ Па} = 87,807 \text{ кПа}; \quad (3.10)$$

де $m_{\text{с}}$ - експлуатаційна маса трубоукладальника, кг;

L - відстань між осями натяжної і веденої зірочки (рис. 3.5) м, $L = 2,478$ м;

b - ширина гусениці, м, $b = 0,5$ м;

Середній робочий тиск на ґрунт прийнято визначати тоді, коли є навантаження, що відповідає масі номінального вантажу. При цьому трубоукладач знаходиться на межі стійкості і навантаження від утримуючого вантажу і сила тяжіння машини прикладені до стрілоподібної гусениці. Довжину опорної поверхні визначають з урахуванням того, що під натяжною і ведучою

зірочками лежить по черевку шириною t , тоді середній робочий тиск (Па) трубоукладача на ґрунт складає

$$P = \frac{g \cdot (m_T + m_{TP})}{b \cdot (L + t)} = \frac{9,81 \cdot (22800 + 14000)}{0,5 \cdot (2,478 + 0,2)} = 256067,811 \text{ Па} \quad (3.11)$$

де t - ділянка гусеничної опори, що знаходяться за осями натяжної і привідної зірочки, але що ще контактують з ґрунтом, $t=0,2$ м;

Тиск не повинне перевищувати 0,25 МПа для більшості типорозмірів трубоукладачів;

Середній необхідний тиск на ґрунт - це відношення навантаження яке діє на кожну гусеницю, цей параметр визначають окремо для кожної гусениці при максимальному піднятті стрижня без навантаження на краніву і присуненій противазі (рис. 3.6).

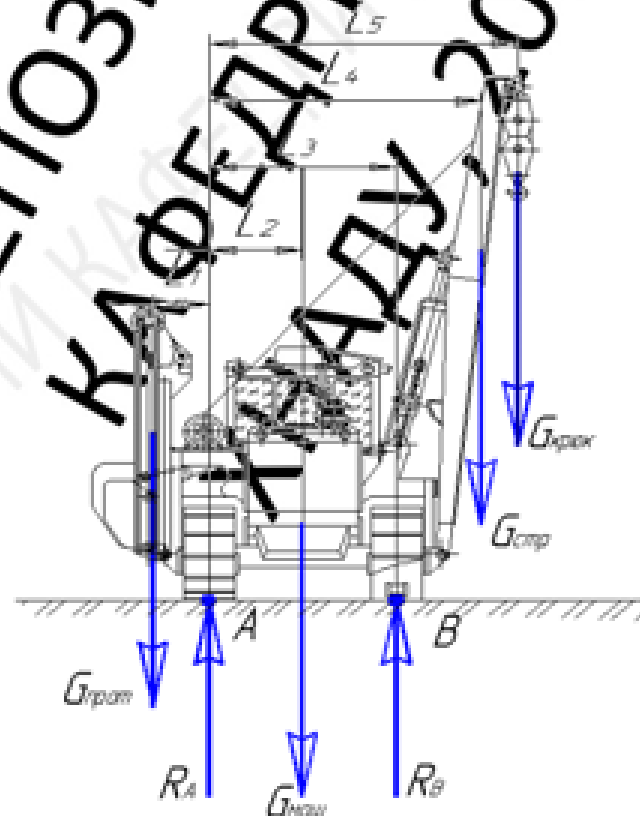


Рисунок 3.6 - Розрахункова схема визначення тиску, що діє на праву і ліву гусениці

Для лівої гусениці визначаємо середній питомий тиск (Па) на ґрунт [7] по формулі

$$P_{Л} = \frac{g \cdot m_{ЛЕВ}}{b \cdot (L+t)}; \quad (3.12)$$

де $m_{ЛЕВ}$ - навантаження що діє на ліву гусеницю, кг.

Аналогічно визначається питомий тиск правої гусениці на ґрунт по формулі

$$P_{ПРАВ} = \frac{g \cdot m_{ПРАВ}}{b \cdot (L+t)}; \quad (3.13)$$

де $m_{ПРАВ}$ - навантаження в кг яке діє на праву гусеницю.

Щоб визначити навантаження що доводиться на праву і ліву гусеницю необхідно скласти розрахункову схему для випадку при максимальному піднятті стріли без навантаження на крану і присуненій до противазі та провести статичний розрахунок. Нестрає тим випадком, коли кран-трубоукладач знаходиться під ухилом у фронтальній площині, оскільки при нахилі в ту або іншу сторону різко збільшується концентрації зосередження маси трубоукладача на одну гусеницю. Розрахункові чисельні параметри довжин плечей беруться із загального вигляду по засобом масштабування, Плече центру тяжіння стріли береться з програмного продукту в якому виконувався розрахунок на міцність.

Для визначення навантаження R_B , необхідно скласти моменти відносно точки А і з рівняння, що вийшло, вивести R_B

$$\sum M_A = 0;$$

$$G_{крон} \cdot l_5 + G_{стр} \cdot l_4 + G_{маш} \cdot l_2 - G_{прот} \cdot l_1 - R_B \cdot l_3 = 0,$$

Знаючи плечі усіх сил і конструктивні маси усіх механізмів трубоукладача [2] можна вивести і визначити силу R_B .

$$R_B = \frac{G_{\text{крюк}} \cdot l_3 + G_{\text{стр}} \cdot l_4 + G_{\text{маш}} \cdot l_2 - G_{\text{прот}} \cdot l_1}{l_3},$$

$$R_B = \frac{1,5 \cdot 1,2 + 6,9 \cdot 2,580 + 140,3 \cdot 0,94 - 50 \cdot 0,8}{1,880} = 59,3 \text{ кН},$$

Для визначення сили R_A необхідно спроективати усі сили на вісь у.

$$\sum Y = 0,$$

$$G_{\text{крюк}} + G_{\text{стр}} + G_{\text{маш}} + G_{\text{прот}} - R_B - R_A = 0,$$

З цього рівняння виражаємо і знаходимо реакцію R_A кН.

$$R_A = G_{\text{крюк}} + G_{\text{стр}} + G_{\text{маш}} + G_{\text{прот}} - R_B,$$

$$R_A = 1,5 + 6,9 + 140,3 + 50 - 59,3 = 139,4 \text{ кН}.$$

Знаючи двічі маси на трапу і ліву тумешню визначаємо середній питомий тиск на ґрунт, по якому можна визначити в яких ґрунтах кран-трубоукладач ТГ-124А може експлуатуватися

$$P_{\text{Л}} = \frac{9,81 \cdot 5930}{0,5 \cdot (2,478 + 0,5)} = 39068 \text{ Па} = 0,039 \text{ МПа},$$

$$P_{\text{ПРАВ}} = \frac{9,81 \cdot 13940}{0,5 \cdot (2,478 + 0,5)} = 89891,1 \text{ Па} = 0,089 \text{ МПа},$$

Тиски (МПа), що допускаються, на різні ґрунти при осіданні їх на 10-15 мм. Приведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Тиск, що допускається на ґрунт при експлуатації
трубоукладача

Категорія ґрунту	Тиск, що допускається на ґрунт, МПа
Болото	0,08-0,2
Заболочений ґрунт, дрібний рихлий пісок	0,2-0,3
Слабка мокра глина, рихлий пісок, рілля	0,3-0,5
Крупний пісок, що злежався, волога глина	0,6-0,8
Щільна глина	0,8-1,2
Мергель	1-1,5

За результатами проведення вище розрахунків і приведеній таблиці 3.2 можна зробити висновок, що трубоукладач типу ТГ-124А може експлуатуватися у всіх категоріях ґрунту за винятком заболоченої місцевості. При необхідності експлуатації трубоукладача в заболоченій місцевості, необхідно або зменшувати конструктивну масу трубоукладача або розширити гусеничний черевик. Але оскільки при зменшенні маси трубоукладача, змінюються його основні технічні характеристики, вантажопідйомність, момент стійкості, то доцільно єдиний спосіб залишається збільшення ширини гусеничної опори.

3.3 Тяговий розрахунок

Тяговий розрахунок виконують для виявлення відповідності тягових властивостей базового трубоукладача вимогам технології трубоукладальних робіт. Цим розрахунком підтверджують обґрунтованість вимог, що пред'являються до тягових і швидкісних властивостей трубоукладальних модифікацій промислових трубоукладальників.

При виконанні тягового розрахунку мають бути задані або визначені наступними показниками $m_{об}$, m_{11} $A_{об}$ і технологічне навантаження на кроку при роботі в ізоляційно-укладальній колоні, сила тяги гусеничного рушія необхідна

для виконання трубоукладальником основних робіт, швидкості переміщення машини в ізоляційно-укладальній колоні, з однаковим вантажем або без вантажу, необхідна потужність двигуна.

Для тягового розрахунку приймають експлуатаційну масу трубоукладальника $m_{\text{О}}$, яка складається з конструкційної маси трубоукладальника, маси експлуатаційних горючих мастильних матеріалів, маси інструменту, що постійно знаходяться на трубоукладальнику і маси машиніста.

Визначення конструктивної маси трубоукладальника [5]

$$m_{\text{ТР}} = m_{\text{констр}} + m_{\text{ГСМ}} + m_{\text{ИНСТР}} + m_{\text{ОПЕР}} \quad (3.14)$$

де $m_{\text{пнв.об}}$ - паспортна маса трубоукладальника ТУ-124А, $m_{\text{констр}} = 22180$ кг,

$m_{\text{ГСМ}}$ - маса усіх необхідних горючих мастильних матеріалів для експлуатації трубоукладальника [2], $m_{\text{ГСМ}} = 500$ кг.

$m_{\text{ИНСТР}}$ - маса інструментів і приладдя, що знаходяться на борту трубоукладальника, $m_{\text{ИНСТР}} = 50$ кг.

$m_{\text{ОПЕР}}$ - зрачова маса оператора машиніста, $m_{\text{ОПЕР}} = 70$ кг.

$$m_{\text{ТР}} = 22180 + 500 + 50 + 70 = 22800 \text{ кг.}$$

Трубоукладач повинен розвивати тягове зусилля \dot{O} , що забезпечує подолання сил опору W його переміщення по будівельного майданчика. Повинно задовольнятися наступну нерівність [5]

$$T \geq W, \quad (3.15)$$

де W - сила опору (Н), знаходиться по формулі

$$W = g \cdot (m_{TP} + m_{ГР}) \cdot (f \pm i), \quad (3.16)$$

де g - прискорення вільного падіння, m/c^2 ;

$m_{ГР}$ - маса вантажу, що піднімається, $m_{ГР} = 14000$ кг;

f - опір руху гусениць для свіжевспаханого ґрунту [5], $f = 1,1$;

i - допустимий ухил місцевості (подовжній, поперечний), на якому дозволяється робота крану-трубоукладача (знак "+" ставиться при підйомі, знак "-" при спуску) $i = 10^0$.

$$W = 9,81(22800 + 14000) \cdot (1,1 + 10^0) = 4007188,8 \text{ J}$$

Потенційна можливість трубоукладачів з тягового зусилля із умови зчеплення з ґрунтом визначають по формулі [7]

$$T_{сч} = W \quad (3.17)$$

де $T_{сч}$ - сила зчеплення з ґрунтом, визначається по формулі, Н;

$$T_{сч} = g(m_{TP} + m_{ГР}) \cdot \phi \quad (3.18)$$

де ϕ - коефіцієнт зчеплення гусеничного рушія [5], $\phi = 0,7$;

$$T_{сч} = 9,81 \cdot (22800 + 14000) \cdot 0,7 = 252705,6 \text{ Н} = 252,7 \text{ кН};$$

Умови роботи трубоукладальника у складі колони ізоляційного укладання такі, що можливе вивішування машини на одній (стріловидній) гусениці під дією навантаження на крюку. У цьому випадку усе тягове зусилля T може бути реалізоване на одній стріловидній гусениці. Це слід враховувати при розрахунку трансмісії і ходовий систем трубоукладальника.

Потужність (кВт) витрачається на пересування крану-трубоукладача

$$N_W = \frac{g \cdot (m_{TP} + m_{GP}) \cdot (f + i) \cdot v}{\eta_{TP} \cdot \eta_B \cdot \eta_{Н.М.}} \cdot 10^{-3} \quad (3.19)$$

де v - дійсна робоча швидкість трубоукладальника з вантажем, не повинна перевищувати $v \leq 3$ м/с, за паспортними характеристиками базової машини Т-170.00-1, $v \leq 2,99$ м/с;

η_{TP} - повний коефіцієнт корисної дії трансмісії, включаючи втрати на зчеплення гусениць з ґрунтом. ККД механічної трансмісії залежить в основному від числа пар шестерень, передавання крутного моменту, від двигуна до ведучої зірочки. Для попередніх розрахунків приймаємо $\eta_{TP} \approx 0,9$;

η_{TP} - коефіцієнт характеризує втрати від буксування $\eta_{TP} \approx 0,85$;

η_{TP} - коефіцієнт характеризує використання потужності і передбачений запас потужності на рушення з місця і подолання випадкових опорів, $\eta_{TP} \approx 0,90$;

$$N_W = \frac{9,81 \cdot (22800 + 13000) \cdot (14 + 10) \cdot 2,9}{0,7 \cdot 0,8 \cdot 0,9} \cdot 10^{-3} = 23,057 \text{ кВт};$$

Частина потужності двигуна споживає вантажне устаткування трубоукладальника. При заданій вантажопідйомності і швидкості підйому вантажу потужність приводу вантажопідйомного устаткування (кВт) визначається по формулі [5]

$$N_{Г.О.} = \frac{g \cdot m_{GP} \cdot v_{GP}}{\eta_{Г.О.}} \cdot 10^{-3}, \quad (3.20)$$

де $\eta_{г.о}$ - коефіцієнт корисної дії приводу вантажопідйомного устаткування з урахуванням ККД механічної частини і ККД гідроприводу, $\eta_{г.о} \approx 0,85$;

$v_{г.р}$ - швидкість підйому (м/с) номінального вантажу, за паспортними технічними характеристиками трубоукладальника ТГ-124А $v_{г.р} = 0,158 \frac{м}{с}$;

$$N_{г.о.} = \frac{9,81 \cdot 14000 \cdot 0,158}{0,85} \cdot 10^{-3} = 25,529 \text{ кВт};$$

Сумарна потужність, що витрачається на пересування трубоукладальника і привід вантажопідйомного устаткування, можна визначити необхідну потужність (кВт) дизельного двигуна

$$N_{дв} = 1,1(N_{м} + N_{г.о}); \quad (3.21)$$

де 1,1 - коефіцієнт, що враховує втрати потужності на власні потреби двигуна (приводу вентилятора, опр. всмоктування і випуску відпрацьованих газів, привід зарядного генератора та ін.)

$$N_{дв} = 1,1(23,057 + 25,529) = 53,444 \text{ кВт};$$

Оскільки номінальна потужність двигуна Д-160 базової машини 117 кВт, робимо висновок, що двигун встановлений на трубоукладальники є достатньої потужності при експлуатації. Але суттєва частина потужності залишається незатребуваною.

3.4 Розрахунок гідроприводу

Гідропривід трубоукладача забезпечує рух його робочих органів: зміна вильоту стріли і противаги, обертання лебідок. Гідропривід містить насос, що

подає робочу рідину в гідродвигун, гідромотор, або гідроциліндр, регулюючу апаратуру (Гідророзподільники, гідроклапани), кондиціонери робочої рідини (фільтри, теплообмінники, баки), гідролінії (трубопроводи із сполучною арматурою)

У трубоукладальниках створених на базі серійних тракторів для приводу робочих органів використовують тракторну гідросистему.

1. Основним робочим режимом трубоукладальника, що визначає потужність, що відбирається на привід вантажопідйомного устаткування, є підйом номінального вантажу з максимальною заведеною швидкістю.

2. Номінальний тиск в гідросистемах трубоукладальників складає 16 - 20 МПа.

3. Максимальний короточасний тиск в системі не повинен перевищувати максимального тиску, приведеною в технічній характеристиці насоса.

4. Для забезпечення високої економічності приводу насоси і гідромотори повинні працювати в режимах найбільш близьких до номінальних, рекомендованим заводом-виробником.

Вибір насоса. Потужність (N), необхідна для підйому вантажу масою m_0 із швидкістю v (м/с).

$$N = g m_0 v / \eta_0 \quad (3.22)$$

де g - прискорення вільного падіння, 9.81 м/с^2 ;

m_0 - маса вантажу, кг;

η_0 - загальний ККД для гідронасосів.

$$N = 9,81 \cdot 14000 \cdot 0,158 / 0,94 = 23,08 \text{ кН}$$

Встановлена потужність насоса має бути вибрана з урахуванням втрат в гідросистемі:

$$N_{н,у} \geq N / \eta_{от} \quad (3.23)$$

$$N_{н,у} \geq 23,08 / 0,85 \cdot 0,92 = 29,51 \text{ кВт}$$

ККД гідроприводу $\eta_{от}$ враховує об'ємні і гідромеханічні втрати в насосі, гідромоторі, гідролініях, пристроях управління потоком робочої рідини, фільтрах і інших місцевих опорах. Для попередніх розрахунків можна прийняти: $\eta_{от} = \eta_n \cdot \eta_m$, де η_n і η_m - загальні ККД відповідно насоса і гідромотора, які приводяться в технічній характеристиці гідравлічних машин.

Корисна потужність (Вт) насоса

$$N = p \cdot Q \quad (3.24)$$

де p - тиск насоса, Па;

Q - об'ємна подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$.

Об'ємна подача насоса

$$Q = V_n \cdot n_n \cdot \eta_{Vn} \quad (3.25)$$

де V_n - робочий об'єм насоса, м^3 ;

n_n - частота обертання насоса, об/с;

η_{Vn} - об'ємний КПД насоса.

У гідравлічних системах трубоукладальників для приводу вантажопідйомного устаткування найчастіше встановлюють не один потужний насос, а два насоси меншої потужності. Це дозволяє ефективніше використовувати встановлену потужність гідравлічних машин, забезпечити поєднання операцій по підйому вантажів і зміні вильоту стріли і отримати високі швидкості підйому вантажу підсумовування подачі двох насосів на один гідромотор.

Вибір гідромотора. Встановлена потужність гідромотора N_m не має бути менше значення, отриманого по формулі, $N_m \geq N$.

$$N_m = \Delta P \cdot Q \cdot \eta_{гмм}, \quad (3.26)$$

де ΔP - перепад тиску у відповідних трубопроводах, Па; $\Delta P = P_1 - P_2$;

Q – об'єм робочої рідини (подача насоса), що подається в одиницю часу, $\text{м}^3/\text{с}$;

$\eta_{гмм}$ - гідромеханічний ККД гідромотора.

$$N_1 = 20000000 \cdot 0,00235 \cdot 0,96 = 45355 \text{ Вт}.$$

Вибираємо гідромотор аксіально-поршневий, типу 112.32.12.Л

Частота обертання (об/хв) гідромотора

$$n_m = \frac{Q \cdot \eta_{гм}}{V_i}, \quad (3.27)$$

де V_m - робочий об'єм гідромотора, м^3 ;

$\eta_{гм}$ - об'ємний ККД гідромотора.

$$n_m = \frac{0,00235 \cdot 0,96}{0,000112} = 1195,98 \text{ об/хв}.$$

Крутний момент ($\text{Н} \cdot \text{м}$), що розвивається гідромотором,

$$M_m = 0,159 V_m \cdot \Delta P \cdot \eta_{гмм} \quad (3.28)$$

$$M_m = 0,159 \cdot 0,000112 \cdot 20000000 \cdot 0,96 = 341,9136 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Гідроциліндри. Для зміни вильоту стріли і противаги в трубоукладальниках використовуються поршневі гідроциліндри двосторонньої дії.

Зусилля (Н), що розвивається гідроциліндром при подачі робочої рідини в поршкову порожнину.

$$F_1 = \frac{\pi}{4} p D^2 \eta_p, \quad (3.29)$$

де D - діаметр поршня гідроциліндра;

η_p - ККД гідроциліндра, $\eta_p = 0,96$.

$$F_1 = \frac{3,14}{4} \cdot 160000000 \cdot 0,2^2 \cdot 0,96 = 4402 \text{ кН}$$

Зусилля (Н), що розвивається гідроциліндром при подачі робочої рідини в штокову порожнину (втягування штока).

$$F_2 = \frac{\pi}{4} p (D^2 - d^2) \eta_p, \quad (3.30)$$

де d - діаметр штока, м.

$$F_2 = \frac{3,14}{4} \cdot 160000000 \cdot (0,22^2 - 0,093^2) \cdot 0,96 = 3906,66 \text{ кН.}$$

Опором зливної лінії нехтуємо.

Швидкість (м/с) висунення штока

$$v_1 = 4Q / (\pi D^2) \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (3.31)$$

$$v_1 = 4 \cdot 0,00235 / 3,14 \cdot 0,2^2 = 0,49 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Втягування штока

$$v_2 = 4Q / [\pi(D^2 - d^2)] \frac{\text{м}}{\text{с}}, \quad (3.32)$$

$$v_2 = 4 \cdot 0,00235 / [3,14(0,2^2 - 0,09^2)] = 0,51 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

швидкість руху штока, що випускається, в гідроциліндрах трубоукладальників складає: нормальна 0,3 м/с, максимальна 0,5 м/с.

3.5 Визначення розрахункових навантажень на вісь стріли

Щоб визначити максимальне статичне навантаження необхідно виконати розрахунок в двох положеннях: в максимально присуненому і максимально відсунутому положенні (рис. 3.7). І визначити в якому положенні навантаження буде більше. Більше значення враховуємо в подальшому розрахунку на міцність.

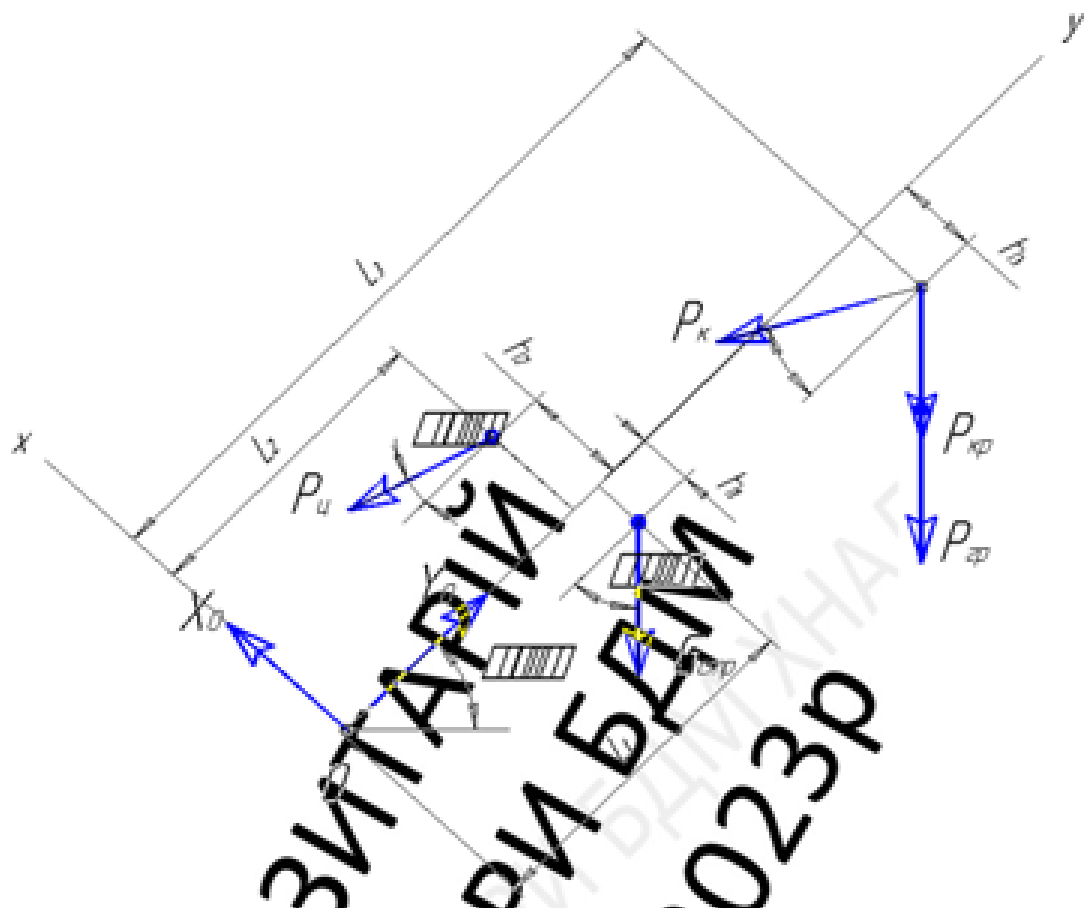


Рисунок 3.7 – Розрахункова схема визначення зусиль в стрілі

У схемі невідоме зусилля в гідроциліндрі. Щоб його визначити необхідно скласти суму моментів відносно точки O і вивести його з цього рівняння, кН

$$\sum M_i = 0,$$

$$\sum M_i = (P_{ГП} + P_{КР}) \cdot (\cos \tau \cdot L_3 + \sin \tau \cdot h_3) + G_{СТР} (\cos \tau \cdot L_1 + \sin \tau \cdot h_1) + P_K \cdot (\cos \beta \cdot h_3 - \sin \beta \cdot L_3) - P_{Ц} \cdot (\cos \alpha \cdot h_2 + \sin \alpha \cdot L_2) = 0$$

Звідси виражаємо зусилля гідроциліндра

$$P_{Ц} = \frac{(P_{ГП} + P_{КР}) \cdot (\cos \tau \cdot L_3 + \sin \tau \cdot h_3) + G_{СТР} (\cos \tau \cdot L_1 + \sin \tau \cdot h_1) + P_K \cdot (\cos \beta \cdot h_3 - \sin \beta \cdot L_3)}{\cos \alpha \cdot h_2 + \sin \alpha \cdot L_2}$$

$$\frac{+P_K \cdot (\cos\beta \cdot h_3 - \sin\beta \cdot L_3)}{+\sin\alpha \cdot L_2},$$

де $P_{ГВ}$, $P_{КВ}$, $G_{СТР}$ - сила тяжіння вантажу, що піднімається, і сили тяжіння елементів конструкції стріли, $P_{ГВ} = 140$ кН, $P_{КВ} = 1,5$ кН, $G_{СТР} = 6,9$ кН;

L_2 , L_3 , h_2 и h_3 - довжини плечей прикладених навантажень, $L_2 = 3,990$ м, $L_3 = 5,867$ м, $h_2 = 0,303$ м, $h_3 = 0,222$ м,

L_1 и h_1 - координати центра мас стріли $L_1 = 3,232$ м, $h_1 = 0,008$ м,

γ - кут нахилу стріли при максимально піднятій стрілі, $\gamma = 84^\circ$.

α - діючий кут, між вектором сили гідропідйомника і стрілою, $\alpha = 7^\circ$;

β - діючий кут, між вектором сили діючої з боку каната і стріли, $\beta = 33^\circ$;

τ - діючий кут, між векторами сил, тяжієть вантажу, стріли, обоими крюка і стрілою $\tau = 60$;

P_K - сила дії каната, підведена до поліспасту і утримуюча вантаж за допомогою поліспасту в 12,5 тон. Визначається за наступної залежності, кН

$$P_K = \frac{P_{ГВ}}{K_{пол}} + \frac{P_{КВ}}{2 \cdot K_{пол}}, \quad (3.33)$$

де $K_{пол}$ - кратність поліспасту, $K_{пол} = 6$;

$$P_K = \frac{140}{6} + \frac{1,5}{2 \cdot 6} = 23,5 \text{ кН};$$

$$P_{ц} = \frac{(140 + 1,5) \cdot (\cos 14^\circ \cdot 5,86 + \sin 14^\circ \cdot 0,22) + 6,9 (\cos 14^\circ \cdot 3,23 + \sin 14^\circ \cdot 0,008) + \cos 11^\circ \cdot 0,303 + 23,5 \cdot (\cos 47^\circ \cdot 0,222 - \sin 47^\circ \cdot 5,867)}{+\sin 11^\circ \cdot 3,990} = 694,8 \text{ кН}.$$

Щоб визначити реакції X_0 і Y_0 необхідно спроектувати усі сили на вісь X і Y і скласти рівняння рівноваги, з яких вивести ці реакції і визначити їх

$$\sum X_i = 0;$$

$$\sum Y_i = 0;$$

$$\sum X_i = P_{\Pi} \cdot \sin \alpha + P_K \cdot \sin \beta - (P_{ГР} + P_{КР}) \cdot \sin \tau - G_{СТР} \cdot \sin \tau + X_0 = 0,$$

$$X_0 = -P_{\Pi} \cdot \sin \alpha - P_K \cdot \sin \beta + (P_{ГР} + P_{КР}) \cdot \sin \tau + G_{СТР} \cdot \sin \tau,$$

$$\sum Y_i = Y_0 - P_{\Pi} \cdot \cos \alpha - P_K \cdot \cos \beta - (P_{ГР} + P_{КР}) \cdot \cos \tau - G_{СТР} \cdot \cos \tau = 0,$$

$$Y_0 = P_{\Pi} \cdot \cos \alpha + P_K \cdot \cos \beta + (P_{ГР} + P_{КР}) \cdot \cos \tau + G_{СТР} \cdot \cos \tau,$$

$$X_0 = -694,8 \cdot \sin 11 - 23,5 \cdot \sin 47 + (140 + 1,5) \cdot \sin 14 + 6,9 \cdot \sin 14 = -79,54 \text{ кН.}$$

Знак "-" означає що вектор сили мається в протилежну сторону.

$$Y_0 = 694,8 \cdot \cos 7 + 20,956 \cdot \cos 47 + (1,35 + 1,5) \cdot \cos 14 + 6,9 \cdot \cos 14 = 849,64 \text{ кН.}$$

Визначення реакції X_0 и Y_0 в максимально відкинутому положенні при вугіллі нахилу $\tau = 37^\circ$, тоді інші розрахункові кути також поміняються $\alpha = 18^\circ$; $\beta = 21^\circ$; $\tau = 62^\circ$.

Оскільки при максимальному висоті стріли вантажопідйомність міняється до 4,5 тон, тоді міняється величина зусилля каната

$$P_x = \frac{46}{6} + \frac{1,5}{2 \cdot 6} = 7,791 \text{ кН}$$

$$P_{\Pi} = \frac{(45 + 1,5) \cdot (\cos 62 \cdot 5,86 + \sin 62 \cdot 0,22) + 6,9 (\cos 62 \cdot 3,23 + \sin 62 \cdot 0,008) +}{\cos 18 \cdot 0,303 +} \\ + 7,791 \cdot (\cos 21 \cdot 0,222 - \sin 21 \cdot 5,867) \\ + \sin 18 \cdot 3,990 = 87,107 \text{ кН.}$$

$$X_0 = -87,107 \cdot \sin 18 - 7,7 \cdot \sin 21 + (140 + 1,5) \cdot \sin 62 + 6,9 \cdot \sin 62 = 39,4 \text{ кН};$$

$$Y_0 = 87,107 \cdot \cos 18 + 7,7 \cdot \cos 21 + (45 + 1,5) \cdot \cos 62 + 6,9 \cdot \cos 62 = 93,27 \text{ кН.}$$

По проведених обчисленнях видно максимальні навантаження на вісь стріли доводиться в положенні, коли стріла максимально піднята.

Розрахунок на міцність проводитимемося в такій же послідовності, як і розрахунок на міцність самої стріли. В якості початкових даних беруться реакції знайдені вище $X_0 = 79,54 \text{ кН.}$, $Y_0 = 849,64 \text{ кН.}$

Марку металу приймаємо аналогічну марці стріли 09Г2С з допустимою напругою, $\sigma = 415$

РЕПОЗИТАРІЙ
КАФЕДРИ БДМ
ХНАДУ, 2023р

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Аналіз шкідливих чинників в кабіні оператора трубоукладача

На оператора трубоукладацьника впливають такі шкідливі чинники, як погіршення мікроклімату, шум, вібрація.

Мікроклімат. Стан мікроклімату в кабіні оператора визначається комплексом фізичних параметрів, які визначають тепловий обмін на робочому місці між оператором і зовнішнім середовищем. Параметри мікроклімату нормовані по ГОСТ 12.1.005-88. "Повітря робочої зони. Загальні вимоги безпеки".

Мікроклімат кабіни оператора повинен забезпечувати нормальний рівень теплообміну організму людини з середовищем, комфортні тепловідчуття, високу працездатність і продуктивність праці, підвищувати стійкість організму.

Нормалізація мікроклімату кабіни оператора здійснюється за рахунок процесів опалювання, вентиляції і кондиціонування повітря.

Оптимальні мікрокліматичні умови характеризуються поєднанням параметрів мікроклімату, які при тривалій систематичній дії на людину забезпечують збереження нормального функціонування і теплового стану організму [13].

При зміні фізичного стану повітря, тобто при метеорологічних коливаннях, стан людини також змінюється. Як відомо, для кожної температури повітря є своя межа складу водяної пари, названою абсолютною важкістю повітря. Крім того, повітря характеризується відносною вологістю повітря, %. Високий рівень насиченості повітря водяною паром негативно впливає на організм людини. З іншого боку знижена вологість викликає сухість слизових оболонок дихальних шляхів.

При високій температурі повітря віддача тепла тілом ускладнюється. В цьому випадку тепловіддача йде лише шляхом виділення поту, що негативно впливає на склад крові у зв'язку зі зменшенням кількості солей в організмі. При

тривалому впливі високої температури віддача тепла тілом майже припиняється: при перегріванні тіла порушується робота нервових центрів і може статися тепловий удар.

При роботі в умовах низьких температур відбувається посилена віддача теплоти тілом і може настати такий момент, при якому організм не в змозі компенсувати втрату теплоти. В результаті виникають простудні захворювання. Крім того, можуть бути обморожені вуха, ніс, пальці у зв'язку з порушенням кровообігу із-за скорочення кровоносних судин від холоду.

Рух повітря є важливим чинником, що впливає на самопочуття людини. У жаркому приміщенні рух повітря сприяє збільшенню віддачі тепла організмом і покращує його стан, але чинить несприятливі дії при низькій температурі повітря в холодну пору року [12].

У кабінах тракторів по ГОСТ 12.2.019-78 температура повітря в теплий період має бути на 2-3°C вище за температуру зовнішнього повітря, але не нижче +14°C і не вище 28°C при відносній вологості 40-60%.

Для забезпечення в кабінах мікроклімату і гранично допустимих концентрацій шкідливих речовин в повітрі відповідно до норм ГОСТ 12.1.005-88, 12.1.007-78, 12.2.019-76 і 12.2.023-78 влаштовують природну вентиляцію (люки, квартирки, вікна, що опускаються) і примусову, а також пиловловлювачі, кондиціонери і опалювачі, теплоізоляція кабіни. Основні вимоги до теплоізоляційних матеріалів кабіни - це мінімальна теплопровідність, високі звукоізоляційні властивості і необхідна міцність.

У більшості випадків теплоізолювані панелі кабіни виконують з трьох слоїв: зовнішній шар - облицювання з металевого листа товщиною 0,8-3 мм, середній шар - теплоізоляційний з пінопласту, гуми, вати, картону або повітряного прошарку і внутрішній - облицювання з шкірзамінника, фанери і інших матеріалів.

Нормалізація мікроклімату має бути досягнута не більше ніж за 20 хвилин після включення агрегатів, що впливають на мікроклімат кабіни. Швидкість руху

повітря в зоні голови і грудей оператора від 0,4 до 1,5 м/с при температурі рівної і вище $+25^{\circ}\text{C}$. Потік повітря не має бути направлений безпосередньо на людину - оператора.

Гігієнічна оцінка умов праці оператора робиться на основі визначення вмісту в повітрі робочої зони пилу і шкідливих речовин. Вплив пилу на організм людини різноманітний. Він залежить від хімічного складу, дисперсності і форми часток.

Умови праці оператора значно погіршуються при дії на його організм шкідливих речовин. При визначенні речовин в кабіні вимірюється кількісний склад наступних речовин: окисли азоту, пари бензину і т. Ці речовини і пил, потрапляючи в організм людини через дихальні органи, травний тракт, шкіру рук і лиця, вступають у фізико-хімічні взаємодії з тканинами і можуть викликати отруєння, хвороби шкірної покриву, слизових оболонок та ін.

Класифікація і граничний допустимий вміст шкідливих речовин в повітрі робочої зони викладені в ГОСТ 12.1.005-88 і ГОСТ 12.1.007-76 "Шкідливих речовин". Гранично допустимі концентрації (ГДК) шкідливих речовин в повітрі робочої зони - це такі, які при щоденній роботі на протязі 8 годин не можуть викликати захворювань або відчужень в стані здоров'я людини в процесі роботи.

Створення сприятливих умов в кабіні для людини дозволяє поліпшити його самопочуття, підтримати високу праездатність, знизити негативні емоції, збільшуючи тим самим загальну здатність продуктивність машини.

На оператора трубоукладача впливає різноманітна вібрація, що викликається пересуванням і роботою машини. Можна виділити наступні види шуму і вібрації [11]:

- Шумоутворення в двигунах внутрішнього згорання. Виникають шуми аеродинамічного походження (всмоктування повітря, випуск відпрацьованих газів), шум згорання в циліндрі, механічні і ударні шуми (взаємодії поршня з циліндром, вібрація в підшипниках колінчастого валу та ін.). Рівень звуку в двигунах ДВЗ, що встановлюються на БДМ знаходиться в діапазоні від 102 до 115 дБ.

- Гідравлічні системи при роботі випромінюють шум, що лежить в діапазоні від 80 до 100 дБА. Найбільш шумним джерелом гідросистем є гідронасоси і гідромотори, із-за пульсації тиску гідравлічної рідини на виході.

Тривалі коливання людини з частотою від 3 до 5 Гц шкідливо впливають на вестибулярному апарат, серцево-судинній системі і викликають синдром заколисання. Коливання з частотою від 5 до 11 Гц викликають розлади в наслідок резонансних коливань голови, шлунку, кишковика. Кінець кінцем усього тіла. При коливанні з частотою від 11 до 45 Гц погіршується зір, виникає нудота, блювота, порушується нормальна діяльність інших органів. Коливання з частотою більше 45 Гц викликають ушкодження судин головного мозку; виникає розлад циркуляції крові і нервової діяльності з наступним розвідком вібраційної хвороби.

Для зниження впливу вібрації на оператора застосовують вібраційне сидіння і настили. Для зменшення випромінювання шуму на робоче місце усі отвори в капоті заглушують.

4.2 Розрахунок стійкості трубоукладача

4.2.1 Розрахунок подовжньої стійкості

Розрахунковим випадком є подолання подовжнього ухилу з номінальним вантажем на крюку. Розрахунок ведуть для двох випадків: перекидання вперед і перекидання назад.

Трубоукладач (рис. 4.1) встановлений на ухилі [5], при якому рівнодійна сил тяжіння вантажу номінальної маси і машини через ребро перекидання. Ребром перекидання є нижня точка натяжного колеса (при перекиданні вперед) або привідної зірочки (при перекиданні назад). Силу тяжіння вантажу слід прикладати до трубоукладача в точці кріплення підвісної обойми поліспасти до стріли.

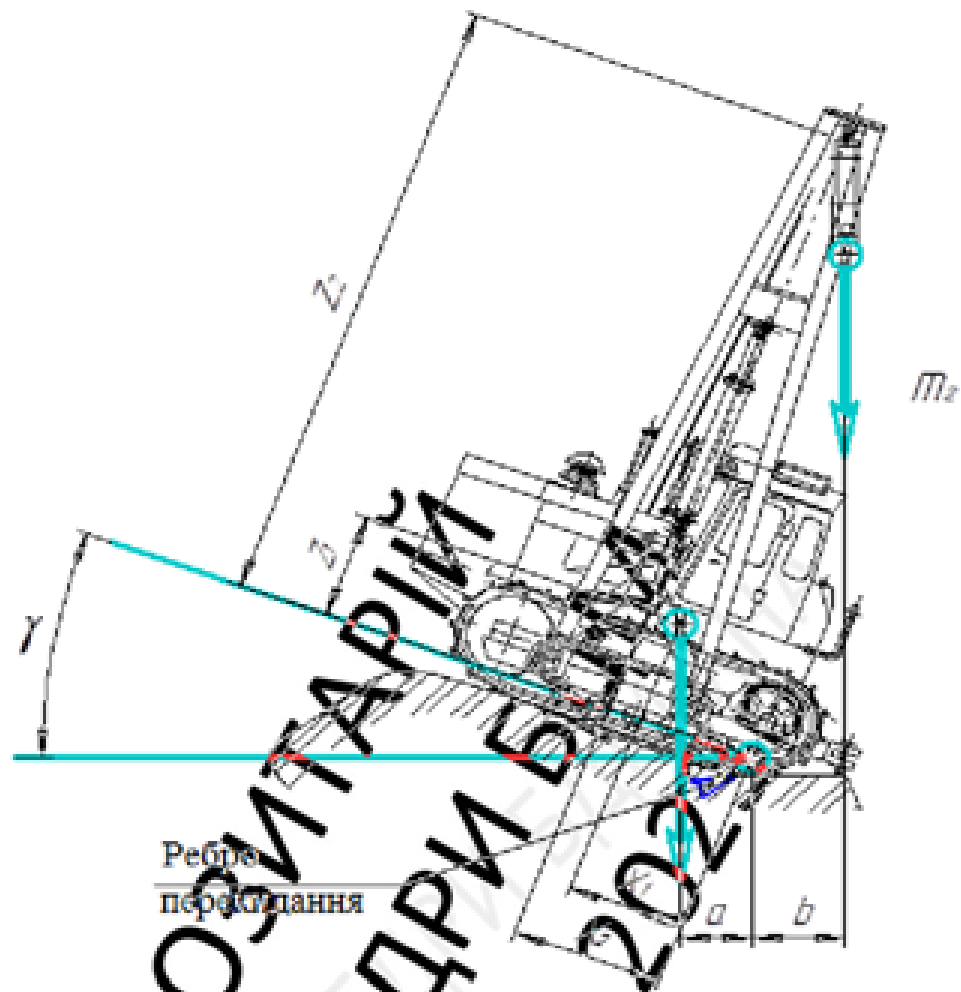


Рисунок 4.1 Розрахункова схема для визначення подовжньої стійкості

Подовжній ухил γ стійкості визначають з рівняння рівноваги [5]

$$m_г(x_1 \cdot \cos \gamma - z_1 \cdot \sin \gamma) = m_г(z_2 \cdot \sin \gamma - x_2 \cdot \cos \gamma), \quad (4.1)$$

де x_1, x_2, z_1, z_2 - координати точок прикладення сил тяжіння трубоукладальника масою $m_г$, $x1=1,141$ м, $x2=1,467$ м, $z1=1,094$ м, $z2=6,450$ м;

Для забезпечення стійкості трубоукладача на будівельному майданчику з нормативним ухилом α_D отриманий кут γ має бути більше нормативного кута. При цьому має бути витриманий коефіцієнт безпеки, що враховує додаткові навантаження: опір троллейної підвіски, різкі навантаження в канаті та ін. Нині

відсутні науково обгрунтовані вимоги безпеки робіт на подовжньому ухилі. Тимчасово, до розробки таких вимог, можна прийняти той же коефіцієнт безпеки $\hat{E}_d = 2$, що і при розрахунку власної стійкості трубоукладальника. Тоді критерій забезпечення стійкості на подовжньому ухилі

$$\gamma \leq K_6 [\alpha_p] = 20^\circ \quad (4.2)$$

Умова при якій кран-трубоукладальник зберігає свою стійкість задати тепер необхідно з формули (5.2) вивести і визначити дійсний кут

$$\begin{aligned} m_T \cdot x_1 \cdot \cos \gamma - m_T \cdot z_1 \cdot \sin \gamma &= m_T \cdot z_2 \cdot \sin \gamma - m_T \cdot x_2 \cdot \cos \gamma, \\ \cos \gamma (m_T \cdot x_1 + m_T \cdot x_2) &= \sin \gamma (m_T \cdot z_2 + m_T \cdot z_1), \\ \frac{\cos \gamma}{\sin \gamma} &= \frac{(m_T \cdot z_2 + m_T \cdot z_1)}{(m_T \cdot x_1 + m_T \cdot x_2)}, \\ \operatorname{ctg} \gamma &= \frac{(m_T \cdot z_2 + m_T \cdot z_1)}{(m_T \cdot x_1 + m_T \cdot x_2)}, \\ \gamma &= \operatorname{arccctg} \left(\frac{(m_T \cdot z_2 + m_T \cdot z_1)}{(m_T \cdot x_1 + m_T \cdot x_2)} \right), \\ \gamma &= \operatorname{arccctg} \left(\frac{(12500 \cdot 6,45 + 22180 \cdot 2,094)}{(22180 \cdot 1,141 + 14000 \cdot 1,467)} \right) = \operatorname{arccctg} 2,498 = 20^\circ; \end{aligned}$$

тоді нормативний ухил визначений по формулі (4.2)

$$\alpha_p = \frac{22}{2} = 11^\circ.$$

4.2.2 Розрахунок стійкості при ухилі у бік вантажу

Визначення вантажної стійкості при нахилі трубоукладальника у бік вантажу [6] при відкинутій противазі і висуненій стрілі з максимальним

навантаженням в цьому положенні 4,6 тони. Кут нахилу, встановлений стандартом Держгірпромнаглядом складає 10° .

Розрахункова схема визначення вантажної стійкості представлена в графічній частині дипломного проекту.

Рівняння для визначення вантажної стійкості записується в наступному виді [6]

$$K_2 = \frac{(G_{T-170} + G_{ПОРТ} + G_{СТР} + G_{ПРОТ} + G_{КР}) \cdot (y_1 \cdot \cos \alpha - z_1 \cdot \sin \alpha) \cdot G_{ГР} \cdot V}{G_{ГР} \cdot L_4} \cdot L_4, \quad (4.3)$$

де y_1 і z_1 - координати центру тяжіння крана трубоукладальника, м;

α - кут нахилу трубоукладача, $\alpha = 10^\circ$;

V - швидкість опускання або підйому вантажу, $V = 0,158$ м/с;

t - час гальмування, проміжок часу з початку моменту гальмування до повної зупинки, $t = 2$ с.

Визначення координат центру тяжіння трубоукладальника в положенні коли він знаходиться на горизонтальному майданчику (рис. 4.2), противага і стріла відкинуті.

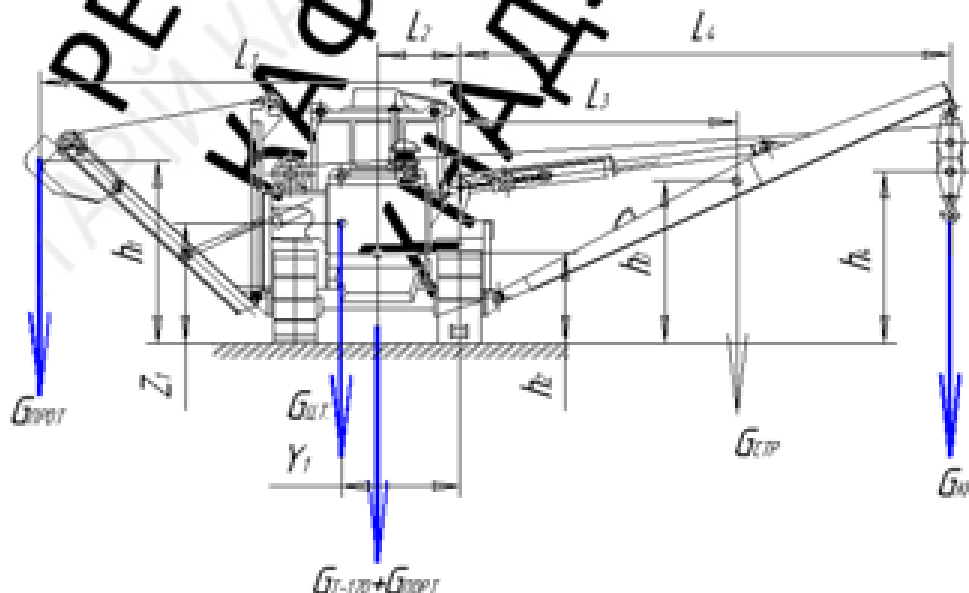


Рисунок 4.2 – Розрахункова схема визначення центру тяжіння

Користуючись рівняннями статички складемо рівняння

$$Y_1 = \frac{\sum m_i \cdot y_i}{\sum m_i}; \quad (4.4)$$

$$Y_1 = \frac{(G_{T-170} + G_{ПОР}) \cdot L_2 + G_{ПР} \cdot L_1 + G_{КР} \cdot L_4 + G_{СТР} \cdot L_3}{G_{T-170} + G_{ПОР} + G_{ПР} + G_{КР} + G_{СТР}},$$

де $L_1 = 4,840$ м, $L_2 = 0,990$ м, $L_3 = 4,196$ м, $L_4 = 5,600$ м;

$$Y_1 = \frac{(140,3 + 23,1) \cdot 0,990 + 50 \cdot 4,840 + 1,5 \cdot 5,6 + 6,9 \cdot 4,196}{140,3 + 23,1 + 50 + 1,5 + 6,9} = 1,988 \text{ м},$$

$$Z_1 = \frac{\sum m_i \cdot z_i}{\sum m_i}; \quad (4.5)$$

$$Z_1 = \frac{(G_{T-170} + G_{ПОР}) \cdot h_2 + G_{ПР} \cdot h_1 + G_{КР} \cdot h_4 + G_{СТР} \cdot h_3}{G_{T-170} + G_{ПОР} + G_{ПР} + G_{КР} + G_{СТР}},$$

де $h_1 = 1,64$ м, $h_2 = 1,315$ м, $h_3 = 2,341$ м, $h_4 = 2,202$ м,

$$Z_1 = \frac{(140,3 + 23,1) \cdot 1,316 + 50 \cdot 1,64 + 1,5 \cdot 2,202 + 6,9 \cdot 2,341}{140,3 + 23,1 + 50 + 1,5 + 6,9} = 1,4269 \text{ м},$$

$$K_2 = \frac{(140,3 + 23,1 + 6,9 + 50 + 1,5) \cdot (1,988 \cdot \cos 10^\circ - 1,426 \cdot \sin 10^\circ)}{46 \cdot 5,600} \times \\ \times \frac{0,158 \cdot 45}{9,81 \cdot 4} \cdot 5,600 = 1,527,$$

По встановленому нормативу Держбуду коефіцієнт вантажної стійкості для даного випадку дорівнює, [1] $K_2' \geq 1,15$.

Звідси видно $K_2 = 1,53 \geq 1,15$, можна зробити висновок, що по цьому показнику кран трубоукладальник задовольняє вказаній вимозі.

4.3 Організація оповіщення населення при загрозі виникнення надзвичайних ситуацій

Захист населення у надзвичайних ситуаціях - одне з головних завдань цивільної оборони. У законі "Про цивільну оборону України" в статті 8 говориться: "Адміністрація підприємств, установ і організацій незалежно від форми власності і господарювання надає своїм працівникам сховище, забезпечує засобами індивідуального захисту, сприяє здійсненню евакуаційних заходів, створенню сил для подолання наслідків надзвичайних ситуацій та їх готовності до практичних дій, а також виконанню заходів з цивільної оборони".

Автоматизована система оповіщення та інформаційного забезпечення створюється на базі загальнодержавної мережі зв'язку та оповіщення і поділяється на державну і регіональну. Вона має забезпечити циркуляційне оповіщення посадових осіб із застосуванням для цього міської телефонної мережі, засобів радіомовлення і телебачення і використовується централізовано. Оповіщення підпорядкованих штабів із сил ЦС і населення організовує вищестоящий територіальний орган з ЦС та ЦО.

Локальна система оповіщення - це система оповіщення, яка створюється в межах санітарно-захисної зони потенційно-небезпечного об'єкту і призначена для своєчасного виявлення загрози виникнення НС, оповіщення персоналу потенційно-небезпечного об'єкту та населення, що проживає в зонах санітарно-захисної зони цього об'єкту.

На ОГД організовується оповіщення централізованими та локальними системами оповіщення.

Для обласних та міських органів державної виконавчої влади розпорядження передаються по системі циркуляційного виклику телефонного та

телеграфного зв'язку, тобто по автоматизованій системі централізованого оповіщення. Такий порядок оповіщення забезпечує циркулярне оповіщення посадових осіб через службові та квартирні телефони міської телефонної мережі. Для оповіщення населення застосовуються електричні сирени та переключення радіотрансляційних вузлів зв'язку для передачі попереджувального сигналу "Увага, всім !" через пункти управління ЦО.

Здійснюється оповіщення на об'єкті системою оповіщення ЦО об'єкта засобами оповіщення, тобто апаратурою оповіщення (засоби оповіщення, апаратура управління та лінії (канали) зв'язку).

До системи оповіщення ЦО СЦД відносяться:

- електричні сирени типу «С-40» та «С-28»;
- апаратура дистанційного управління та циркуляційного виклику (АДУ- ЦВ); 5-Ф-88, П-160, П-157, Р-413.

Локальні системи оповіщення створюються на потенційно небезпечних об'єктах, зона ураження від яких досягає населених територій або інших підприємств (об'єктів). На потенційно небезпечних об'єктах, незалежно від форм власності, на яких зона ураження не виходить за територію об'єкта, створюються об'єктові системи оповіщення. До їх складу входять абонентські радіоточки і вуличні гучномовці державної мережі радіомовлення та відомчих радіовузлів, електричні сирени (свої або сусіднього об'єкта, якщо територія повністю входить до зони їх озвучення), телефони, які включені до регіональних СЦВ та інші технічні засоби, при необхідності.

Для забезпечення роботи систем оповіщення використовуються:

- місцеві мережі зв'язку;
- мережі провідного (ефірного) радіомовлення та телебачення;
- постійно діючі мережі радіозв'язку;
- системи пейджингового зв'язку;
- електросирени і технічні засоби оповіщення незалежно від форм власності.

Керівники підприємств зв'язку мають право:

- отримувати від відповідних органів виконавчої влади та органів ЦО та з НС інформацію про характер, масштаби надзвичайної ситуації, яка виникла, дію її вражаючих факторів та заходи щодо захисту персоналу;
- вводити у встановленому порядку тимчасові обмеження на надання послуг електрозв'язку для населення та підприємств;
- задіяти, згідно з домовленостями, засоби зв'язку інших відомств для резервування власних засобів або спільно з ними з метою забезпечення потреб, викликаних надзвичайною ситуацією.

Керівники підприємств зв'язку зобов'язані:

- забезпечити постійну організаційну та технічну готовність засобів оповіщення і зв'язку до задіяння для виконання завдань в умовах загрози або виникнення надзвичайних ситуацій;
- забезпечити оперативне позачергове надання парольних телефонних розмов та передачу позакатегорійних телеграм представникам спеціальної Урядової комісії, органів виконавчої влади, відповідних органів ЦО та з НС і членам постійних комісій з питань НС у зв'язку з надзвичайною ситуацією;
- забезпечити керівництво заходами ЦО необхідними видами зв'язку при виникненні надзвичайних ситуацій;
- своєчасно доводити до споживачів послуг електрозв'язку діючі правила користування зв'язком та зміни і доповнення до них.

Виконання завдань при організації зв'язку в надзвичайних ситуаціях повинно забезпечуватися системою організаційних і технічних заходів.

Із всього вище викладеного можна зробити висновок, що система оповіщення є одним із головних заходів ЦО, тому що вона містить в собі ряд дій спрямованих на попередження як мирного населення, так і персоналу установ і підприємств різного типу про загрозу і виникнення надзвичайних ситуацій у мирний та воєнний час, постійне інформування його про стан наявної обстановки.

5. ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ПРОЕКТНИХ РІШЕНЬ

5.1 Вихідні дані для розрахунку

На будівництві магістральних трубопроводів використовують найрізноманітніші машини і механізми, більшість з яких дуже складні і дорогі. Найбільш численним є парк машин-трубоукладачів. Ці машини універсальні, їх застосовують не лише для укладання трубопроводів, але і для навантажувально-розвантажувальних робіт.

Вихідні дані для розрахунку представлені в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Вихідні дані для розрахунку

Вихідні дані	Базова техніка
Технічна продуктивність, м/год	150
Гуртова ціна, грн	1230000
Номинальна потужність двигуна, кВт (л/с)	117 (160)
Річний фонд робочого часу агрегату, дні	247
Сезонне обслуговування, дні	2
Тривалість зміни, год	8
Час роботи агрегату на об'єкті, маш.год.	140
Число робітників, що здійснюють обслуговування і ремонт, люд.	2
Число робітників-керівників агрегатом, чол.	2
Середня відстань перебазування, км	25
Тарифна ставка робочого III розряду до ремонту, грн	26
Витрата запасних частин за рік роботи, грн/рік	25640
Тарифна ставка оператора, грн	335
Ціна палива, грн/кг	20
Середня вартість одного автомобіля - години, грн/год	140
Вартість одного кілометра пробігу, грн/км	120

5.2 Визначення річної експлуатаційної продуктивності

Річна експлуатаційна продуктивність B , м/рік, визначається по формулі [9]

$$B = B_{zv} T_z, \quad (5.1)$$

де B_{zv} - експлуатаційна середньорічна продуктивність, од. прод./маш.год;

T_z - кількість машинно-годин роботи техніки в році, маш.год/рік;

$$B_{zv} = v_{mv} \kappa_m \quad (5.2)$$

де v_{mv} - годинна технологічна продуктивність, од.прод./год, $v_{mv} = 150$ м/год.;

κ_m - коефіцієнт переходу від темпної продуктивності до експлуатаційної [9]

$\kappa_m = 0,5$.

$$B_{zv} = 150 \cdot 0,5 = 75 \text{ м/год}$$

Кількість машинно-годин роботи агрегату в році T_z , маш.ч/рік, визначається по формулі [9]

$$T_z = \frac{T_{\phi} \cdot 2 \cdot T_{co}}{\left(\frac{1}{t_{cm} \cdot K_{cm}} \right) + \bar{A}_p + \left(\frac{d_n}{T_{ob}} \right)} \quad (5.3)$$

де T_{ϕ} - річний фонд робочого часу агрегату, $T_{\phi} = 247$ днів;

T_{co} - тривалість сезонного обслуговування, $T_{co} = 2$ дні;

\bar{A}_p - простой в усіх видах ремонтів і обслуговувань, дні/маш.година;

t_{cm} - тривалість однієї зміни, год;

T_{ob} - час роботи агрегату на об'єкті, $T_{ob} = 140$ маш.год;

K_{cm} - коефіцієнт змінності $K_{cm} = 1,5$;

Простой в усіх видах ремонту і технічних обслуговувань \bar{A}_p , дні/маш.година, визначаються по формулі

$$D_p = \left[\frac{r_{y\delta mo} \cdot K_{oe}}{B \cdot t_{cm}} + \frac{(d_{mp} + d_{nmp}) \cdot a_{mp} + d_{sp} + d_{nsp}}{T_p} + \frac{t_{otk} \cdot K_{oe}}{t_{cm} \cdot T_{otk}} \right] \cdot K_r$$

де $r_{y\delta mo}$ - питома оперативна трудомісткість технічних обслуговувань, $r_{y\delta mo}=0,14$ чол.год/мото.год;

B - число робітників тих, що здійснюють технічне обслуговування, $B=2$ чол;

K_{oe} - коефіцієнт переведення оперативного часу в загальний час роботи, $K_{oe}=2,5$;

d_{sp} , d_{mp} - тривалість перебування техніки в поточному і капітальному ремонті, $d_{sp}=10$ днів, $d_{mp}=7$ днів;

d_{nsp} , d_{nmp} - тривалість обслуговування доставки техніки в поточній і капітальний ремонт і назад, $d_{nmp}=10$ днів, $d_{nsp}=20$ днів;

a_{mp} - кількість поточних ремонтів в міжремонтному циклі,

t_{otk} - середній час на усунення однієї відмови, маш.год, $t_{otk}=4$ мото.год;

T_{otk} - напрацювання на відмову, мото.год, $T_{otk}=126$ мото.год,

K_r - коефіцієнт переведу мото-години в машино-год, $K_r=0,66$;

T_p - середній ресурс до капітального ремонту, мото.год;

t_{cm} - тривалість однієї зміни, год,

Середній ресурс до капітального ремонту T_p' , мото.год, для трубоукладача ТГ-124А визначається по формулі

$$T_p' = T_{pg} \cdot K_g, \quad (5.4)$$

де T_{pg} - гамма - процентний ресурс, мото.год, $T_{pg}=8000$ мото.год;

K_g - коефіцієнт перекладу гамма - процентного ресурсу в середній ресурс, $K_g=1,2$;

$$T_p' = 8000 \cdot 1,2 = 9600 \text{ мото.год.}$$

Кількість поточних ремонтів в міжремонтному циклі $a_{тр}$ визначається по формулі

$$a_{тр} = \frac{T_p}{t_{тр}} - 1 \quad (5.5)$$

де T_p - єдиний ресурс до капітального ремонту, мото.год,
 $t_{тр}$ - періодичність поточного ремонту, $t_{тр}=2000$ мото.год;

$$a_{тр} = \frac{9600}{2000} - 1 = 3$$

Годі

$$D_p' = \left[\frac{0,14 \cdot 2,5}{2 \cdot 2} + \frac{(7+10) \cdot 3 + 10 + 20}{9600} + \frac{4 \cdot 2,5}{8 \cdot 126} \right] \cdot 0,66 = 0,058 \text{ дні/мото.год}$$

Тривалість одного переобування агрегату d_n

$$d_n = \frac{S_m}{V_{тр.сп} \cdot t_{см}} + \frac{t_n}{t_{см}} \quad (5.6)$$

де S_m - середня відстань переобування, $S_m=25$ км,

$V_{тр.сп}$ - середня швидкість переобування, км/год, $V_{тр.сп}=10$ км/год;

t_n - середня тривалість вантаження машини, $t_n=0,5$ маш.ч;

$t_{см}$ - тривалість зміни, $t_{см}=8$ год;

$$d'_t = \frac{25}{10 \cdot 8} + \frac{0,5}{8} = 0,4 \text{ дня.}$$

Тоді

$$T'_a = \frac{247 - 2 \cdot 2}{\frac{1}{8 \cdot 1,5} + 0,058 + \frac{0,4}{140}} = 1685,27 \text{ маш.год}$$

Річна експлуатаційна продуктивність рівна

$$B' = 75 \cdot 0,78 \cdot 1685,27 = 985880,29 \text{ м.рік}$$

5.3 Визначення річних поточних витрат споживача

Річні поточні витрати споживача $S_{\text{в}}$, грн, визначаються по формулі

$$S_{\text{в}} = (C_A + C_P + C_{\text{Ф}} + C_{\text{Ц}} + C_{\text{ЭТ}} + C_{\text{СМ}} + C_{\text{ПБ}} + C_{\text{ЗР}}) \cdot (1 + H_P), \quad (5.7)$$

де C_A - амортизаційні відрахування на реновацію, грн;

C_P - витрати на виконання технічних обслуговувань і ремонтів, грн;

$C_{\text{Ф}}$ - фонд оплати праці робітників керівників технікою, грн;

$C_{\text{У}}$ - нарахування по фонду оплати праці до цільових фондів, грн, 36%;

$C_{\text{ЭТ}}$ - витрати на паливо, грн;

$C_{\text{СМ}}$ - витрати на мастильні матеріали, грн;

$C_{\text{ПБ}}$ - витрати на перебазування, грн;

$C_{\text{ЗЧ}}$ - витрати на запасні частини, грн;

H_P - норма накладних витрат, в'язаних з експлуатацією агрегата, $H_P=22\%$;

Амортизаційні відрахування на реновацію C_A , грн визначається по формулі

$$C_A = \frac{H_A \cdot K}{100}, \quad (5.8)$$

де H_A - норма амортизаційних відрахувань на реновацію, $H_A=12\%$;

K - накопичувальні вкладення споживача пов'язані з покупкою агрегату, грн;

$$K = C \cdot K_d, \quad (5.9)$$

де C - ціна агрегату, грн, $C = 1230000$ грн;

K_d - коефіцієнт переходу від ціни до балансової вартості, $K_d=1,12$

Ціна нового агрегату має дещо менше значення, оскільки використання гідравлічної системи дозволяє понизити вартість агрегату. По-цьому ціна нового агрегату рівна $C//=1520000$ грн.

$$K' = 1,12 \cdot 1230000 = 1377600 \text{ грн};$$

$$C_0// = 1,12 * (1230000 + 1377600) = 1578630 \text{ грн};$$

Тоді

$$C'_A = \frac{12 \cdot 1377600}{100} = 165312 \text{ грн};$$

$$C''_A = \frac{12 \cdot 1578630}{100} = 189435,6 \text{ грн};$$

Витрати на виконання технічних обслуговувань і ремонтів C_P , грн, визначаються по формулі

$$C_p = T_{\Gamma} \cdot C_{p,3} \cdot K_p \cdot \lambda_p \cdot (R_{удто} \cdot K_{об} + \frac{A_{тп} + R_{тп}}{T_p} + \frac{T_{отк} \cdot K_{об} \cdot B_p}{T_{отк}}), \quad (5.10)$$

де T_{Γ} - кількість машино-год роботи агрегату в році, маш.год/рік;

$C_{p,3}$ - середня тарифна ставка робочого III розряду по ремонту агрегата, грн/чол.год;

K_p - середній коефіцієнт до тарифної ставки;

λ_p - коефіцієнт враховує премії ремонтним робітником;

$r_{обст}$ - питома оперативна трудомісткість технічних обслуговувань, чол.год/мото.год;

$K_{тд}$ - коефіцієнт переведення оперативного часу в загальний час роботи [9];

$a_{тп}$ - кількість поточних ремонтів в міжремонтному циклі;

$r_{об}$ - трудомісткість поточного ремонту, люд/год [9];

$t_{тд}$ - середній час на усунення однієї відмови, маш.год;

B_p - кількість робітників, зайнятих усуненням відмови, чол;

T_p - середній ресурс до капітального ремонту, мото.год;

$T_{отк}$ - напруження на відмову, мото.год;

K_r - коефіцієнт переведення мотогодинника в машино-год [9];

$C'_{тп}$ - витрата запасних частин за рік роботи агрегату, грн/рік;

$T'_d = 1685.27$ маш.год/рік,

$C_{p,3} = 17$ грн/чол.год, $K_r = 1,13$, $\lambda_r = 1,2$, $r_{обст} = 0,14$ чол.год/мото.год, $K_{тд} = 2,5$,

$a'_{тп} = 3$, $r_{об} = 22$ чол.год, $t_{тд} = 4$ маш.год, $B_p = 2$ чол, $T'_d = 9600$ мото.год,

$T'_{тд} = 126$ мото.год,

За даними експлуатаційних підприємств $C'_{тп} = 5640$ грн/год.

Тоді

$$C'_p = 1685.27 \cdot 6 \cdot 1,13 \cdot 1,2 \cdot (0,14 \cdot 2,5 + 0,66 + 1,2 \cdot 5640) = 10141,68 \text{ грн.}$$

Фонд оплати праці робітників керівників технікою C_{ϕ} , грн, визначається по формулі [9]

$$C_{\phi} = K_{\text{дон}} \cdot K_p \cdot \lambda_{\phi} \cdot T_r \cdot \sum_{i=1}^B C_{mi} \quad (5.11)$$

де $K_{\text{дон}}$ - коефіцієнт, що враховує доплати за 2 і 3 зміни;

K_p - середній коефіцієнт до тарифної ставки [9];

λ_{ϕ} - коефіцієнт, що враховує премії результативним робітником [9];

T_r - кількість машино-год роботи агрегату в рік, маш.год/рік;

B - кількість робітників, зайнятих управлінням технікою в одну зміну, чел;

C_{mi} - тарифна ставка оператора, грн;

$K_p = 1,13$, $\lambda_{\phi} = 1,2$, $T_r = 1685,27$ маш.год/год, $B = 2$ чел, $C_{mi} = 35$ грн

При $1 \leq K_{\text{см}} \leq 2$, $K_{\text{дон}}$ визначається по формулі [9]

$$K_{\text{дон}} = 1,2 - \frac{1,6}{K_{\text{см}} \cdot t_{\text{см}}} \quad (5.12)$$

$$K_{\text{дон}} = 1,2 - \frac{1,6}{1,5 \cdot 8} = 1,07$$

Тоді

$$C'_{\phi} = 1,07 \cdot 1,13 \cdot 1,2 \cdot 1685,27 \cdot 35 \cdot 2 = 171163,42 \text{ грн};$$

Тоді

$$C'_y = 171163,42 \cdot 0,36 = 61618,83 \text{ грн};$$

Витрати на паливо, грн, визначаються по формулі [9]

$$C_{\text{зт}} = C_T \cdot W_T \cdot T_e, \quad (5.13)$$

де C_T - ціна палива, грн/кг;

W_T - годинна витрата палива, кг/маш.год;

T_e - кількість машино-годин роботи агрегату в рік, маш.год/рік.

$C_T = 20$ грн/кг., $T'_e = 1685,27$ маш.год/год., $T''_e = 2187,1$ маш.год/рік,

$W_T = 26,6$ кг/маш.ч

Тоді

$$C_{\text{зт}} = 20 \cdot 26,6 \cdot 1685,27 = 369384,19 \text{ грн};$$

Витрати на мастильні матеріали для техніки $C_{\text{см}}$, грн, визначаються по формулі [9]

$$C_{\text{см}} = C_{\text{зт}} \cdot K_{\text{см}} \quad (5.14)$$

де $C_{\text{зт}}$ - витрати на паливо, грн;

$K_{\text{см}}$ - коефіцієнт переходу від річних витрат на паливо до витрат на мастильні матеріали $K_{\text{см}} = 0,22$;

$$C'_{\text{см}} = 0,22 \cdot 369384,19 = 81264,52 \text{ грн.}$$

Витрати на перебазування при перевезенні агрегату на тралі $C_{\text{об}}$, грн, [9]

$$C_{об} = \frac{(C_{м} + C_{за} + C_{зс}) \cdot T_{з}}{T_{об}} \quad (5.15)$$

де $C_{м}$ - заробітна плата екіпажа агрегату, що перевозиться, грн;

$C_{з}$ - заробітна плата такелажника, грн;

$C_{за}$ - витрати на експлуатацію автомобіля, грн;

$C_{зс}$ - час роботи на об'єкті, маш.год

Заробітна плата екіпажа агрегату, що перевозиться, визначається [9]

$$C_{м} = 10 \cdot d_{т} \cdot \sum_{i=1}^B C_{оп} \quad (5.16)$$

де $d_{т}$ - тривалість одного перебезування, $d_{т} = 0,4$ днів;

B - кількість робітників, зайнятих управлінням технікою в одну зміну, 2 чел;

$C_{оп}$ - тарифна ставка оператора, $C_{оп} = 35$ грн.

$$C_{м} = 10 \cdot 0,4 \cdot 35 = 140 \text{ грн.}$$

Витрати на експлуатацію автомобіля $C_{за}$ визначаються по формулі [9]

$$C_{за} = 10 \cdot d_{т} \cdot C_{а} + 2 \cdot S_{с} \cdot C_{к} \quad (5.17)$$

де $d_{т}$ - тривалість одного перебезування, $d_{т} = 0,4$ днів;

$C_{а}$ - вартість одного автомобіле-години, $C_{а} = 150$ грн/год;

$S_{с}$ - середня відстань перебезування, $S_{с} = 25$ км;

$C_{к}$ - плата за один кілометр пробігу, $C_{к} = 20$ грн/км;

$$C_{за} = 10 \cdot 0,4 \cdot 150 + 2 \cdot 25 \cdot 20 = 1600 \text{ грн.}$$

Заробітна плата такелажника визначається по формулі

$$C_{\text{зр}} = 10 \cdot d_n \cdot \sum_{i=1}^E C_{ki} \quad (5.18)$$

де C_{ki} - тарифна ставка такелажника, грн;

$$C_{\text{зр}} = 10 \cdot 0,4 \cdot (20 + 20) = 160 \text{ грн}$$

Тоді

$$C'_{\text{пб}} = \frac{(140 + 160 + 1600) \cdot 1685,27}{140} = 22871,52 \text{ грн};$$

Загальна сума річних поточних витрат споживача рівна

$$C'_r = (165312 + 209664 + 10141,68 + 171163,42 + 61618,83 + 369384,19 + 81264,52 + 22871,52) \cdot (1 + 0,22) = 1127788,8 \text{ грн.}$$

$$C''_r = (189435,6 + 209664 + 10141,68 + 171163,42 + 61618,83 + 369384,19 + 81264,52 + 22871,52) \cdot (1 + 0,22) = 1360963,39 \text{ грн.}$$

За результатами вище проведених розрахунків за визначенням річних витрат складаємо табл. 5.2. Видно, що найбільша максимальна питома вага доводиться витрати на паливо 32,32%, це майже третина усіх витрат за рік. Це пов'язано з великою вартістю дизельного палива. І головним чином з питомою витратою палива трактора Т-170А. Найбільш вірний шлях до зменшення

показнику питомої ваги, являється зведення питомої витрати палива до мінімуму. Це буде досягнуто тільки у разі правильної організації робіт по проведенню чергових ТЕ і ремонтів і поза черговими ремонтами.

Таблиця 5.2 – Річні поточні витрати

Статті витрат	Значення показників, грн			
	Базова техніка	Питома вага, %	Нова техніка	Питома вага, %
Амортизаційні відрахування на реновацію, C_a	165312	14,6	189435,6	13,9
Витрати на виконання технічних обслуговувань і ремонтів, C_p	10141,68	0,89	10141,68	0,7
Фонд оплати праці з відрахуваннями, C_{op}	171163,42	15,1	171163,42	12,5
Витрати на паливо, C_b	369384,19	32,7	369384,19	27,1
Витрат на мастильні матеріали, C_{cm}	81264,52	7,2	81264,52	5,9
Витрат на капітальний ремонт, C_{cp}	8026,08	0,7	8026,08	0,6
Разом	808291,89	71,4	826415,5	60,7
Накладних витрат, H_p	17164,22	1,5	182471,41	13,4
Загальна сума річних поточних витрат, C_f	1127788,8	100,0	1360963,39	100,0

Друге місце в таблиці річних витрат у розмірі 19,48% займають накладні витрати.

Фонд оплати праці робітників, що управляють технікою складає 15,35% це пов'язано з кількістю робочих змін і рівнем заробітної плати робітників. У свою чергу рівень заробітної плати залежить від районного коефіцієнта.

Сума амортизаційних відрахувань на реновацію складає 14,88%, вона більшою мірою залежить від вартості нової машини. Шляхи зменшення вартості трубоукладача головним чином включає: впровадження нових технологій, а також зменшення металоемності. У чому і полягала мета модернізації трубоукладача в цьому дипломному проекті.

Витрати на мастильні матеріали 7,8% багато в чому залежить від технічного персоналу, який займається експлуатацією крану-трубоукладача, від природно-кліматичних умов роботи, від якості використовуваних мастильних матеріалів і від їх вартості.

З причини того, що транспортування на великі відстані до об'єкту будівництва своїм ходом не доцільно, то для переміщення трубоукладача необхідно використовувати додаткову техніку і живу силу. Загалом витрати на перебазування витрати на один рік складають 2,43%. І залежать від відстані транспортування і від габаритних розмірів і маси техніки, що перевозиться.

Відрахування по фонду оплати праці до цільових фондів нового агрегату, складає 6,64%, за рахунок збільшення фонду оплати праці робітників, що управляють технікою.

Витрати на виконання технічного обслуговування і ремонту нового агрегату складають найменший відсоток в таблиці річних витрат і складає 1,08 %. Зменшення цього показника характеризується зі збільшенням тривалості міжремонтного циклу агрегату. У зв'язку з цим збільшується середній ресурс до капітального ремонту.

5.4 Визначення економічного ефекту

Економічний ефект з розрахунку на одну машину за рік роботи \mathcal{E}_s , грн, визначається по формулі [9]

$$\mathcal{E}_s = P_T - C_T, \quad (5.18)$$

де P_T - вартісна оцінка результатів, грн/рік;

C_T - собівартість експлуатації (поточні витрати виробника), грн/рік;

$C_T = 1360963,39$ грн.

Вартісна оцінка результатів, грн. роботи трубоукладача розраховується по формулі

$$P_T = C_{II} \cdot B, \quad (5.19)$$

де B'_e - експлуатаційна річна продуктивність машини, $B'_e = 985880,29$ м/рік;
 C_{Π} - ціна одиниці кінцевої продукції, виробленої трубоукладачем, грн/м;
 Визначається так

$$Ц_{\Pi} = C_{\Pi} \cdot (1 + H_P) \cdot (1 + П_H), \quad (5.20)$$

де C_{Π} - прямі витрати на експлуатацію крану трубоукладача і матеріальні ресурси, $C_{\Pi} = 980$ грн/1000 м;

$П_H$ - норма планових накопичень до повної собівартості, $П_H = 0,22$;

H_P - норма накладних витрат, $H_P = 0,08$;

$$Ц_{\Pi} = \frac{980}{1000} \cdot (1 + 0,22) \cdot (1 + 0,08) = 1,568 \text{ грн/м.}$$

$$P_1 = 1,568 \cdot 985880,29 = 154586,44 \text{ грн,}$$

$$Э_1 = 150352,83 - 926108,1 = 775755,27 \text{ грн.}$$

Таблиця 5.3 – Економічна ефективність використання трубоукладача

Найменування показників	Одиниці виміру	Значення показників	
		БТ	НТ
Капітальні витрати, К	грн	1230000	1377600
Річна експлуатаційна продуктивність, В	м/рік	78236	98588,03
Річні поточні витрати, С _Г	грн.	1127788,8	1360963,39
Економічний ефект на 1 трубоукладач за рік роботи, Э _Г	грн.	98951,68	184896,61
Економічний ефект за термін служби, Э _{сл}	грн.	245400,16	458617,56

Крім того, було враховано зниження металоємності і трудомісткості виготовлення поперечної балки стріли.

ВИСНОВКИ

В ході дипломного проекту було проведено дослідження по визначенню стану трубопроводу при його укладанні в траншею. Визначені допустимий радіус згину труби та встановлені допустимі зусилля її задавлювання для зменшення довжини ділянки її укладання в траншею. Також в роботі освітлені питання стосовно модернізації крана-трубоукладача і його експлуатації. Мета модернізації полягала у збільшенні моменту вантажної стійкості машини і, відповідно, вантажопідйомності в процесі укладання пліт трубопроводу в траншею за рахунок зменшення маси стріли. Зменшення маси стріли стало можливим за допомогою підбору раціональних параметрів з урахуванням усіх міцносних характеристик.

Розрахунками економічної ефективності було підтверджено, що завдяки модернізації трубоукладача можна не застосовувати трубоукладачі більшої вантажопідйомності оскільки їх використання буде менш економічно вигідно і призведе до збільшення витрат на їх обслуговування та ремонт.

РЕПОЗИТОРІЙ
КАФЕДРИ БДМ
ХНАДУ, 2023р

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Сідак В.С., Дудолад О.С. Новітні технології будівництва та реновації інженерних мереж : навч. посібник. Харків, ХНАМУ, 2006. 364 с.
2. Хмара Л.А. Машини для земляних робіт / Л.А. Хмара, С.В. Кравець, В.В. Нічке // Рівне-Дніпропетровськ-Харків, 2015. – 557 с.
3. Кириченко І.Г. Наукові основи створення високоефективних землерійно-транспортних машин / Кириченко І.Г., Назаров Л.В., Нічке В.В., Демішкан В.Ф. та ін. – Х.: ХНАДУ, 2014. – 588 с.
4. Сукач М.К. Синтез землерійної і дорожньої техніки / М.К. Сукач, С.В. Горбатюк – К., 2018. – 376 с.
5. Кравець С.В. Теорія руйнування робочих середовищ: Навчальний посібник / С.В. Кравець. – Рівне: НУВГП, 2018. – 124 с.
6. Наукові основи створення землерійно-ярусних машин і підземно рухомих пристроїв: Монографія / Кравець С.В., Кованько В.В., Лук'яничук О.П. – Рівне:НУВГП, 2015 – 319 с.
7. Аврунни Г.А., Кириченко І.Г., Самородов В.Б. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин. Харьков: ХНАДУ, 2016. 436 с.
8. Дослідження робочих процесів машин та методи їх оптимізації: Навч.посібник. / Лук'яничук О.П., Тимейчук О.Ю. - Навч.посібник. –Рівне: НУВГП, 2011. 240 с.
9. S. Kravets S., Suponyev V., Goponov A., Koval A., Kovalevskyi S. / Determining efficient operating modes and sizes of blades for multi-scraper trench excavators// Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – Kharkiv. 2020.- Vol. 4, №1 (106), P.23-28. - ISSN 1729-3774
10. Державні будівельні норми України ДБН В. 2.5-20-2001. Газопостачання. Інженерне обладнання будівель та споруд. Держбуд України. К., 2001. 146 с. 223. НПАОП 45.2-7.02-12 Система стандартів безпеки праці.
11. Охорона праці і промислова безпека у будівництві. ДБН А.3.2-2-2009. Київ. Міністерство регіонального розвитку України. 2012.

РЕПОЗИТАРІЙ
КАФЕДРИ БДМ
ХНАДУ, 2023р

Доцент
Спеціалізації