

|                            |                                                                                                                                                                             |                                   |
|----------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська<br>політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ<br>ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                            | Екземпляр № 1                                                                                                                                                               | Арк 39 / 1                        |

## ЗАТВЕРДЖЕНО

Науково-методичною радою Державного  
університету «Житомирська політехніка»  
протокол від «05» вересня 2025 р. № 05

## МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

для практичної роботи

з навчальної дисципліни

### «ГІРНИЧІ МАШИНИ ТА КОМПЛЕКСИ»

(назва навчальної дисципліни)

для студентів освітнього рівня «бакалавр»

спеціальності 184 «Гірництво»

(шифр та назва спеціальності)

освітньо-професійна програма «Гірництво»

(назва)

факультет гірничої справи, природокористування та будівництва

(назва факультету)

кафедра маркшейдерії

(назва кафедри)

Схвалено на засіданні кафедри  
маркшейдерії

26 серпня 2025, протокол № 7

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Володимир ШЛАПАК

Гарант освітньо-професійної програми

\_\_\_\_\_ Володимир КОТЕНКО

Розробник: к.т.н., доц. кафедри маркшейдерії Криворучко А.О.

Житомир 2025

|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                            | Арк 39 / 2                        |

УДК 622.1:622.221(075) С54

Криворучко А.О. Методичні рекомендації для практичної роботи з навчальної дисципліни "Гірничі машини та комплекси" для здобувачів вищої освіти освітнього ступеня «бакалавр» спеціальності 184 «Гірництво» Житомир, Житомирська політехніка, 2025. Обсяг – 39 с. Електронне видання.

Упорядник:

*Криворучко Андрій Олексійович* – кандидат технічних наук, доцент кафедри маркшейдерії Державного університету «Житомирська політехніка»

Рецензенти:

*КОРОБІЙЧУК Валентин* – д.т.н., проф. , професор кафедри гірничих технологій та будівництва ім. проф. Бакка М.Т. Державного університету «Житомирська політехніка»

*ШАМРАЙ Володимир* к.т.н. доц, доцент кафедри гірничих технологій та будівництва ім. проф. Бакка М.Т. Державного університету «Житомирська політехніка»

©Криворучко А.О., 2025

|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                            | Арк 39 / 3                        |

## Вступ

Актуальність використання крокуючих екскаваторів типу ЕШ (екскаваторів-драглайнів) сьогодні визначається тим, що в багатьох відкритих розробках саме розкривні роботи формують основну частку собівартості видобутку. Для кар'єрів великої потужності, де необхідно переміщувати десятки мільйонів м<sup>3</sup> розкриву, критичними стають: мінімізація транспортної складової, стабільність продуктивності, зниження паливних витрат і забезпечення безпечного формування внутрішніх відвалів та бортів. Саме тут ЕШ мають низку системних переваг, які роблять їх застосування технологічно й економічно виправданим.

### 1) Економічна доцільність: зменшення транспортних витрат і “перевезення повітря”

Крокуючі екскаватори ефективні там, де традиційна схема “екскаватор–самоскид–відвал” призводить до значних витрат пального, простоїв транспорту й необхідності утримання протяжної мережі автодоріг (планування, підсіпка, полив, ремонт). ЕШ працює за принципом безпосереднього переміщення породи в межах робочого радіуса та формування внутрішнього відвалу, тобто різко скорочує або взагалі усуває дорогий транспортний “плече”. Це особливо важливо в умовах подорожчання ПММ, складності постачання запчастин і потреби підприємств у зниженні операційних витрат.

### 2) Висока продуктивність на масових розкривних роботах

ЕШ орієнтовані на великі обсяги однотипних робіт — переміщення розкривних порід і формування відвалів. Їх конструкція (довга стріла, значний радіус дії, великий ковш) забезпечує високу змінну продуктивність саме на “потоківих” процесах, де важлива не пікова швидкість, а стабільний результат, менша кількість технологічних операцій і менша залежність від транспортного парку. Для кар'єрів з великими розкривними коефіцієнтами це дає прямий ефект у вигляді скорочення собівартості 1 м<sup>3</sup> розкриву.

### 3) Технологічна перевага: внутрішнє відвалоутворення і скорочення площ порушення земель

Однією з головних причин актуальності ЕШ є можливість системно реалізовувати внутрішнє відвалоутворення. Це:

- зменшує потребу у зовнішніх відвалах і нових земельних відводах;
- скорочує відстані переміщення породи;
- полегшує рекультивацію (формування відвалів із заданими параметрами укосу, терасуванням, підготовкою під

|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                            | Арк 39 / 4                        |

біологічний етап);

- знижує екологічний і соціальний тиск (пил, шум, зайняття територій).

Для сучасних вимог природоохоронного законодавства та ESG-орієнтованих підходів (мінімізація порушення земель, скорочення площ відвалів, контроль пиління) це суттєвий аргумент на користь ЕШ.

#### **4) Підвищення безпеки робіт і керованості геометрії укосів**

ЕШ дозволяє виконувати частину робіт на відстані від небезпечних зон, що важливо при нестійких бортах, тріщинуватих масивах, вібраційному впливі вибухів. Кероване відвалоутворення та формування укосів зменшує ймовірність локальних перезавантажень бортів і відвалів. У поєднанні з маркшейдерським контролем (оперативні зйомки уступів, моніторинг деформацій, контроль кутів укосу) це підвищує загальний рівень промислової безпеки.

#### **5) Ефективність у складних ґрунтово-геологічних та гідрогеологічних умовах**

Крокуючий хід забезпечує низький питомий тиск на ґрунт і можливість роботи на слабких основах (перезволожені ділянки, пухкі відклади, нестійкі ґрунти), де важка гусенична або колісна техніка може мати обмеження або вимагати значних витрат на підготовку під'їздів. Це актуально для кар'єрів, де розкрив представлений четвертинними відкладами, супісками/суглинками, водонасиченими товщами або де часто змінюються умови міцності порід.

#### **6) Енергетична та ресурсна логіка: менша залежність від дизельного транспорту**

ЕШ зазвичай працюють від електроенергії (через підстанції/кабельні лінії), що:

- знижує залежність від дизельного пального;
- стабілізує витрати на енергію;
- зменшує викиди і витрати на обслуговування ДВЗ-парку;
- спрощує логістику ПММ і підвищує енергоефективність у довгостроковій перспективі.

В умовах, коли підприємства прагнуть знизити витрати та екологічне навантаження, електрифікація важких процесів — сильний аргумент.

#### **7) Сумісність із сучасними цифровими технологіями і маркшейдерським забезпеченням**

Сьогодні актуальність ЕШ зростає не лише через “залізо”, а й через можливість інтеграції в цифровий контур підприємства:

- робота по 3D-моделі кар'єру (план-факт, контроль відхилень);

|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                            | Арк 39 / 5                        |

- GNSS/інерційне позиціонування робочих органів (де можливо) і контроль положення техніки;
- диспетчеризація, аналіз циклів, оптимізація режимів роботи;
- оперативний контроль відвалів і уступів за даними БПЛА/лазерного сканування.

Це дає керованість процесу розкриву, прогнозування обсягів, точніший облік і зниження втрат від “перерозкриву” або недорозкриву.

### **8) Обмеження і коли ЕШ найбільш виправданий**

ЕШ — не універсальне рішення. Найбільш доцільні вони:

- у кар’єрах великої потужності та великих обсягів розкриву;
- при можливості організації внутрішніх відвалів;
- коли транспортне плече для самоскидів велике або дороге в утриманні;
- на однорідних масових розкривних роботах.

Натомість при малих обсягах, складній селективності, частих перестановках і обмежених фронтах робіт може бути ефективніша екскаваторно-автомобільна схема. Саме таке збалансоване подання робить аргументацію сильнішою.

## **1. Загальна частина**

### **1.1. Розташування обладнання на поворотній платформі і конструктивна схема екскаватора драглайна**

Крокуючі екскаватори-драглайни типу ЕШ, що широко застосовувалися у відкритих гірничих роботах, у період функціонування промисловості колишнього СРСР серійно виготовлялися двома основними підприємствами — НКМЗ (Новокраматорський машинобудівний завод) та УЗТМ (Уралмашзавод). Сформований типорозмірний ряд передбачав створення базових моделей із ковшами місткістю орієнтовно 5–125 м³, довжиною стріли 45–100(125) м та експлуатаційною масою машин до ~16 000 т, що відповідало вимогам масштабних розкривних робіт у кар’єрах великої потужності.

З позиції сьогодення драглайни залишаються актуальними насамперед у схемах безтранспортної (циклічно-потокової або внутрішньовідвальної) розробки, де необхідно перемішувати значні обсяги розкривних порід у межах робочого радіуса машини. Їх ключова перевага пов’язана з великою довжиною стріли, яка дозволяє ефективно виконувати відвалоутворення та розкрив при умовах, коли:

- несуча здатність ґрунтів недостатня для стабільної роботи важкого колісного/гусеничного транспорту;

|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                            | Арк 39 / 6                        |

- потужність розкривної товщі досягає значень, які економічно або технологічно складно відпрацьовувати розкривними лопатами (особливо коли потрібне внутрішнє відвалоутворення та мінімізація транспортного плеча).

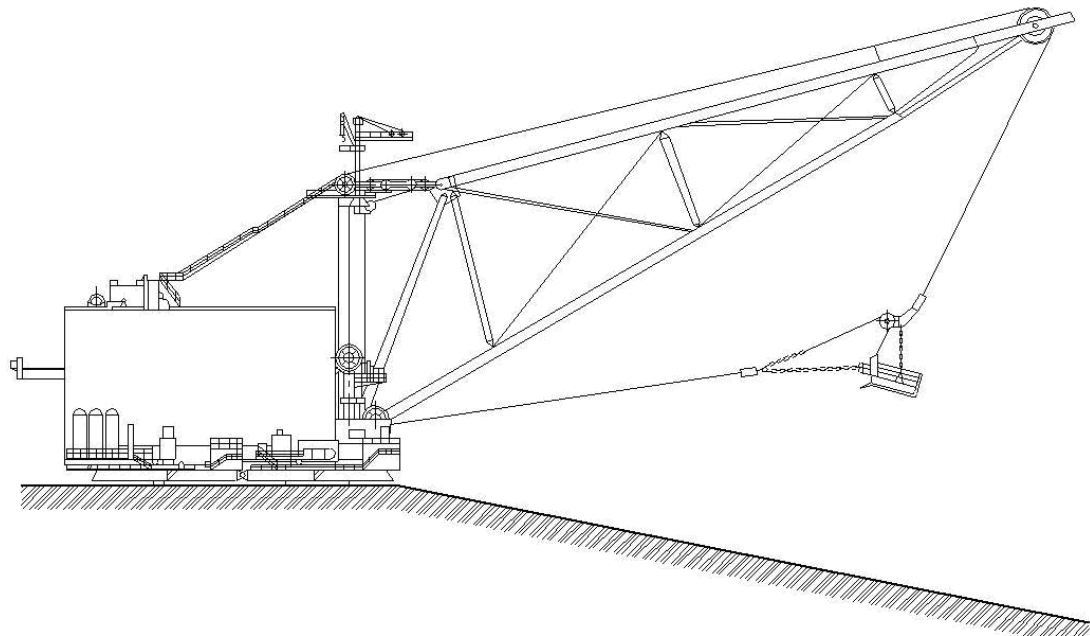
Для екскаваторів ЕШ-5/45 та ЕШ-10/60 характерним було застосування тригранних трубчастих стріл, що забезпечували достатню жорсткість і прийнятну масу конструкції. Історично на ранніх моделях УЗТМ до кінця 1960-х років використовувалися інші конструктивні схеми стріл, однак із 1968 року (зокрема для моделі ЕШ-15/90Б, а надалі — і для інших серій) завод перейшов на тригранну трубчасту стрілу, яка вирізнялася вищою надійністю та кращими експлуатаційно-технічними показниками, що було важливим для роботи з великими вильотами та динамічними навантаженнями.

Суттєвою відмінністю між окремими сімействами машин були рішення щодо крокуючого ходу. Для ЕШ-5/45 і ЕШ-10/60 виробництва НКМЗ застосовувалися механічні крокуючі пристрої (ексцентрикові або кривошипно-шарнірні), тоді як драглайни УЗТМ переважно комплектувалися важільно-гідравлічним ходом. Для окремих перспективних розробок (зокрема проєктної великорозмірної машини ЕШ-80/100) розглядалися варіанти гідравлічного механізму пересування з максимально можливим “розвантаженням” бази при кроці, тобто із суттєвим зменшенням взаємодії з ґрунтом під час переміщення.

У межах проєктування великогабаритних драглайнів типу ЕШ-80/100 передбачалося впровадження комплексу інженерних рішень, спрямованих на підвищення надійності вузлів і ресурсу металоконструкцій: використання високоміцних сталей (з межею міцності порядку  $\sim 70$  кгс/мм<sup>2</sup>), а також елементів часткової автоматизації робочих операцій. Зокрема, планувалися алгоритми автоматизованого підйому навантаженого ковша до голови стріли за оптимальною траєкторією, а також системи підтримання постійного натягу підйомних канатів. Такі рішення зменшують ризик небезпечних режимів — наприклад, зриву/падіння ковша з кромки забою, що може спричиняти аварійні ударні навантаження на стрілу, і загалом знижують динамічні впливи під час відриву ковша від ґрунту.

Компоновка механізмів на поворотній платформі драглайна ЕШ-25/100 наведена на рис. 1. Загалом розташування основних агрегатів і механізмів на екскаваторах ЕШ-15/90А та ЕШ-15/90Б є подібним, що відображає спадкоємність конструктивних рішень у межах серії та уніфікацію вузлів для спрощення експлуатації й ремонту.

|                            |                                                                                                                                                                             |                                   |
|----------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська<br>політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ<br>ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                            | Екземпляр № 1                                                                                                                                                               | Арк 39 / 7                        |



**Рис. 1. Драглайн ЕШ-25/100**

|                         |                                                                                                                                                                             |                                   |
|-------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ<br>ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                               | Арк 39 / 8                        |

Обладнання, змонтоване на поворотній платформі екскаватора ЕШ-25/100 (рис. 2), виконано з більш вираженою та технологічно доцільною компоновкою порівняно з ЕШ-14/75, що відповідає сучасним підходам до підвищення надійності, керованості та зручності обслуговування важких кар'єрних машин. Зокрема, підйомна лебідка (1) зміщена у крайнє заднє положення, а лебідки підйому (1) і тяги (2) розвернуті в плані на 180° відносно їхнього розташування на попередній моделі. Таке рішення покращує балансування платформи, оптимізує трасування канатів і зменшує небажані перекоси навантажень у характерних режимах роботи драглайна.

Механізми повороту (3) розміщені симетрично відносно осі обертання, що сприяє рівномірному розподілу навантажень на опорно-поворотний вузол і підвищує стабільність поворотних операцій. Кожен з уніфікованих механізмів підйому та тяги виконано у вигляді агрегату з двома барабанами, привід яких забезпечують чотири електродвигуни — така модульність і резервування потужності є важливою для стабільної роботи у важких режимах та для зниження ризику аварійних простоїв.

Моторно-генераторні агрегати (4) зосереджені у центральній зоні платформи, що з позиції сучасної експлуатації є раціональним: зменшується вплив інерційних моментів, полегшується доступ для технічного обслуговування і забезпечується більш передбачувана робота електроприводів. Водночас значна маса агрегатів, розміщених у задній частині платформи на екскаваторах ЕШ-15/90 та ЕШ-25/100, формує момент, достатній для забезпечення поздовжньої стійкості машини. Це дозволило відмовитися від окремої спеціальної противаги (баласту), що зменшує масу “непрацюючих” елементів і спрощує конструкцію.

У передній частині платформи передбачено напрямний пристрій для тягових канатів (5); додатково (пунктиром) показано можливість монтажу блоків під схему зі чотирма тяговими канатами та безарочним ковшем, що розширює технологічні варіанти оснащення залежно від умов розкриття і типу порід. Зліва і справа на платформі розміщені насосні установки (6), які забезпечують роботу гідроциліндрів (7) крокуючого механізму — таке бортове розташування скорочує довжину гідроліній, зменшує втрати та підвищує ремонтпридатність.

Стрілова лебідка (8) розміщена у задній зоні, тоді як трансформатори (9) — у передньому укосі першого ярусу платформи.



|                            |                                                                                                                                                                             |                                   |
|----------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська<br>політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ<br>ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                            | Екземпляр № 1                                                                                                                                                               | Арк 39 / 9                        |

Це рішення відповідає логіці рознесення мас та енергетичного обладнання з урахуванням теплових режимів і компоновочної доступності. На другому ярусі платформи зосереджено апаратуру електроустаткування, систему кондиціонування повітря та кабіну машиніста, що з сучасної точки зору є важливим для забезпечення ергономіки робочого місця, безпеки, мікроклімату й надійної роботи електронних/електротехнічних систем.

|                            |                                                                                                                                                                              |                                   |
|----------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська<br>політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРЬСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ<br>ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                            | Екземпляр № 1                                                                                                                                                                | Арк 39 / 10                       |

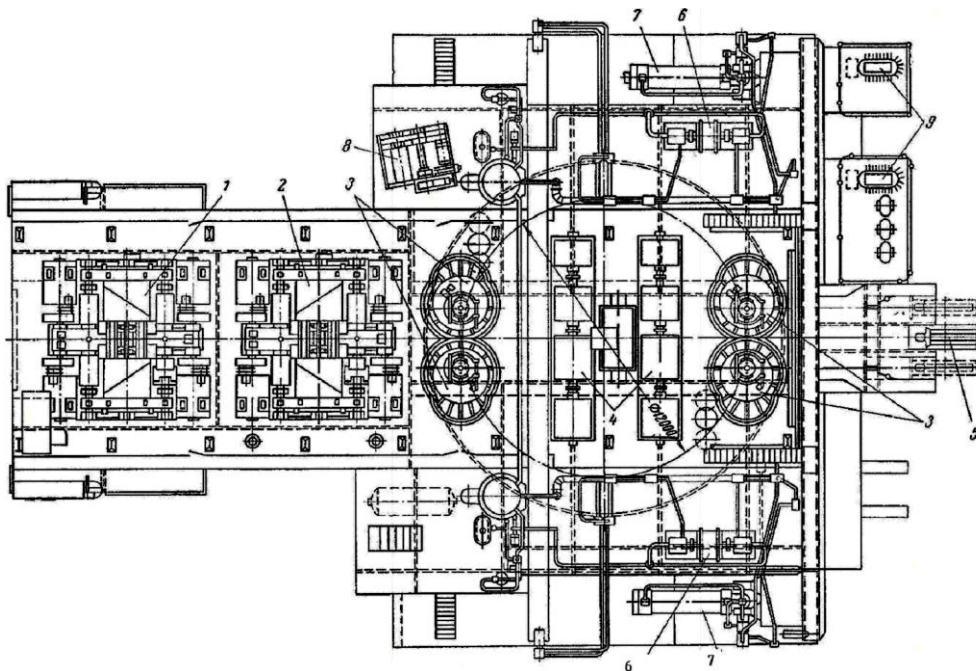


Рис. 2. Розташування механізмів на першому ярусі поворотної платформи екскаватора ЕШ-25/100

|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                            | Арк 39 / 11                       |

## 1.2. Розрахунок продуктивності екскаватора

1.2.1. Теоретична продуктивність  $Q_m$ , м<sup>3</sup>/год.:

$$Q_m = 60En_s, \quad (1.1)$$

де  $E$  – ємність ковша, м<sup>3</sup>;

$n_s$  – кількість ковпів, розвантажуваних за хвилину.

Для одноковшових екскаваторів:

$$n_s = 60/t_u, \quad (1.2)$$

де  $t_u$  – час циклу.

Підставляючи формулу (1.2) у формулу (1.1) отримаємо  $Q_m$  для одноковшових екскаваторів:

$$Q_m = 3600E/t_u. \quad (1.3)$$

Для даної машини теоретична продуктивність завжди однакова і підвищити її можна, впроваджуючи удосконалення в конструкційну машину. Теоретична продуктивність дозволяє порівняти відмінності машин і оцінити їх досконалість:

$$Q_m = 3600 \cdot 15/63 = 857 \text{ м}^3/\text{год.}$$

1.2.2 Технічна продуктивність – максимальна продуктивність для даного екскаватора при її безперервній роботі в даному забої. Порівнюючи технічну продуктивність екскаваторів, розраховану для одноковшових, можна з'ясувати яка машина краще підходить для даних умов. Технічна продуктивність, м<sup>3</sup>/год. визначається за формулою:

$$Q_{mex} = 3600EK_n/(K_p t_u), \quad (1.4)$$

де  $K_n$ ,  $K_p$  – коефіцієнти наповнення і розпушування породи відповідно,

$$K_n = 0,8-1,1; K_p = 1,1-1,4.$$

$$Q_{mex} = 3600 \cdot 15 \cdot 1/(1,2 \cdot 63) = 714 \text{ м}^3/\text{год.}$$

1.2.3. Експлуатаційна продуктивність визначається за формулою:

|                         |                                                                                                                                                                             |                                   |
|-------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ<br>ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                               | Арк 39 / 12                       |

$$Q_e = Q_{tex} K_e, \quad (1.5)$$

де  $K_e$  – коефіцієнт використання екскаватора в часі.

$K_e = 0,55-0,8$  – для залізничного транспорту;  $K_e = 0,8-0,9$  – для авто і конвеєрного транспорту.

$$Q_e = 714 \cdot 0,6 = 428,4 \text{ м}^3/\text{год.}$$

1.2.4. Змінна продуктивність визначається за формулою:

$$Q_{зм} = Q_e T_{зм}, \quad (1.6)$$

де  $T_{зм}$  – тривалість зміни, 8–12 годин.

$$Q_{зм} = 428 \cdot 8 = 3424 \text{ м}^3/\text{см.}$$

1.2.5. Добова продуктивність визначається за формулою:

$$Q_{доб} = Q_{зм} n_{зм}, \quad (1.7)$$

де  $n_{зм}$  – кількість змін за добу (3).

$$Q_{доб} = 3424 \cdot 3 = 10272 \text{ м}^3/\text{доб.}$$

1.2.6. Річна продуктивність визначається за формулою:

$$Q_{річ} = Q_{доб} n, \quad (1.8)$$

де  $n$  – кількість робочих днів в році (251).

$$Q_{річ} = 10272 \cdot 251 = 2578272 \text{ м}^3/\text{год.}$$

|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                            | Арк 39 / 13                       |

## 2. Спеціальна частина

### 2.1. Визначення лінійних розмірів вагових характеристик екскаваторів

Визначаємо вагові характеристики і лінійні розміри екскаватора, який розраховується. Отримані дані заносимо до таблиці 1 і порівнюємо їх з екскаватором аналогом ЕШ-10.

Значення мас і лінійних розмірів конструктивних елементів одноковшових екскаваторів необхідні для визначення зусиллі, виникаючі при роботі екскаватора можуть бути обчислені за емпіричними формулами. Маса () всього екскаватора визначається за формулою:

$$m_{екс} = K_{екс}E, \text{ т} \quad (2.1)$$

де  $K_{екс}$  – коефіцієнт питомої маси екскаватора чисельно рівний відношенню маси екскаватора і ємності ковша,  $K_{екс} = 50\text{--}110 \text{ т/м}^3$ ;

$E$  – ємність ковша,  $\text{м}^3$ .

$$m_{екс} = 80 \cdot 15 = 1200 \text{ т.}$$

По величині  $m$  екскаватора визначаємо лінійні розміри окремих конструктивних елементів:

$$L = K_L \sqrt[3]{m_{екс}}, \text{ м} \quad (2.2)$$

де  $K_L$  – коефіцієнт лінійних розмірів окремих конструктивних елементів.

Ширина платформи

$$L = 1,2 \sqrt[3]{1200} = 12,75 \text{ м.}$$

Висота кузова

$$L_{\kappa} = 0,9 \sqrt[3]{1200} = 9,6 \text{ м.}$$

Радіус задньої стінки кузова

|                         |                                                                                                                                                                             |                                   |
|-------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ<br>ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                               | Арк 39 / 14                       |

$$L_{zc} = 1,3 \sqrt[3]{1200} = 13,8 \text{ м.}$$

Довжина стріли драглайна

$$L_{cmp} = 8 \sqrt[3]{1200} = 86 \text{ м.}$$

Висота п'яти стріли

$$L_{nc} = 0,5 \sqrt[3]{1200} = 5,31 \text{ м.}$$

Радіус п'яти стріли

$$R_{nc} = 0,6 \sqrt[3]{1200} = 5,3 \text{ м.}$$

Максимальна висота копання

$$H_{kop} = 4,6 \sqrt[3]{1200} = 48,9 \text{ м.}$$

Максимальна висота розвантаження

$$H_{роз} = 2,5 \sqrt[3]{1200} = 26,6 \text{ м.}$$

Максимальний радіус копання

$$L_{kop} = 7,55 \sqrt[3]{1200} = 80,2 \text{ м.}$$

Максимальний радіус розвантаження

$$L_{роз} = 7,48 \sqrt[3]{1200} = 80 \text{ м.}$$

Висота бази

$$H_{\delta} = 0,2 \sqrt[3]{1200} = 2,12 \text{ м.}$$

|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                            | Арк 39 / 15                       |

Таблиця 1

## Технічні характеристики екскаватора ЕШ 15/90А

| Параметри                                                 | Позначення        | ЕШ 15/90А-аналог | Розрахункові дані   |
|-----------------------------------------------------------|-------------------|------------------|---------------------|
| Ємність ковша, м <sup>3</sup><br>стандартного<br>змінного | Е                 | 15<br>–          | 15                  |
| Кут нахилу стріли,<br>градус                              | $\alpha$          | 30               | 30                  |
| Довжина стріли, м                                         | $L_{стр}$         | 90               | 86                  |
| Висота п'яти стріли, м                                    | $L_{пс}$          | 5,78             | 10,62               |
| Радіус п'яти стріли, м                                    | $R_{пс}$          | –                | 5,3                 |
| Максимальний радіус<br>розвантаження, м                   | $L_{роз}$         | 83,2             | 80                  |
| Максимальна висота<br>розвантаження, м                    | $H_{роз}$         | 37,3             | 26,6                |
| Максимальний радіус<br>копання, м                         | $L_{кон}$         | 83,2             | 80,2                |
| Максимальна глибина<br>копання, м                         | $H_{кон}$         | 42,5             | 48,9                |
| Ширина кузова, м                                          | $l_{ш}$           | 16,8             | 12,75               |
| Висота бази, м                                            | $H_6$             |                  | 2,12                |
| Розміри ковша, м<br>ширина<br>довжина<br>висота           | $b$<br>$l$<br>$h$ | –<br>–<br>–      | 2,8<br>3,36<br>1,54 |
| Маса екскаватора, т                                       | $m_{екс}$         | 1620             | 1200                |
| Маса ковша, т                                             | $m_{кд}$          | –                | 19,67               |

|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                            | Арк 39 / 16                       |

### 3. Визначення маси основних вузлів екскаватора

1. Маса ковша:

$$m_{\kappa\partial} = C_{\kappa\partial 1}(C_{\kappa\partial 2} + C_{\kappa\partial 3}E)\sqrt[3]{E^2} \quad (3.1)$$

де  $C_{\kappa\partial 1}$ ,  $C_{\kappa\partial 2}$ ,  $C_{\kappa\partial 3}$  – коефіцієнти, наведені в таблиці 1.

До маси ковша слід додати масу збруї у драглайна 10 % маси ковша і в подальших розрахунках користуватися масами збруї.

$$C_{\kappa\partial 1} = 0,7; C_{\kappa\partial 2} = 2,7; C_{\kappa\partial 3} = 0,12.$$

$$m_{\kappa\partial} = 0,7 \cdot (2,4 + 0,12 \cdot 10) \sqrt[3]{15^2} = 19,67 \text{ т.}$$

2. Маса стріли і рукояті

Маса стріли драглайна  $m_{c\partial}$  визначається за формулою:

$$m_{c\partial} = C_{c\partial} m_{\kappa\partial} L_c, \quad (3.2)$$

де  $C_{c\partial}$  – розрахунковий коефіцієнт;  $C_{c\partial} = 0,11-0,08$ ;

$m_{\kappa\partial}$  – маса ковша драглайна, т;

$L_c$  – довжина стріли, м.

$$m_{c\partial} = 0,1 \cdot 79,7 \cdot 19,667 = 156,8 \text{ т.}$$

3. Маса ковша з породою  $m_{\kappa+n}$  визначається за формулою:

$$m_{\kappa+n} = m + (E\gamma_n/K_p), \quad (3.3)$$

де  $\gamma_n$  – густина породи в цілику,  $\gamma_n = 1,8-2,5 \text{ т/м}^3$ ;

$K_p$  – коефіцієнт розпушування породи,  $K_p = 1,25$ .

$$m_{\kappa+n} = 19,67 + (15 \cdot 2/1,25) = 43,67 \text{ т.}$$

4. Маса частин екскаватора, які обертаються.

Маса поворотної платформи з механізмами  $m_{пл}$  визначається за формулою:

$$m_{пл} = K_{m_{пл}} m_{екс}, \quad (3.4)$$



|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                            | Арк 39 / 17                       |

$K_{m_{nl}}$  – коефіцієнт маси визначуваний за табл. 3.5,  $K_{m_{nl}} = 0,70\text{--}0,80$ .

$$m_{nl} = 0,8 \cdot 1200 = 960 \text{ т.}$$

5. Лінійні розміри ковша визначаються за формулами:

Ширина ковша

$$e = 1,15 \sqrt[3]{E}, \quad (3.5)$$

$$e = 1,15 \sqrt[3]{15} = 2,8 \text{ м.}$$

Довжина ковша

$$l = 1,2 e, \quad (3.6)$$

$$l = 1,2 \cdot 2,8 = 3,36 \text{ м.}$$

Висота ковша

$$h = 0,55 e, \quad (3.7)$$

$$h = 0,55 \cdot 2,8 = 1,54 \text{ м.}$$

|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                            | Арк 39 / 18                       |

#### 4. Розрахунок навантажень на робоче обладнання екскаватора

За розрахунковими лінійними розмірами викреслюються схеми для трьох положень екскаватора:

1. Період копання.
2. Період повороту навантаженого ковша до місця розвантаження.
3. Період повороту порожнього ковша до забою.

Формування навантажень на робоче обладнання екскаватора залежить від положення робочого обладнання екскаватора і від принципу роботи.

##### 4.1. Зусилля в тяговому канаті

Опір породи копанню

$$N_{10} = \frac{E(1 + K_{вол}) \cdot K_{кд} \cdot 10^5}{K_{шл} l_{кд} \cdot K_{роз}}, \quad (4.1)$$

де  $K_{вол}$  – відношення призми волочіння до об'єму ковша,  $K_{вол}$  застосовують для м'яких, середніх, важких порід відповідно 0,4; 0,3; 0,2;

$K_{кд}$  – опір породи копанню;

$K_{шл}$  – коефіцієнт наповнення шляху ковша;

$l_{кд}$  – довжина ковша;

$K_{роз}$  – коефіцієнт розпушування породи.

$$N_{10} = \frac{15(1 + 0,3) \cdot 1 \cdot 10^5}{3,5 \cdot 3,36 \cdot 1,25} = 132653,0612H.$$

Сила тертя ковша об породу

$$F_{mp} = \rho \cdot G_{k+n} \cdot \cos \alpha, H, \quad (4.2)$$

де  $\alpha$  – кут укосу для легких, середніх і важких умов робіт,  $\alpha = 30 - 45^\circ$ ;

$\rho$  – коефіцієнт тертя ковша об породу,  $\rho = 0,4$ .

Вага ковша з породою визначається за формулою:

$$G_{k+n} = g(m_k + m_{нор}) \cdot 10^3, H, \quad (4.3)$$

|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                            | Арк 39 / 19                       |

$$m_{nop} = \frac{E \cdot \gamma}{K_p}, \quad (4.4)$$

$$G_{k+n} = g \left( m_k + \frac{E \cdot \gamma}{K_p} \right) \cdot 10^3, \text{ H}, \quad (4.5)$$

де  $m_k$  – маса ковша;

$m_{nop}$  – маса породи;

$g$  – прискорення вільного падіння.

$$G_{k+n} = 9,8 \left( 19,67 + \frac{15 \cdot 2}{1,25} \right) \cdot 10^3 = 42,79 \cdot 10^4 \text{ H},$$

$$F_{mp} = 0,4 \cdot 42,79 \cdot 10^4 \cdot \cos 30^\circ = 131116 \text{ H}.$$

Сила утримуюча ківш в горизонтальному положенні:

$$N_p = \frac{G_{k+n}}{2}, \text{ H}. \quad (4.6)$$

$$N_p = \frac{42,79 \cdot 10^4}{2} = 21,395 \cdot 10^4 \text{ H}.$$

Центральна сила утримуюча ківш на його траєкторії руху навколо осі обертання платформи:

$$N_y = m_{k+n} \cdot \omega_\delta^2 \cdot L_{poz}, \text{ H}, \quad (4.7)$$

де  $\omega_\delta$  – кутова швидкість обертання платформи;  $\omega_\delta = 0,105 \cdot \pi \cdot 1,3 = 0,1365$  рад/з;

$L_{poz}$  – максимальний радіус розвантаження;

$m_{k+n}$  – маса ковша з породою;  $m_{k+n} = m_k + m_p$ ;

$$m_{k+n} = 19,67 + (15 \cdot 2 / 1,25) = 43,67 \text{ т},$$

$$N_y = 43,67 \cdot 10^3 \cdot 80 \cdot 0,1365^2 = 6,5 \cdot 10^4 \text{ H}.$$

Зусилля тягового каната в період копання визначається за формулою:

$$N_{Tg} = N_{1g} + F_{Tp} + G_{k+n} \cdot \sin \alpha, \text{ H}. \quad (4.8)$$

$$N_{Tg} = 132653,0612 + 148228 + 42,79 \cdot 10^4 \cdot \sin 40^\circ = 55,41 \cdot 10^4 \text{ H}.$$

|                         |                                                                                                                                                                             |                                   |
|-------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ<br>ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                               | Арк 39 / 20                       |

Зусилля в тяговому канаті в період повороту навантаженого ковша до місця розвантаження:

$$N'_{Tg} = N_u + N_p, H, \quad (4.9)$$

$$N'_{Tg} = 21,395 \cdot 10^4 + 6,5 \cdot 10^4 = 27,895 \cdot 10^4 H.$$

Зусилля в тяговому канаті в період повороту порожнього ковша в забій:

$$N''_{Tg} = N_u, H, \quad (4.10)$$

$$N''_{Tg} = 6,5 \cdot 10^4 H.$$

#### 4.2. Зусилля в підйомному канаті

Під час копання на підйомний канат діють навантаження тільки в кінці періоду при відриві ковша від забою (2–3):

$$N_{ng} = (1,5 - 1,7)G_{k+n}, H \quad (4.11)$$

$$N_{ng} = 1,5 \cdot 42,79 \cdot 10^4 = 64,185 \cdot 10^4 H.$$

При повороті на розвантаження зусилля в підйомному канаті обумовлюється тільки вагою ковша з породою:

$$N'_{ng} = G_{k+n}, H \quad (4.12)$$

$$N'_{ng} = 42,79 \cdot 10^4 H.$$

При повороті в забій зусилля в підйомному канаті обумовлюється вагою ковша:

$$N''_{ng} = G_k, H, \quad (4.13)$$

$$N''_{ng} = 9,8 \cdot 10^3 \cdot 19,67 = 19,2 \cdot 10^4 H.$$

|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                            | Арк 39 / 21                       |

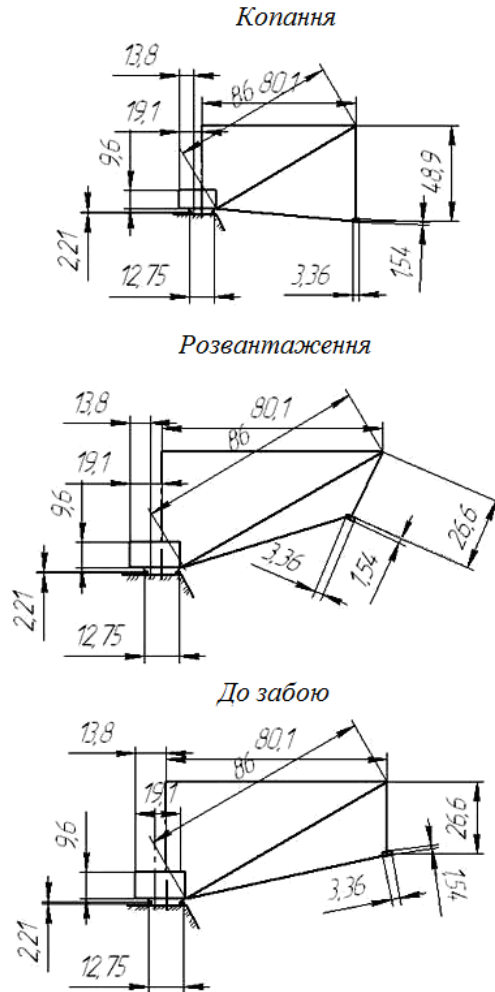


Рис. 3. Конструктивна схема екскаватора драглайна ЕШ-15

|                         |                                                                                                                                                                             |                                   |
|-------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ<br>ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                               | Арк 39 / 22                       |

## 5. Побудова діаграм навантажень

Для драглайна будуються діаграми для механізмів підйому і тяги. Час необхідний для повороту платформи драглайна з навантаженим ковшем на розвантаження та з порожнім ковшем до забою складає 70–80 % часу повного циклу, тому при побудові діаграм навантажень час циклу роботи драглайна слід розбити на наступні:

час копання

$$t_k = 0,3 \cdot t_u, \quad (5.1)$$

де  $t_u$  – час циклу.

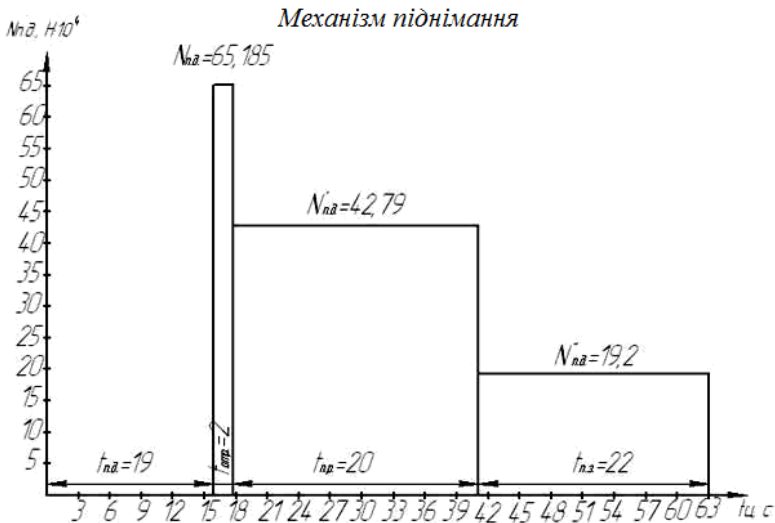
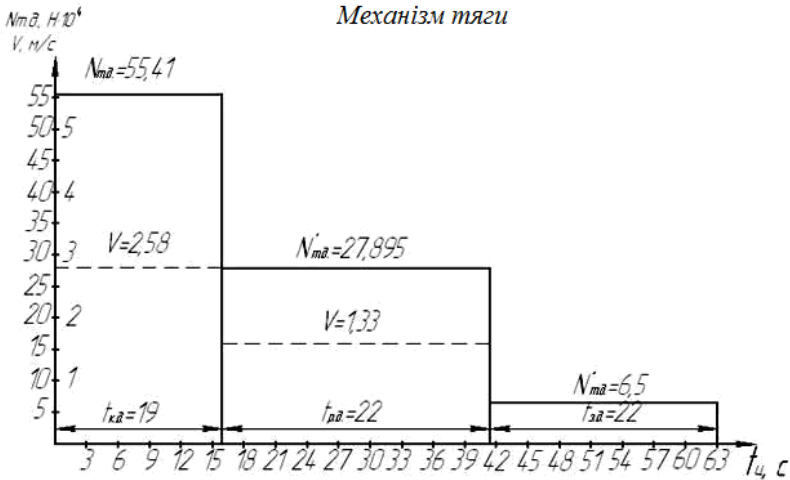
$$t_k = 0,3 \cdot 63 = 19 \text{ с},$$

час повороту на розвантаження  $t_p$  і  $t_3$  до забою, причому

$$t_p = t_3 = 0,35t_u, \quad (5.2)$$

$$t_p = t_3 = 0,35 \cdot 63 = 22 \text{ с}.$$

|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                            | Арк 39 / 23                       |



**Рис. 4. Діаграми головних механізмів**

|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                            | Арк 39 / 24                       |

## 6. Визначення потужності головних приводів екскаватора

Потужність двигуна механізму тяги в період копання

$$P_T = \frac{N_{m.d} v_{m.d}}{\eta} \cdot 10^{-3}, \quad (6.1)$$

де  $v_{m.d} = 1,33$  м/с – швидкість тягового каната;  
 $\eta = 0,8-0,85$  – ККД.

$$P_T = \frac{49,48 \cdot 10^4 \cdot 1,33}{0,8} \cdot 10^{-3} = 822,6 \text{ кВт.}$$

Потужність двигуна механізму тяги в період повороту навантаженого ковша до місця розвантаження

$$P'_T = 1,1 \frac{N'_{m.d} v_{m.d}}{\eta} \cdot 10^{-3}, \quad (6.2)$$

$$P'_T = 1,1 \cdot \frac{27,85 \cdot 10^4 \cdot 1,33}{0,80} \cdot 10^{-3} = 510 \text{ кВт.}$$

Потужність двигуна механізму тяги в період повороту порожнього ковша в забій. В цей період двигун механізму тяги не працює.

Середньозважена потужність двигуна механізму тяги:

$$P_{св} = \frac{P_T t_k + P'_T t_p}{t_k + t_p}, \quad (6.3)$$

де  $t_k$  – час копання, с;  
 $t_p$  – час розвантаження, с;  
 $t_{ц} = 63$  с – тривалість циклу.

$$P_{св} = \frac{822,6 \cdot 19 + 510 \cdot 22}{19 + 22} = 654,48 \text{ кВт.}$$

Оскільки двигунів тяги два, то потужність одного двигуна



|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                            | Арк 39 / 25                       |

$$P_{\partial\partial} = \frac{P_{ce}}{2}, \quad (6.4)$$

$$P_{\partial\partial} = \frac{654,24}{2} = 327,24 \text{ кВт.}$$

Для даного механізму підйому приймаємо двигуни в кількості двох штук типу ПЕ-134-4К потужністю 350 кВт і з частотою обертання 1260 об/хв.

Зусилля, діюче на підйомний механізм в період копання

$$N_{ng} = (1,5 - 1,7)G_{k+n}, H \quad (6.5)$$

$$N_{ng} = 1,5 \cdot 42,79 \cdot 10^4 = 64,185 \cdot 10^4 H.$$

Зусилля, діюче на підйомний механізм в період повороту навантаженого ковша

$$N'_{ng} = G_{k+n}, H \quad (6.6)$$

$$N'_{ng} = 42,79 \cdot 10^4 H.$$

Зусилля, діюче на підйомний механізм в період повороту порожнього ковша в забій

$$N''_{ng} = G_k, H, \quad (6.7)$$

$$N''_{ng} = 9,8 \cdot 10^3 \cdot 19,67 = 19,2 \cdot 10^4 H.$$

Потужність двигуна механізму підйому в період копання

$$P_{n.\partial} = \frac{N_{n\partial} v_{n.\partial}}{\eta} \cdot 10^{-3}, \quad (6.8)$$

де  $v_{n.\partial} = 2,58 \text{ м/с}$  – швидкість підйомного каната.

$$P_n = \frac{64,185 \cdot 10^4 \cdot 2,58}{0,8} \cdot 10^{-3} = 2069 \text{ кВт.}$$

|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                            | Арк 39 / 26                       |

Потужність двигуна механізму підйому в період повороту навантаженого ковша

$$P'_{n.д.} = \frac{N_{н.д.} v_{n.д.}}{\eta} \cdot 10^{-3}, \quad (6.9)$$

$$P'_T = \frac{42,79 \cdot 10^4 \cdot 2,58}{0,8} \cdot 10^{-3} = 1379 \text{ кВт.}$$

Потужність двигуна механізму підйому в період повороту порожнього ковша в забій

$$P''_{n.д.} = \frac{N_{н.д.} v_{n.д.}}{\eta} \cdot 10^{-3}, \quad (6.10)$$

$$P''_{n.д.} = \frac{19,2 \cdot 10^4 \cdot 2,58}{0,8} \cdot 10^{-3} = 619,2 \text{ кВт.}$$

Середньозважена потужність двигуна механізму підйому:

$$P_{св} = \frac{P_{n.д.} t_{відр} + P'_{n.д.} t_p + P''_{n.д.} t_3}{t_{відр} + t_p + t_3}, \quad (6.11)$$

де  $t_{відр} = 2-3$  с – час відриву ковша.

$$P_{св} = \frac{2069 \cdot 2 + 1379 \cdot 22 + 619,2 \cdot 22}{2 + 22 + 22} = 1045,61 \text{ кВт.}$$

Оскільки двигунів тяги два, то потужність одного двигуна

$$P_{дв} = \frac{P_{св}}{2}, \quad (6.12)$$

$$P_{дв} = \frac{1045,61}{2} = 522,805 \text{ кВт.}$$

Для даного механізму підйому приймаємо двигуни в кількості двох штук типу МП-785-750 потужністю 540 кВт і з частотою обертання 730 об/хв.

|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                            | Арк 39 / 27                       |

## 7. Розрахунок моментів інерції, потужності механізму повороту Маси частин екскаватора, які обертаються.

$$m_{nl} = K_{m_{nl}} m_e, \quad (7.1)$$

де  $K_{m_{nl}} = 0,7 - 0,8$ .

$$m_{nl} = 0,7 \cdot 1200 = 840 \text{ т},$$

$$m_{cmp} = K_{m_{cmp}} m_e, \quad (7.2)$$

де  $K_{m_{cmp}} = 0,06 - 0,07$ .

$$m_{cmp} = 0,06 \cdot 1200 = 72 \text{ т},$$

$$m_{k+n} = m_k + m_n, \quad (7.3)$$

$$m_{k+n} = 19,67 + 24 = 43,67 \text{ т}.$$

Момент інерції поворотної платформи щодо вертикальної осі її обертання.

$$J_{nl} = J_0 + m_{nl} \ell_{nl}^2, \quad (7.4)$$

$$J_{nl} = 3,69 \cdot 10^7 + 840 \cdot 10^3 \cdot 1,075^2 = 3,78 \cdot 10^7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент інерції платформи щодо осі, паралельній вертикальній грані кузова проходячої через центр маси платформи.

$$J_0 = m_{nl} \frac{(0,5L_{nl})^2 + (0,5L'_{nl})^2}{3}, \quad (7.5)$$

$$J_0 = 840 \cdot \frac{(0,5 \cdot 12,75)^2 + (0,5 \cdot 19,1)^2}{3} = 3,69 \cdot 10^7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Відстань між віссю обертання платформи і віссю, що проходить через центр маси платформи.

|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                            | Арк 39 / 28                       |

$$\ell_{nl} = \frac{L_{nl}}{2} - L_{nc}, \quad (7.6)$$

$$\ell_{nl} = \frac{12,75}{2} - 5,3 = 1,075 \text{ м.}$$

Момент інерції стріли з блоками.

$$J_{cmp} = m_{cmp} \ell_{cmp}^2, \quad (7.7)$$

$$J_{cmp} = 72 \cdot 42,54^2 = 13 \cdot 10^7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Відстань від центру ваги стріли до осі обертання платформи.

$$\ell_{cmp} = 0,5 L_{cmp} \cos \alpha + L_{nc}, \quad (7.8)$$

$$\ell_{cmp} = 0,5 \cdot 86 \cdot \cos 30^\circ + 5,3 = 42,54 \text{ м.}$$

Момент інерції обертання ковша з пороною.

$$J_{k+n} = m_{k+n} L_{poz}^2, \quad (7.9)$$

$$J_{k+n} = 43,67 \cdot 10^3 \cdot 80^2 = 28 \cdot 10^7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент обертання порожнього ковша.

$$J_k = m_k L_{poz}^2, \quad (7.10)$$

$$J_k = 19,67 \cdot 80^2 = 12,59 \cdot 10^7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Сумарний момент інерції частин екскаватора, які обертаються, з навантаженим ковшем.

$$J_z = J_{nl} + J_{cmp} + J_{k+n}, \quad (7.11)$$

$$J_z = 3,78 \cdot 10^7 + 13 \cdot 10^7 + 28 \cdot 10^7 = 44,78 \cdot 10^7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Сумарний момент інерції екскаватора з порожнім ковшем.

|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                            | Арк 39 / 29                       |

$$J_n = J_{nl} + J_{стр} + J_k, \quad (7.12)$$

$$J_n = 3,78 \cdot 10^7 + 13 \cdot 10^7 + 12,59 \cdot 10^7 = 29,37 \cdot 10^7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Потужність двигуна механізму повороту екскаватора.

$$P_{св} = \omega_{\delta}^2 \frac{J_{\varepsilon} + J_n}{t_{ер}} \cdot 10^{-3}, \quad (7.13)$$

$$P_{св} = 0,1365^2 \cdot \frac{29,37 \cdot 10^7 + 44,78 \cdot 10^7}{22} \cdot 10^{-3} = 628 \text{ кВт.}$$

Оскільки двигуна два, то потужність кожного з них.

$$P_{ов} = \frac{628}{2} = 314 \text{ кВт.}$$

Для даного механізму повороту приймаємо два двигуни типу ПЕ-134-4К, потужністю 350 кВт, з частотою обертання 1260 об/хв.

### Механізм обертання

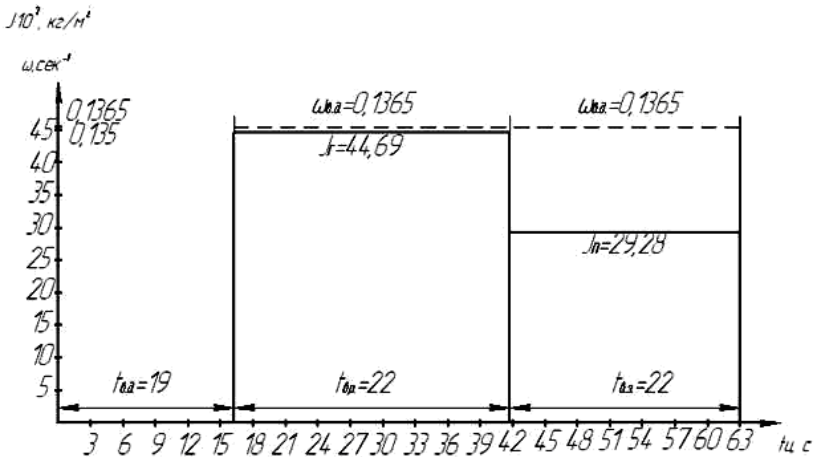


Рис. 6. Діаграми головних механізмів

|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                            | Арк 39 / 30                       |

## 8. Визначення передавального числа головних механізмів

Повне передавальне число механізму підйому

$$i_{под} = i_{ред} i_{ном}, \quad (8.1)$$

$$i_{под} = 0,68 \cdot 2 = 1,36.$$

Передавальне число редуктора

$$i_{ред} = \frac{n_{ном}}{n_v}, \quad (8.2)$$

де  $n_{ном}$  540 об/хв. – номінальна частота обертання.

$$i_{ред} = \frac{540}{783,92} = 0,68.$$

Частота обертання підйомної лебідки

$$n_v = \frac{60 v_{кан} i_{пол}}{\pi D_{\delta}}, \quad (8.3)$$

де  $v_{кан} = 2 \div 3,5$ ;

$$i_{пол} = 2.$$

$$n_v = \frac{60 \cdot 2 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,0975} = 783,92 \text{ об/хв.}$$

Підйом піднімального барабана

$$D_{\delta} = (2,5 \div 3,8) d_{кан} \cdot 10^{-3}, \quad (8.4)$$

де  $d_{кан} = 39 \cdot 10^{-3}$  мм – діаметр каната по п'ятикратному запасу міцності.

$$D_{\delta} = 2,5 \cdot 39 \cdot 10^{-3} = 0,0975 \text{ м.}$$

$$N_{кан.п.} = \frac{(4 \div 5) N_{п.д.}}{(0,7 \div 0,8) a_{\delta\delta} i_{пол}}, \quad (8.5)$$

де  $a_{\delta\delta} = 2$  – кількість двигунів підйомного механізму.

|                         |                                                                                                                                                                             |                                   |
|-------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ<br>ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                               | Арк 39 / 31                       |

$$N_{\text{кан.п.}} = \frac{4 \cdot 64,185 \cdot 10^4}{0,7 \cdot 2 \cdot 2} = 91,6928 \cdot 10^4 H.$$

Повне передавальне число механізму тяги

$$i_{\text{тяг}} = i_{\text{ред}} \cdot i_{\text{пол}}, \quad (8.6)$$

$$i_{\text{тяг}} = 2,48 \cdot 2 = 4,96.$$

Передавальне число редуктора

$$i_{\text{ред}} = \frac{n_{\text{ном}}}{n_v}, \quad (8.7)$$

де  $n_{\text{ном}} = 1260$  об/хв. – номінальна частота обертання двигуна.

$$i_{\text{ред}} = \frac{1260}{507,29} = 2,48.$$

Частота обертання тягової лебідки

$$n_v = \frac{60 v_{\text{кон}} i_{\text{пол}}}{\pi D_{\delta}}, \quad (8.8)$$

де  $v_{\text{кон}} = 1,4 \div 2,6$  – швидкість переміщення каната;

$i_{\text{пол}} = 2$  – кількість гілок каната поліспасти.

$$n_v = \frac{60 \cdot 1,5 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,113} = 507,29 \text{ об/хв.}$$

Діаметр барабана тягового механізму

$$D_{\delta} = (2,5 \div 3,8) d_{\text{кан}} \cdot 10^{-3}, \quad (8.9)$$

де  $d_{\text{кан}} = 45,5 \cdot 10^{-3}$  мм – діаметр каната, вибраний по п'ятикратному запасу міцності.

$$D_{\delta} = 2,5 \cdot 45,5 \cdot 10^{-3} = 0,113 \text{ м.}$$

|                            |                                                                                                                                                                             |                                   |
|----------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська<br>політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ<br>ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                            | Екземпляр № 1                                                                                                                                                               | Арк 39 / 32                       |

$$N_{кан.т.} = \frac{(4 \div 5) N_{м.д.}}{(0,7 \div 0,8) a_{дов} i_{пол}}, \quad (8.10)$$

де  $a_{дов} = 2$ ;  
 $i_{пол} = 2$ .

$$N_{кан.т.} = \frac{4 \cdot 49,39 \cdot 10^4}{0,7 \cdot 2 \cdot 2} = 70,557 \cdot 10^4 H.$$



|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                            | Арк 39 / 33                       |

## 9. Статичний розрахунок екскаватора

Тиск на ґрунт крокуючого екскаватора при роботі

$$P_{cp.p.} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{G_{екс}}{D^2}, \quad (9.1)$$

де  $G_{екс} = 11,76 \cdot 10^6 H$  – вага екскаватора;

$D = 14$  м – діаметр бази.

$$P_{cp.p.} = \frac{4}{3,14} \cdot \frac{11,76 \cdot 10^6}{14^2} = 76433 \text{ Н} = 76 \text{ кН.}$$

$$G_{екс} = m_{екс} g \cdot 10^3, \quad (9.2)$$

$$G_{екс} = 1200 \cdot 9,8 \cdot 10^3 = 11760 \text{ кН} = 11,76 \cdot 10^6 H.$$

Тиск на ґрунт крокуючого екскаватора при крокуванні

$$P_{cp.ш.} = K \frac{G_{екс}}{2bL}, \quad (9.3)$$

де  $K = 0,8$ ;

$b = 2,5$  м – ширина лижі;

$L = 13$  м – довжина лижі.

$$P_{cp.ш.} = 0,8 \cdot \frac{11,76 \cdot 10^6}{2 \cdot 2,5 \cdot 13} = 144738 H = 144 \text{ кН.}$$

Рівнодіюча вага екскаватора

$$P_{вн} = G_{екс} + N_{10} + G_{П}, \quad (9.4)$$

$$\begin{aligned} P_{вн} &= 1176 \cdot 10^4 + 13,2 \cdot 10^4 + 23,5134 \cdot 10^4 \\ &= 1212,7134 \cdot 10^4 H \end{aligned}$$

|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                            | Арк 39 / 34                       |

$$G_{II} = G_{\kappa+n} - G_{\kappa} \cdot 10^3, \quad (9.5)$$

$$G_{II} = 427,9 \cdot 10^3 - 192,766 \cdot 10^3 = 23,5134 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Величина зсуву

$$l = \frac{G_I R_{z \max} + (\dot{\phi}_{\dot{e}} + \dot{\phi}_i) R_{z \max} \omega^2 H_{p \max}}{D_{ai}}, \quad (9.6)$$

де  $R_{z \max}$  – максимальний радіус копання;

$H_{p \max}$  – максимальна висота розвантаження.

$$l = \frac{23,5134 \cdot 10^4 \cdot 80,2 + 43,67 \cdot 80,2 \cdot 0,1365^2 \cdot 26,6}{1212,7134 \cdot 10^4} = 1,5 \text{ м.}$$

Найбільший тиск на ґрунт

$$P \frac{P_{\text{вн}} (0,526 + 0,158 \cdot \frac{1}{D})}{f \sqrt{Df}}_{\max} \quad (9.7)$$

$$P \frac{1212,7134 \cdot (0,526 + 0,158 \cdot \frac{1}{14})^4}{5,5 \sqrt{14 \cdot 5,5}} H_{\max}$$

$$f = \frac{D}{2} - l, \quad (9.8)$$

$$f = \frac{14}{2} - 1,5 = 5,5.$$

|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                            | Арк 39 / 35                       |

## 10. Розрахунок врівноваженості поворотної платформи

Задачею розрахунку врівноваженості поворотної платформи є визначення маси протизваги, при якій рівнодіюча сили тяжіння поворотної платформи з механізмами, протизваги і робочого обладнання, не вийде за межі периметра поворотного круга. Маса протизваги визначається для двох положень ковша.

Положення 1.

Ківш опущений на землю (виключається вага ковша для драглайна). Сума моментів сил тяжіння щодо точки А дорівнює нулю.

Маса протизваги визначається

$$m_{np}^I = \frac{M_o - M_y}{g(r_{np} - R_o)}, \quad (10.1)$$

де  $M_o$  і  $M_y$  – сума моментів перекидаючих і утримуючих сил (вага G помножена на плече дії сили щодо точки А).

$$m_{np}^I = \frac{66236902 - 78324148}{9,8 \cdot (11 - 6,375)} = 26 \cdot 10^4 \text{ кг.}$$

Положення 2.

Зубці ковша на рівні напірного валу, ківш піднятий до головних блоків. Сума моментів сил тяжіння щодо точки В дорівнює нулю.

Маса протизваги рівна

$$m_{np}^{II} = \frac{M_o - M_y}{g(r_{np} + R_o)}, \quad (10.2)$$

$$m_{np}^{II} = \frac{66236902 - 78324148}{9,8 \cdot (11 + 6,375)} = 7 \cdot 10^4 \text{ кг.}$$

При виборі маси протизваги екскаватора достатньо одержати  $T_{пр}^I \geq T_{пр}^{II}$  і прийняти масу протизваги такою, щоб  $m_{np}^{II} \leq m_{np} \leq m_{np}^I$ .

|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                            | Арк 39 / 36                       |

Якщо маса противаги для положення 2 виходить більша ніж для положення 1, то це вказує на надмірний зсув механізмів на платформі вперед, на дуже довге і важке обладнання або на те, що вибраний діаметр поворотного круга малий. Радіус поворотного круга рекомендується змінити не більше ніж на 10–15 %.

Визначаємо суму моментів перекидаючих сил

$$M_o = G_{cmp}r_{cmp} + G_{\kappa+n}r_{\kappa}, \quad (10.3)$$

$$M_o = 1536640 \cdot 20,8 + 427900 \cdot 80,1 = 66236902 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Обчислюємо суму моментів утримуючих сил

$$M_y = G_{np}r_{np} + G_1r_1, \quad (10.4)$$

$$M_y = 1536640 \cdot 11 + 6267460 \cdot 9,8 = 78324148 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Далі обчислюємо складові даних рівнянь:

Вага противаги

$$G_{np} = G_{cmp} + G_{\kappa+n}, \quad (10.5)$$

$$G_{np} = 1536640 + 427900 = 1964540 \text{ Н}.$$

$$G_1 = G_{nl} - G_{np}, \quad (10.6)$$

$$G_1 = 8232000 - 1964540 = 6267460 \text{ Н}.$$

Вага платформи

$$G_{nl} = m_{nl}g \cdot 10^3, \quad (10.7)$$

$$G_{nl} = 840 \cdot 9,8 \cdot 10^3 = 8232000 \text{ Н}.$$

Вага стріли

|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                            | Арк 39 / 37                       |
|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |

$$G_{cmp} = m_{cmp} g \cdot 10^3, \quad (10.8)$$

$$G_{cmp} = 156,8 \cdot 9,8 \cdot 10^3 = 1536640 \text{ Н.}$$

Вага ковша з породою

$$G_{к+n} = m_{к+n} g \cdot 10^3, \quad (10.9)$$

$$G_{к+n} = 43,67 \cdot 9,8 \cdot 10^3 = 427900 \text{ Н.}$$

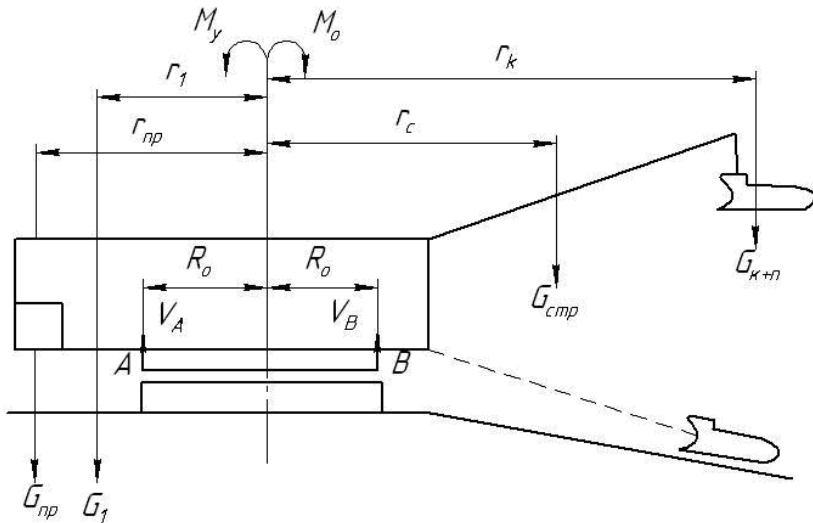


Рис. 6. Розрахунок рівноваженості поворотної платформи

|                         |                                                                                                                                                                          |                                   |
|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Житомирська політехніка | МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ<br>ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»<br>Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015 та ДСТУ ISO 21001:2019 | Ф-23.05-<br>05.01/184.00.1/Б/ОК20 |
|                         | Екземпляр № 1                                                                                                                                                            | Арк 39 / 38                       |

### 11. Крокуюче ходове обладнання

Привід крокуючого механізму витрачає енергію на підйом екскаватора масою  $m_e(t)$  подолання сил тертя бази об ґрунт при переміщенні екскаватора і на перенесення ходових башмаків (дивися додаток 4). Таким чином повна робота  $A$  (кДж) дорівнює:

$$A = A_1 + A_2 + A_3, \quad (11.1)$$

$$A = 3763,2 \cdot 10^4 + 3643,68 \cdot 10^4 = 74068,8 \text{ кДж.}$$

Робота, що витрачається на підйом екскаватора  $A_1$  (кДж) визначається:

$$A_1 = K_g G_e h, \quad (11.2)$$

де  $K_g = 0,8 \div 0,85$  – коефіцієнт, що враховує частину ваги екскаватора, яка передається на башмаки;

$G_e$  – вага екскаватора;

$h = 0,4 \div 1,0$  – висота підйому центру тяжіння екскаватора.

$$A_1 = 0,8 \cdot 11760 \cdot 10^4 \cdot 0,4 = 37632 \text{ кДж.}$$

Робота, яка витрачається на подолання сил тертя бази об породу  $A_2$  (кДж) визначається:

$$A_2 = G_e \cdot l_{ш} [\mu_2 (1 - K) + \sin \alpha], \quad (11.3)$$

де  $l_{ш}$  – довжина кроку;

$l_{ш} = 1,8 - 2,3$  – для кривошипного механізму крокування;

$l_{ш} = 1,6 - 2,0$  – для гідравлічного механізму крокування;

$\mu_2 = 0,1 - 0,5$  – коефіцієнт тертя бази об породу;

$\alpha$  – максимальний кут подоланого підйому.

$$A_2 = 11760 \cdot 10^4 \cdot 1,6 [0,1 (1 - 0,8) + \sin 10^\circ] = 36436,8 \text{ кДж.}$$

Робота, що витрачається на перенесення башмаків  $A_3$  мала, нею можна нехтувати.

Потужність приводу  $P_{ш}$  (кВт) визначиться з виразу:

$$P_{ш} = \frac{A}{(0,25T\eta)}, \quad (11.4)$$

