

УДК 622.271.63
№ держреєстрації 0109U002806
Інв. №

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Державний вищий навчальний заклад
«Національний гірничий університет»
(Державний ВНЗ «НГУ»)
49005, м. Дніпропетровськ, пр. К. Маркса, 19; тел/факс (0562)47-32-09
факс 744-62-14; телекс 143457 «AGAT SU»,
E-mail: Shevchsergey@gmail.com

ЗАТВЕРДЖУЮ
Проректор з наукової роботи,
д-р техн. наук, професор
_____ О.С. Бешта
“ ____ ” _____ 2011 р.

З В І Т
ПРО НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ
РОЗВИТОК ТЕОРІЇ ПРОЦЕСІВ ПІДВОДНОГО ВИДОБУТКУ ТА
ТРАНСПОРТУВАННЯ ТВЕРДИХ КОРИСНИХ КОПАЛИН
(заключний)
ГП-426

Начальник НДЧ,
канд. техн. наук, доц.

Р.О. Дичковський

Зав. кафедри гірничих машин
та інжинірингу, науковий керівник,
д-р техн. наук, проф.

В.П. Франчук

Рукопис закінчено 09 грудня 2011 р.
Результати роботи розглянуті Вченою Радою Державного ВНЗ «НГУ».

Протокол № 4 від 20.12. 2011 р.

СПИСОК АВТОРІВ

Науковий керівник, головний науковий співробітник, д-р техн. наук, проф.	В. П. Франчук (розділи 1, 2, 3, 4, 5)
Головний науковий співробітник, д-р техн. наук, проф.	Є. О. Кириченко (розділ 3)
Головний науковий співробітник, д-р техн. наук, проф.	К. С. Заболотный (розділ 2)
Старший науковий співробітник, канд. техн. наук, доц.	Є. С. Запара (розділ 4)
Провідний науковий співробітник, канд. техн. наук, доц.	А. О. Бондаренко (розділ 4, координатор теми)
Провідний науковий співробітник, д-р. фіз.-мат. наук, с.н.с.	Войтенко А.О. (розділ 5)
Старший науковий співробітник, канд. техн. наук, доц.	О.М. Коптовець (розділ 1)
Старший науковий співробітник, канд. фіз.-мат. наук, доц.	О.О. Бобильов (розділ 1)
Старший науковий співробітник, канд. техн. наук, доц.	М. В. Полушина (розділ 2)
Старший науковий співробітник, канд. техн. наук, доц.	О. В. Панченко (розділ 2)
Старший науковий співробітник	О.Л. Жупієв (розділ 2)
Науковий співробітник	М.А. Промішлянський (розділ 2)
Молодший науковий співробітник	П.А. Дьячков (розділ 1)
Молодший науковий співробітник, інж. програміст	В.В. Яворська (розділ 1)
Молодший науковий співробітник	Є.М. Сосніна (розділ 2)
Молодший науковий співробітник	М.О. Рутковський (розділ 2)
Молодший науковий співробітник	А.О. Сірченко (розділ 2)

Молодший науковий співробітник	А.А. Татуревич (розділ 2)
Молодший науковий співробітник	А.В. Романюков (розділ 3)
Молодший науковий співробітник	В.В. Євтєєв (розділ 3)
Молодший науковий співробітник	В.Ф. Куниця (розділ 4)
Молодший науковий співробітник	Т.В. Шепель (розділ 4)
Молодший науковий співробітник	О.Є. Шевченко (розділ 4)
Технік	А.І. Старков (розділ 5)
Фах. 1 кат.	Г.М. Піцик (оформлення звіту)
В роботі брали участь ст. гр. ГМ-06: ст. гр. МГИП-09	В.С. Соколенко, М.М. Сич, Г.В. Денисенко.
Нормоконтролер	Л.С. Шломіна

РЕФЕРАТ

Звіт про НДР: 153 с., 49 рис., 8 табл., 29 джерел, 8 додатків.

Предмет дослідження – процес струминного утворення поверхні підводного вибою, напружено-деформований стан підкріплення лобовин бобінних підйомників, витратні та енергетичні параметри глибоководного ерліфта, взаємодія нормальних вимушених коливань та тангенціальних фрикційних автоколивань і управління силою тертя в трібосполуках.

Об'єкт дослідження – струминний розпушувач ґрунтозабірного пристрою, бобінний підйомник з гумотросовим канатом (ГТК), процес транспортування гетерогенної суміші в транспортному трубопроводі глибоководного ерліфта ступінчастої будови, тяжконавантажені режими тертя в трібологічних системах з контактним збудженням коливань.

Мета роботи полягає в наступному:

- отримати аналітичні залежності для розрахунку поверхні підводного вибою турбулентного струменю;
- розробити науково-обґрунтовану інженерну методику розрахунку технологічних та конструктивних параметрів систем видобутку гірничої маси у підводному вибої;
- розробити інженерний метод розрахунку параметрів гідротранспортної системи на базі глибоководного ерліфта з урахуванням ступінчастої конструкції транспортного трубопроводу, а також відхилення нижнього кінця транспортного трубопроводу від вертикалі в площині транспортування ерліфтною установки при підводному видобутку;
- дослідити вплив ступінчастої конструкції транспортного трубопроводу на витратні та енергетичні параметри глибоководного ерліфтного гідропідйому;
- дослідити вплив розміру фракцій твердого компонента суміші на к.к.д. глибоководного ерліфтного гідропідйому;

– встановити закономірності динамічних процесів у вузлах тертя в залежності від параметрів геометрії контакту та кінематичних зв'язків, інерції, жорсткості та демпфування контакту, передачі та гальмового приводу.

Відповідно до поставлених завдань в роботі одержані наступні результати:

- на базі отриманих аналітичних залежностей для розрахунку поверхні підводного вибою турбулентного струменю розроблена інженерна методика розрахунку технологічних та конструктивних параметрів систем видобутку гірничої маси землесосних снарядів;

- інженерний метод розрахунку параметрів глибоководного ерліфта з урахуванням ступінчастої конструкції транспортного трубопроводу;

- розроблена математична модель напружено-деформованого стану підкріплення лобовин бобінних підйомників;

- розроблена методика комп'ютерного моделювання динамічних процесів у вузлах тертя

РОЗМИВАННЯ, ПОХИЛИЙ СТРУМІНЬ, ГЕТЕРОГЕННА СУМІЩ, ЕРЛІФТНИЙ ГІДРОПІДЪОМ, БОБІННА ПОДНІМАЛЬНА МАШИНА, ГУМОВОТРОСОВИЙ КАНАТ.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	9
1 КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ВУЗЛАХ ТЕРТЯ.....	11
1.1 Математична модель і обчислювальний алгоритм моделювання керованого руху незмінної системи з однією мірою свободи.....	11
1.2 Математична модель і обчислювальний алгоритм моделювання взаємодії фрикційних коливань в гальмі.....	22
1.2.1 Постановка задач.....	22
1.2.2 Варіаційне формулювання завдання.....	25
1.3 Методика аналізу коливань в гальмівних механізмах методом обчислювального експерименту.....	32
1.3.1 Вибір кроку інтегрування за часом.....	32
1.3.2 Застосування автокореляційних функцій для визначення періоду коливань.....	33
1.3.3 Методика проведення спектрального аналізу.....	35
1.3.4 Фазові діаграми.....	39
1.3.5 Побудова амплітудних залежностей методом продовження по параметру.....	40
1.4 Програмна реалізація математичної моделі коливань гальма.....	40
1.4.1 Загальна характеристика комп'ютерної програми.....	40
1.4.2 Вхідні дані.....	41
1.4.3 Представлення результатів розрахунків.....	41
1.4.4 Верифікація розроблених алгоритмів і програмного забезпечення.....	45
1.5 Спектральний аналіз тангенціальних і нормальних коливань в гальмівних механізмах.....	46
1.5.1 Критерій відновлення руху динамічної системи на основі чисельного рішення.....	46
1.5.2 Автокореляційна функція.....	47
1.5.3 Дискретне перетворення Фур'є.....	48
1.6 Результати обчислювальних експериментів.....	49
1.7 Висновки.....	56

2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПІДКРІПЛЕННЯ ЛОБОВИН БОБІННИХ ПІДЙОМНИКІВ.....	57
2.1 Комп'ютерні моделі напружено-деформованого стану підкріплення лобовин бобінних підйомних машин.....	57
2.2 Математичні моделі напружено-деформованого стану підкріплення лобовин бобінних підйомних машин.....	64
2.3 Висновки.....	69
3 РОЗРОБКА СТРУКТУРИ ТА АЛГОРИТМІВ ПРОЕКТУВАННЯ ГЛИБОКОВОДНИХ ЕРЛІФТНИХ ГІДРОПІДЙОМІВ.....	70
3.1 Опис способу підйому твердого матеріалу і системи для його реалізації.....	78
3.2 Опис технічних засобів забезпечення сталого підйому твердого матеріалу.....	86
3.3 Висновки.....	91
4 РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ З РОЗРАХУНКУ ТА ЗАСТОСУВАННЯ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ВИДОБУТКУ ТВЕРДИХ КОРИСНИХ КОПАЛИН...	92
4.1 Розрахунок параметрів гідротранспортної системи землесосного снаряду.....	92
4.1.1 Перерахунок характеристик ґрунтового насоса з води на гідросуміш.....	92
4.1.2 Продуктивність землесосного снаряда.....	94
4.1.3 Розрахунок необхідного діаметру трубопроводу.....	97
4.1.4 Визначення критичної швидкості руху гідросуміші.....	98
4.1.5 Розрахунок напірної характеристики трубопроводу.....	99
4.1.6 Побудова витратно-напірної характеристики транспортного пульпопроводу і ґрунтового насоса.....	100
4.2 Розрахунок параметрів системи розмиву.....	102
4.2.1 Розрахунок параметрів водопостачання системи розмиву.....	102
4.2.2 Розрахунок розмиваючої швидкості ґрунту.....	102
4.2.3 Розрахунок геометричних параметрів підводної зони розмиву землесосного снаряда.....	107
4.2.4 Обґрунтування експлуатаційних параметрів ґрунтозаборного пристрою.....	111
4.3 Висновки.....	111

5 МОРСЬКИЙ ГЛИБОКОВОДНИЙ АВТОНОМНИЙ ПОРОХОВИЙ ГРУНТОПІДЙОМНИК	112
5.1 Вихідні поняття	112
5.2 Призначення і область застосування.....	112
5.3 Конструктивна схема.....	112
5.4 Відмітні характеристики пропонованого морського грунтопідйомника.....	113
5.5 Цикл роботи морського грунтопідйомника.....	114
5.6 Чисельний розрахунок деяких визначальних параметрів.....	116
5.7 Висновки.....	122
ВИСНОВКИ.....	123
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	125
ДОДАТОК А Звіт про патентні дослідження.....	129
ДОДАТОК Б Розрахунок параметрів гідротранспортної системи землесосного снаряда с ґрунтовим насосом ГРУ 800-40.....	138
ДОДАТОК В Розрахунок параметрів водопостачання системи розмиву землесосного снаряда.....	144
ДОДАТОК Г Розрахунок параметрів системи розмиву.....	147
ДОДАТОК Д Акт впровадження ґрунтозабірною пристрою землесосного снаряду зі струминним насосом.....	150
ДОДАТОК Е Витяг з протоколу засідання кафедри гірничих машин та інжинірингу № від грудня 2011 р.....	151
ДОДАТОК Ж Витяг з протоколу засідання секції ради за науковим напрямом «Гірничі механіка і машини» № від грудня 2011 р.....	152
ДОДАТОК К РЕЦЕНЗІЯ.....	153

ВСТУП

Розвиток конкурентоспроможних технологій для підводного видобутку корисних копалин потребує розробки нових наукоємних і енергозберігаючих процесів, що може бути забезпечене тільки шляхом наукового обґрунтування та удосконалення.

Особливого значення, при підводному видобутку, набуває створення технологічного устаткування для підготовки гірничої маси у вибої та транспортування корисної копалини на поверхню гідравлічними і механічними засобами. Перспективними напрямками при виконанні цих процесів можна вважати: використання ґрунтозабірних пристроїв землесосних снарядів зі струменевими розпушувачами; застосування ерліфтних гідропідйомів при транспортуванні мінеральної сировини з великих глибин на поверхню водного басейну; бобінних підйомників з гумотросовим канатом (ГТК) у якості механічного засобу транспортування.

За пріоритетним напрямом розвитку науки і техніки тема відноситься до “Екологічно чистої енергетики і ресурсозберігаючої технології”.

Наукове значення НДР ГП-426 полягає у: обґрунтуванні аналітичних залежностей процесу утворення поверхні підводного вибою турбулентними струменями, та складанні на їх базі інженерного методу розрахунку параметрів видобувної системи землесосного снаряда; розробці математичної моделі напружено-деформованого стану підкріплення лобовин бобінних підйомників; розробці інженерного методу розрахунку параметрів глибоководного ерліфта з урахуванням ступінчастої конструкції транспортного трубопроводу при підводному видобутку твердих корисних копалин.

Практичне значення роботи полягає у: розробці науково-обґрунтованої інженерної методики розрахунку технологічних та конструктивних параметрів систем видобутку гірничої маси у підводному вибої, розробці інженерної методики розрахунку раціональної схеми

підкріплення органів намотування бобінних підймальних машин з ГТК; розробці інженерної методики розрахунку параметрів глибоководного ерліфта з урахуванням ступінчастої конструкції транспортного трубопроводу.

Результати виконаних досліджень призначені для використання при розробці технічних засобів для підводного видобутку та транспортування корисних копалини.

За результатами роботи над темою ГП-426 за період 2009-2011 років опублікована 31 друкована робота, отриманий 21 патент України, виконано 35 доповідей на міжнародних конференціях, видано 3 монографії та зроблено 1 відкриття.

Вказані розробки можна віднести до тих, які не мають аналогів в Україні і в світі.

Всього по темі ГП-426 в 2009-2011 р. працювало з оплатою 17 чоловік, з них 7 штатних співробітників – провідний науковий співробітник, молодші наукові співробітники, фахівець, за сумісництвом 10 співробітників, 5 студентів.

У публікаціях і конференціях активну участь беруть студенти. На час виробничої практики студенти притягувалися для проведення лабораторних досліджень.

Результати роботи використовуються у навчальному процесі при викладанні дисциплін “Проектування і конструювання гірничих машин і комплексів”, “Основи конструювання машин для підводного видобутку твердих корисних копалин”, «Гідравліка і гідропривід», «Гідроаеродинаміка», «Гідрогазодинаміка», «Стаціонарні машини», «Розрахунок шахтного локомотивного транспорту» студентам напряму 7.0902 “Інженерна механіка”, 7.0903 “Гірництво”, 7.050702 «Електромеханіка».

Дана робота проводиться в терміни (01.01.2009р. по 31.12.2011р.), відповідно до наказу по НГУ № 388 від 24. 12. 2008.

1 КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ВУЗЛАХ ТЕРТЯ

1.1 Математична модель і обчислювальний алгоритм моделювання керованого руху незмінної системи з однією мірою свободи

Для побудови моделі тяги і керованого руху шахтного потягу його можна вважати незмінною системою з одним ступенем свободи, на яку діють тільки зовнішні сили, прикладені до центру мас потягу в середині його довжини і співпадаючі з напрямом руху потягу або протилежні до нього. Число ступенів свободи системи визначається утримуючими зв'язками. Ними є зчіпні пристрої і рейки. Зчіпні пристрої шахтних потягів (не у усіх випадках) виконують роль внутрішніх утримуючих зв'язків, що примушують локомотив і вагони рухатися з однаковою швидкістю і прискоренням, описувати однакові траєкторії.

Нехтувати розмірами потягу і розглядати його рух як поступальний незмінної системи дозволяє в класичній механіці описати математично як рух системи в цілому, тобто матеріальної точки, в якій зосереджена уся маса системи, приведена до її центру інерції. В результаті в тягових розрахунках рух потягу буде представлений як рух матеріальної точки, розташованої в середині потягу.

Рейки виконують роль зовнішніх утримуючих зв'язків, які примушують потяг рухатися тільки в одному напрямі уздовж рейок. Тому для опису руху досить одного диференціального рівняння.

Якщо зовнішні сили, які співпадають з напрямом руху потягу прикладені до однієї точки, то їх можна алгебраїчно складати і розглядати рух системи під дією результуючої сили. До зовнішніх сил, що визначають рух потягу, відноситься сила тяги, сила опору руху і гальмівна сила, які для зручності тягових розрахунків можна привести до ободів коліс локомотиву і вагонів. Результуюча сила, віднесена до 1 т маси потягу, є питомою.

Характеристики сил для рухомого складу шахтного рейкового транспорту будують за результатами випробувань для стаціонарних режимів роботи при рівномірній швидкості руху. При зміні режимів управління або зовнішнього навантаження не враховують зміну сил при переході від одного сталого процесу до іншого. Такі характеристики є статичними і в тягових розрахунках необхідно використовувати їх як апіорну інформацію. Створювати типові динамічні характеристики перехідних процесів руху рухомого складу шахт не представляється можливим із-за складності фізичної природи цих процесів і необхідним із-за обмеження швидкості руху в експлуатації до 3 м/с. Тому при зміні сил тяги, гальмування або профілю шляху в тягових розрахунках необхідно приймати стрибкоподібну зміну рівнодіючих сил.

Якщо хоч би одна з сил, діючих на систему, залежить від швидкості руху, то вирішити завдання про її рух можливо тільки методом інтегрування диференціального рівняння, яке має бути лінійним для можливості використання суперпозиції, тобто результуючий рух системи дорівнює сумі рухів, що виникають під дією кожної сили окремо.

З фізичної точки зору це рівносильно тому, що нерівномірно прискорений (уповільнений) рух замінюємо рівномірно прискореним (уповільненим). Таке допущення вносить невелику погрішність до розрахунків, тому що постійна часу маси потягу, інерційність, що характеризує її, значно перевищує постійну часу енергосилових пристроїв локомотиву. Чинник часу при гальмуванні необхідно розглядати виходячи з того, що тривалість гальмування на зупинку потягу складає до 30 с, гальмівні механізми розміщуються тільки на локомотиві.

Для побудови математичної моделі, з урахуванням вище приведеного опису її, використовуємо теорему про зміну кінетичної енергії механічної системи при деякому її переміщенні. Робота внутрішніх сил потягу на цьому переміщенні дорівнює нулю, тоді згідно із законом збереження енергії приймаючи сили постійними

$$dT = (F_k - W_k - B_T) dS, \quad (1.1)$$

де T - кінетична енергія потягу; F_k - дотична сила тяги локомотиву; W_k - загальний опір руху потягу; B_T - гальмівна сила; S - шлях пройдений поїздом.

Відповідно до теореми Кеніга кінетична енергія потягу дорівнює сумі кінетичної енергії поступального руху усієї маси потягу із швидкістю його центру інерції і суми кінетичних енергій обертання колісних пар, якорів двигунів і зубчастих передач навколо своїх центрів інерції

$$T = m \frac{V^2}{2} + \sum I_{кв} \frac{\omega_{кв}^2}{2} + \sum I_{кл} \frac{\omega_{кл}^2}{2} + \sum I_{я} \frac{\omega_{я}^2}{2}, \quad (1.2)$$

де m - маса потягу; V - швидкість поступального руху потягу; $I_{кв}$, $I_{кл}$, $I_{я}$ - полярні моменти інерції відповідно коліс і колісних пар вагонів і локомотиву і якорів тягових двигунів; $\omega_{кв}$, $\omega_{кл}$, $\omega_{я}$ - кутова швидкість відповідно коліс і колісних пар вагонів, локомотивів і якорів тягових двигунів.

Виконаємо приведення мас, що обертаються, до поступального руху, прийнявши ланкою приведення колеса потягу. Умовою еквівалентності мас системи і приведень маси, що обертаються, є їх кінетична енергія

$$m_n \frac{V^2}{2} = m \frac{V^2}{2} + \sum I_{кв} \frac{\omega_{кв}^2}{2} + \sum I_{кл} \frac{\omega_{кл}^2}{2} + \sum I_{я} \frac{\omega_{я}^2}{2}, \quad (1.3)$$

де m_n - маса потягу, приведена до поступального руху.

Полярні моменти інерції мас, що обертаються

$$I_{кв} = m_{кв} \rho_{кв}^2, \quad I_{кл} = m_{кл} \rho_{кл}^2, \quad I_{я} = m_{я} \rho_{я}^2, \quad (1.4)$$

де $m_{кв}$, $m_{кл}$, $m_{я}$ - відповідно маси коліс вагонів, що обертаються, колісних пар локомотиву і якорів тягових двигунів із зубчастою передачею.

Кутові швидкості

$$\omega_{кв} = \frac{V}{R_{кв}}, \quad \omega_{кл} = \frac{V}{R_{кл}}, \quad \omega_{я} = \frac{\mu V}{R_{кл}} \quad (1.5)$$

де V - швидкість поступальної ходи; $R_{кв}$, $R_{кл}$ - радіуси коліс вагонів і локомотиву відповідно; μ - передавальне число зубчастої передачі двигуна

$$\mu = \frac{\omega_{\text{я}}}{\omega_{\text{кл}}}. \quad (1.6)$$

Тоді

$$m_{\text{н}} \frac{V^2}{2} = m \frac{V^2}{2} + \sum I_{\text{кв}} \frac{V}{2R_{\text{кв}}} + \sum I_{\text{кл}} \frac{V}{2R_{\text{кл}}^2} + \sum I_{\text{я}} \frac{\mu^2 V}{2R_{\text{кл}}^2} \quad (1.7)$$

чи

$$m_{\text{н}} = m + \sum m_{\text{кв}} \frac{\rho^2}{R_{\text{кв}}^2} + \sum m_{\text{кл}} \frac{\rho^2}{R_{\text{кл}}^2} + \sum m_{\text{я}} \frac{\mu^2 \rho_{\text{я}}^2}{2R_{\text{кл}}^2}. \quad (1.8)$$

Позначимо приведену масу частин $m_{\text{вр}}$, що обертаються, тоді приведена маса потягу

$$m_{\text{н}} = m + m_{\text{вр}}. \quad (1.1.9)$$

Якщо

$$\frac{m_{\text{вр}}}{m} = \gamma, \quad (1.10)$$

тоді

$$m_{\text{н}} = m(1 + \gamma), \quad (1.11)$$

$$T = m(1 + \gamma) \frac{V^2}{2}. \quad (1.12)$$

Коефіцієнт інерції мас потягу, що обертаються

$$\delta = 1 + \gamma, \quad (1.13)$$

зміна кінетичної енергії потягу на деякому переміщенні

$$dT = m\delta \frac{dV^2}{2} = m\delta V dV, \quad (1.14)$$

з обліком (1.1)

$$m\delta V dV = (F_{\text{к}} - W_{\text{к}}) dS. \quad (1.15)$$

Виражаючи

$$dS = V dt, \quad (1.16)$$

$$m = m_{\text{л}} + m_{\text{с}} \quad (1.17)$$

де $m_{\text{л}}$, $m_{\text{с}}$ - маса локомотиву складу

отримаємо

$$(m_{\text{л}} + m_{\text{с}})\delta \frac{dV}{dt} = F_{\text{к}} - W_{\text{к}}. \quad (1.18)$$

Тоді математична модель (рівняння) руху потягу в режимі тяги

$$\frac{dV}{dt} = \frac{F_{\text{к}} - W_{\text{к}}}{(m_{\text{л}} + m_{\text{с}})\delta}. \quad (1.19)$$

Рівняння руху потягу в режимі гальмування

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{(B_{\text{т}} + W_{\text{к}})}{(m_{\text{л}} + m_{\text{с}})\delta}. \quad (1.20)$$

Для інтегрування рівнянь (1.19) і (1.20) необхідно знати чинники, що визначають стан (швидкість, прискорення, шлях і так далі) і поведінку (зміна змінних стану в поточному часі) потягу в умовах експлуатації, для чого вивчити залежності сил $F_{\text{к}}$, $W_{\text{к}}$, $B_{\text{т}}$, що визначають рух.

Для колодочно-колісного гальма шахтних локомотивів гальмівна сила потягу є лінійною функцією швидкості руху

$$B_{\text{т}} = A - BV, \quad (1.21)$$

де A , B - параметри, які визначаються дослідженнями кореляційних зв'язків і дискримінантним аналізом регресійної залежності сили (коефіцієнта) тертя гальмівних колодок. Для шахтних локомотивів застосовують однотипні гальмівні колодки.

Норми маси потягів і швидкості їх руху визначають по нормативно-розрахункових значеннях дотичної сили тяги $F_{\text{к}}$, розрахунковій швидкості V_p і тяговим характеристикам $F_{\text{к}}(V)$ локомотиву, отриманим дослідним шляхом.

Для апроксимації графіків використовувалася програма GetData Graph Digitizer. Основні її можливості: підтримка графічних форматів TIFF, JPEG, BMP і PCX; два алгоритми для автоматичного оцифрування; можливість легко міняти порядок точок в лінії; можливість зберігати робочий простір, що дозволяє зберегти поточну роботу і повернутися до неї пізніше; копіювання отриманих даних в буфер обміну.

Процес оцифрування складається з чотирьох кроків: відкрити графік; встановити масштаб (систему координат); оцифрувати (автоматично або

вручну); скопіювати дані в буфер обміну, або експортувати в TXT, XLS, XML, DXF або EPS файл (рис. 1.1).

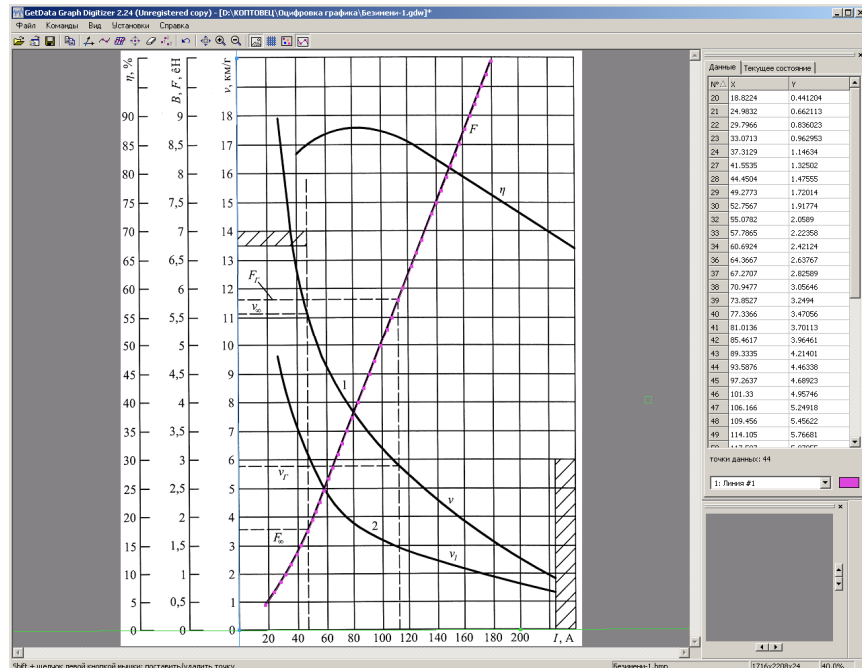


Рисунок 1.1– Електромеханічні характеристики шахтних електровозів, приведені до обода колеса

Визначення маси потягу по силі тяги ходових коліс локомотиву з рейками.

Допустима за зчепленням маса потягу при зрушенні:

$$m_{\text{п}} = \frac{1000m_{\text{л}}\psi}{(w_0 + w_{\text{зр}} + w_{\text{кр}} \pm i + 108a_0)}, \quad (1.22)$$

де i - ухил шляху; w_0 - основний питомий опір руху; $w_{\text{зр}}$ і $w_{\text{кр}}$ - додатковий питомий опір відповідно при чіпанні і від кривої; a_0 - розрахункове прискорення при зрушенні.

При встановленому русі допустима маса потягу :

$$m_{\text{п}} = \frac{1000m_{\text{л}}\psi}{(w_0 \pm i)}. \quad (1.23)$$

У формулах (1.22) і (1.23) знак "плюс" відноситься до випадку руху на підйом, "мінус" - на спуск.

Визначення маси потягу по ємкості тягової акумуляторної батареї

електровоза.

Максимально допустимий розрядний струм тягової батареї акумуляторів, А:

$$I_{\max.\text{бат}} = \frac{C_n K_\sigma K_{\text{реж}}}{t_p^n}, \quad (1.24)$$

де C_n - номінальна електрична ємкість тягової батареї, А·ч; $K_\sigma = 0,8..1,1$ - коефіцієнт, який характеризує фактичний стан тягової батареї (відношення фактичної місткості до номінальної); $K_{\text{реж}} = 1,5$ - коефіцієнт граничного режиму розряду; t_p - час номінального розрядного режиму, ч.

Величина $K_{\text{реж}}$ не має нормованих значень. Цього значення рекомендується набувати, керуючись тим, що розряд батареї струмами, які значно перевищують номінальне значення, призводить до зниження місткості батареї, розрядної напруги і терміну служби.

Для тягових батарей акумуляторів шахтних електровозів номінальними є трьох- або п'ятигодинні розрядні режими, які відповідають прийняттю різних конструктивних параметрів акумуляторів під час їх проектування.

Максимальна за тяговою батареєю сила струму тягового двигуна :

- при послідовному з'єднанні двигунів електровоза

$$I_{\max.\text{дв}} = I_{\max.\text{бат}}; \quad (1.25)$$

- при паралельному

$$I_{\max.\text{дв}} = \frac{I_{\max.\text{бат}}}{n_{\text{дв}}}, \quad (1.26)$$

Маса потягу, допустима за розрядним струмом батареї при постійному його русі на середньому підйомі крутизною i_c , т:

$$m_n = n_{\text{дв}} \frac{F_{\text{д.бат}}}{g(w_0 + i_c)}, \quad (1.27)$$

де $F_{\text{д.бат}}$ - дотична сила тяги електровоза, допустима за розрядним струмом батареї.

Набувши меншого значення маси потягу визначаємо кількість вагонів в складі.

Гранична кількість порожніх вагонів в складі:

$$Z_{\text{п}} = \frac{(m_{\text{п.п}} - m_{\text{л}})}{m_0 + C_{\text{м}}m}, \quad (1.28)$$

де $C_{\text{м}}$ - коефіцієнт, який враховує перевезення у складі матеріалів і не розвантаженого залишку гірської маси, $C_{\text{м}} = 0,10..0,15$.

Гранична кількість навантажених вагонів в складі:

$$Z_{\text{в}} = \frac{(m_{\text{п.в}} - m_{\text{л}})}{m_0 + m}. \quad (1.29)$$

З двох значень $Z_{\text{п}}$ і $Z_{\text{в}}$ до наступного розрахунку приймають менше, яке округлюють до цілого меншого значення Z , а якщо розвантаження в перекидачі здійснюється по два вагони одночасно, то до цілого парного числа, і визначають масу порожнього і завантаженого потягів:

$$m_{\text{п.п}} = Z_{\text{п}}(m_0 + C_{\text{м}}m) + m_{\text{л}}; \quad (1.30)$$

$$m_{\text{п.в}} = Z_{\text{в}}(m_0 + m) + m_{\text{л}}. \quad (1.31)$$

Визначення маси потягу по потужності тягових двигунів.

Перевірка вважається прийнятною, якщо дотримуються умови:

$$I_{\text{тр}} \geq I_{\text{е}} \quad (1.32)$$

де $I_{\text{тр}}$ - тривалий струм двигуна, що приймають за характеристикою електровоза; $I_{\text{е}}$ - еквівалентний струм двигуна за рейс, А:

$$I_{\text{е}} = \gamma \sqrt{\frac{\sum(I^2 t)}{T}}, \quad (1.33)$$

де γ - коефіцієнт, який враховує додаткове нагрівання двигунів при виконанні електровозом кінцевих операцій (згідно з дослідницькими даними для вугільних шахт $\gamma = 1,4$ при відстані транспортування до 1 км, $\gamma = 1,25$ при відстані 1..2 км, $\gamma = 1,15$ при відстані більше 2 км, для рудних шахт $\gamma = 1,4 . 1,5$); I - струм двигуна, А; t і T - тривалість відповідно до руху при струмі $I_{\text{тр}}$ і рейсу, хв.

Силу струму визначають відповідно до електромеханічних характеристик по значеннях сили тяги, розрахованої для середнього (середньозваженого) ухилу маршруту; якщо маршрут розбитий на декілька

ділянок - по силі тяги, яка відповідає середньому ухилу кожної ділянки маршруту. За наявності самокатних спусків, на яких застосовують електродинамічне гальмування, враховують струм цього режиму роботи двигунів.

Дотична сила тяги, реалізована одним двигуном на цій ділянці маршруту, Н:

-для порожнякового напрямку

$$F_{xi} = gm_{п.п} \frac{w_{о.п} + i_{ci}}{n_{дв}} \quad (1.34)$$

- для вантажного напрямку

$$F_{pi} = gm_{п.в} \frac{w_{о.н} - i_{ci}}{n_{дв}}, \quad (1.35)$$

де $n_{дв}$ - кількість тягових двигунів електровоза.

Час руху потягу по ділянці маршруту завдовжки l_i (хв) із швидкістю V_i ($м \cdot с^{-1}$) визначають, користуючись наближеним методом "постійних швидкостей", мін:

$$t_i = \frac{l_i}{60 K_{ш} V_i} \quad (1.36)$$

де $K_{ш} = 0,75..0,9$ - коефіцієнт швидкості, який враховує періоди пуску і гальмування.

Тривалість рейсу, хв:

$$T_p = \frac{\sum l_i}{60 K_{ш} V_{xi}} + \frac{\sum l_i}{60 K_{ш} V_{pi}} + \Theta \quad (1.37)$$

де l_i - довжина i -го елемента маршруту, м; Θ - тривалість пауз за цикл; V_{xi} і V_{pi} - швидкість руху потягу на цьому елементі відповідно при холостому і робочому ході, м/с.

Якщо перевірка за формулою (1.32) незадовільна, треба зменшити кількість вагонів і повторити розрахунок.

Визначення маси потягу по потужності гальмівної системи локомотиву.

Допустима за гальмуванням маса завантаженого потягу при заданій швидкості руху V_H^3 по вимогах експлуатації V_3 або тягової характеристики двигуна $V_{дв}$ або номінальна по тривалому струму навантаження $V_{дл}$:

$$m_{п.в} = \frac{B_k}{g \left(\frac{54V_H^2}{l_T^H - V_H t_{п}} + i_p - w_{o.н} \right)}, \quad (1.38)$$

де $w_{o.н}$ - основний питомий опір руху навантаженого потягу; B_k - сумарна гальмівна сила, реалізована локомотивом (поїздом) при екстремому гальмуванні; V_H - швидкість потягу в початковий момент гальмування; $t_{п}$ - час підготовки гальм до дії.

Допустима швидкість руху :

$$V_{доп} = \sqrt{2a_T l_T^H + (a_T t_{п})^2} - a_T t_{п}, \quad (1.39)$$

де a_T - уповільнення потягу :

$$a_T = \frac{1}{108} \left(\frac{B_k}{g m_{п.в}} + w_k \right) = 0,01 \left(\frac{B_k}{g m_{п.в}} + w_{o.н} - i_p \right) \quad (1.40)$$

Кількість одиниць рухливого складу по зчепленню локомотиву визначається аналітично через допустиму масу потягу (1.22, 1.23), що в схемі програми відбивається символами $m_{п} = m(\psi)$, $z_1 = z(\psi)$.

Методика тягового розрахунку не дає можливість визначити масу потягу за умовами потужності тягових двигунів електровоза і гальмівних зусиль локомотиву (за винятком одного випадку, який ми використовуємо). Тому в схемі програми виконуємо перевірку z_1 за умовою нагрівання тягових двигунів електровоза струмами навантаження, які пропорційні по електромеханічною характеристикою двигуна силам тяги. Для цього використовуємо обчислювальний цикл:

$$z_2 = z_1$$

$$z_2 = z_2 - 1,$$

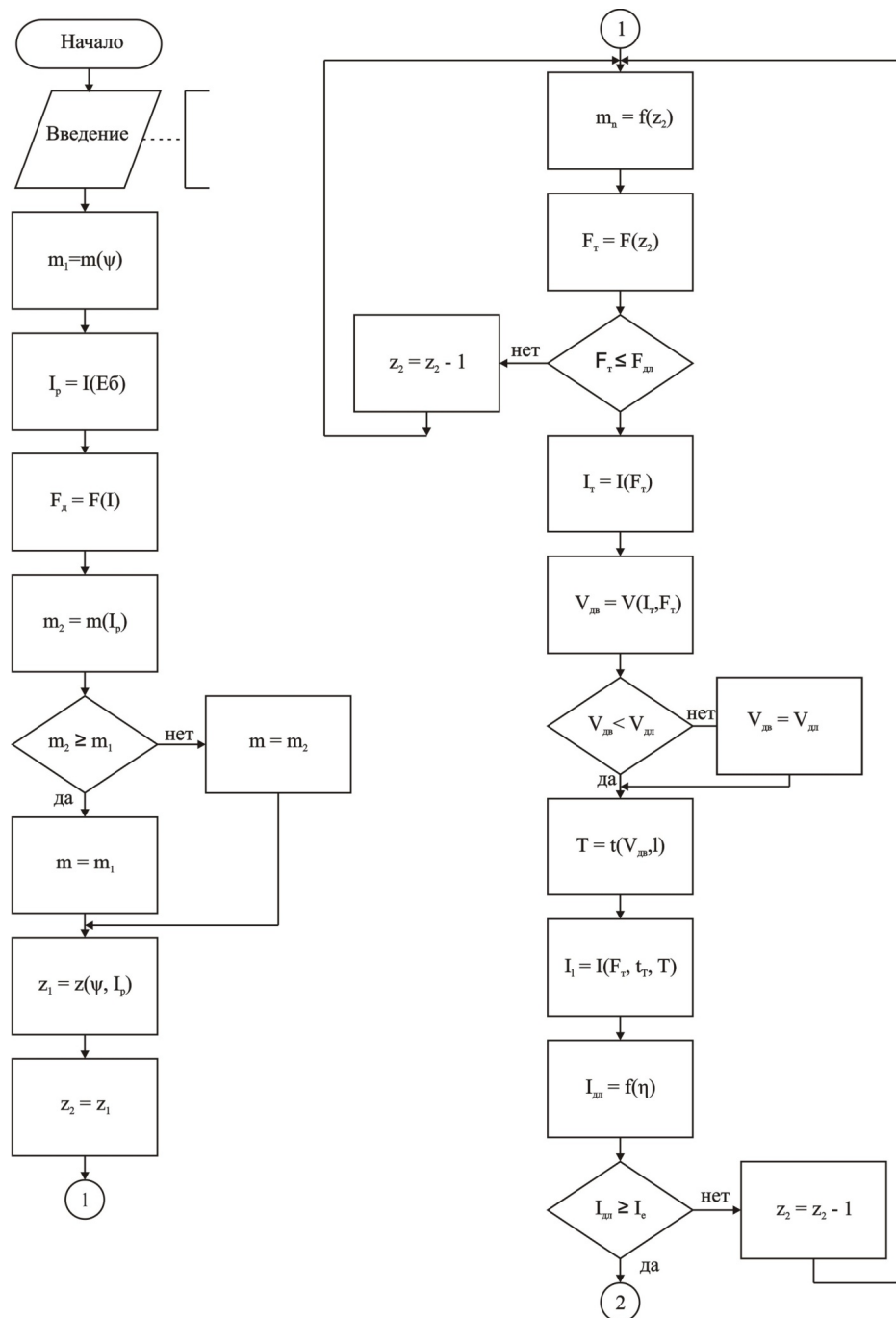
операції перевірки (1.34), (1.35), (1.36), (1.37), (1.33), (1.32).

При цьому для порівняння використовується еквівалентний і

номінальний струми навантаження двигуна.

При моделюванні гальмування обчислювальний цикл $z_2 = z_2 - 1$ використовувати немає сенсу. Для цього необхідно обчислювати масу потягу при заданій швидкості початку гальмування V_H^3

Складаючи блок-схему програми (рис. 1.2), ми виходили з того, що перевірку маси потягу при гальмуванні треба виконувати останній. Це дозволяє отримати допустиму швидкість руху для остаточно прийнятої маси потягу.



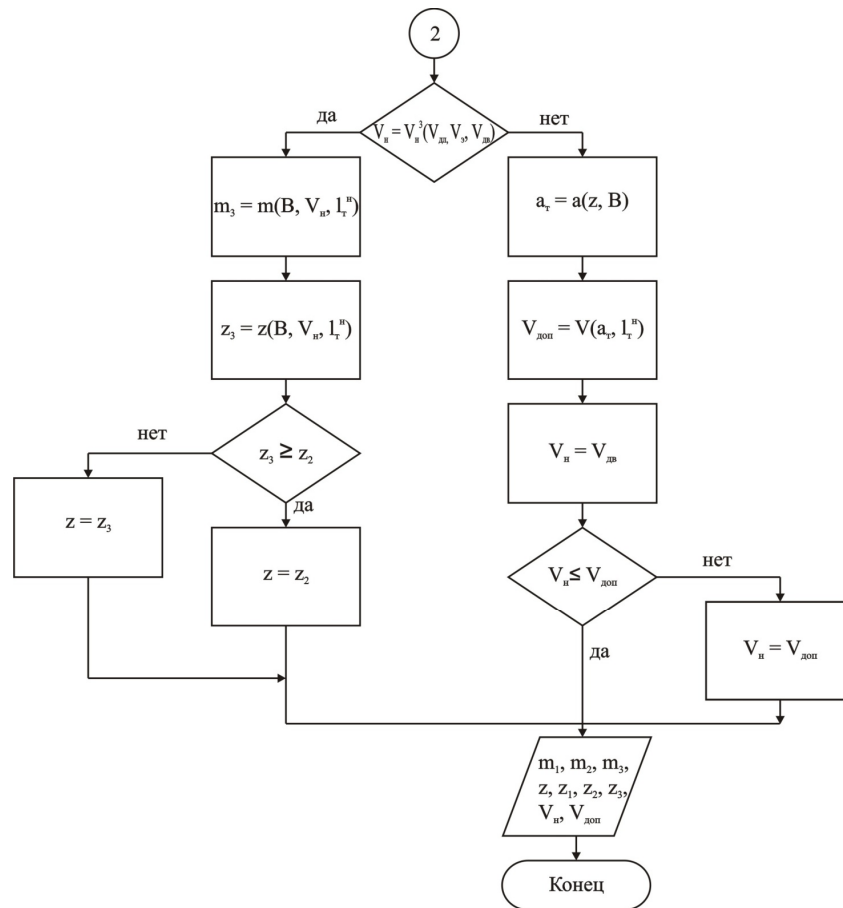


Рисунок 1.2 – Блок-схема програми розрахунку відкатки електровоза

1.2 Математична модель і обчислювальний алгоритм моделювання взаємодії фрикційних коливань в гальмі

1.2.1 Постановка задач. Як динамічна модель колодочно-колісного гальма розглянемо просту автоколивальну систему з двома ступенями свободи (рис.1.3), що складається з колодки масою m , що ковзає по колесу радіусу R , що обертається з постійною кутовою швидкістю ω , і двох упругодемпфуючих елементів Фойхта. Перший з них, жорсткість і коефіцієнт в'язкості якого позначимо через c_1 і b_1 відповідно, моделює конструктивний зв'язок гальмівного механізму, діючий в напрямі під кутом β до вертикальної осі, і притискає колодку до колеса номінальним зусиллям Q . Другий упругодемпфуючий елемент, жорсткість і коефіцієнт в'язкості якого позначимо через c_2 і b_2 відповідно, моделює конструктивний

зв'язок гальмівного механізму, діючий в напрямі під кутом α до площини тертя. Відмітимо, що якщо хоч би один з кутів α або β відмінний від значень 0^0 або 90^0 , наявність в даній моделі упругодемпфирующих елементів призводить до координатного взаємозв'язку нормальних і тангенціальних коливань колодки.

Кривизною поверхонь колодки і колеса нехтуватимемо. Номінальний майданчик контакту колодки і колеса має форму прямокутника із сторонами $2a$ і e . Введемо абсолютну систему координат OXY таким чином, що напрям осі OX співпадає з напрямом тангенціальних коливань колодки, а напрям осі OY - з напрямом її нормальних коливань. Положення колодки визначається її координатами $\{x(t), y(t)\}$. Введемо також дві локальні координат системи $O_s \xi_s \eta_s$, $s = 1, 2$, для колодки і колеса відповідно.

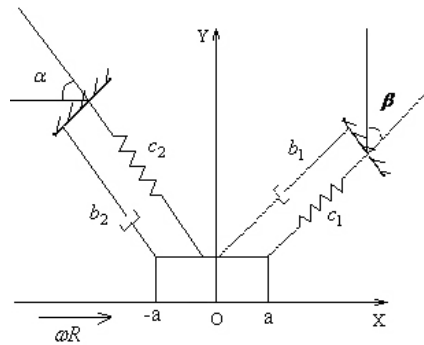


Рисунок 1.3 – Динамічна модель гальма

Вважається, що колодка і колесо абсолютно жорсткі, проте кожна контактуюча поверхня покрита шорстким шаром, що деформується, складається з лінійно-пружних пружин однакової жорсткості k різної висоти. У локальних системах координат $O_s \xi_s \eta_s$, $s = 1, 2$, шорсткі поверхні колодки і колеса описуються відповідно функціями

$$f_1(\xi_1) = \sum_{i=1}^{N_1} g_i^{(1)} \sin(\omega_i^{(1)} \xi_1), \quad f_2(\xi_2) = \sum_{i=1}^{N_2} g_i^{(2)} \sin(\omega_i^{(2)} \xi_2), \quad (1.41)$$

де $g_i^{(1)}$, $\omega_i^{(1)}$, $i = \overline{1, N_1}$ - коефіцієнти, що описують шорстку поверхню колодки; $g_i^{(2)}$, $\omega_i^{(2)}$, $i = \overline{1, N_2}$, - коефіцієнти, що описують шорстку поверхню колеса.

В процесі відносного руху колодки і колеса відбувається змяття мікронерівностей. У першому наближенні нормальну компоненту локальних сил взаємодії мікронерівностей рахуватимемо пропорційній величині їх взаємного перекриття. Тоді нормальна компонента F_y зусилля контактної взаємодії колодки і колеса визначається таким чином:

$$F_y(x, y) = \int_{-a}^a ke(f_2(\xi + x - Ut) - f_1(\xi) - y)H(f_2(\xi + x - Ut) - f_1(\xi) - y)d\xi, \quad (1.42)$$

де $H(S)$ - функція Хевисайда.

Тертя між контактуючими поверхнями описується одночленним законом Амонтона, який запишемо в наступній формі, :

$$|F_x| \leq f F_y; \quad (1.43)$$

$$|F_x| < f F_y \quad \Rightarrow \quad \dot{x} = U; \quad (1.44)$$

$$|F_x| = f F_y \quad \Rightarrow \quad \frac{F_x}{|F_x|} = -\frac{\dot{x} - U}{|\dot{x} - U|}, \quad (1.45)$$

де F_x - сила тертя; f - коефіцієнт тертя; $U = \omega R$ - швидкість руху поверхні колеса.

Відмітимо, що співвідношення (1.44) виконується при зчепленні колодки і колеса, а співвідношення (1.45) - при їх взаємному ковзанні.

Таким чином, динамічна поведінка даної системи описується наступною системою рівнянь :

$$m\ddot{x} + b_{xx}\dot{x} + c_{xx}x + b_{xy}\dot{y} + c_{xy}y - F_x + Q_x = 0; \quad (1.46)$$

$$m\ddot{y} + b_{yy}\dot{y} + c_{yy}y + b_{yx}\dot{x} + c_{yx}x - F_y + Q_y = 0, \quad (1.47)$$

де

$$b_{xx} = b_1 \sin^2 \beta + b_2 \cos^2 \alpha;$$

$$c_{xx} = c_1 \sin^2 \beta + c_2 \cos^2 \alpha;$$

$$b_{xy} = b_{yx} = b_1 \cos \beta \sin \beta - b_2 \cos \alpha \sin \alpha;$$

$$c_{xy} = c_{yx} = c_1 \cos \beta \sin \beta - c_2 \cos \alpha \sin \alpha;$$

$$b_{yy} = b_1 \cos^2 \beta + b_2 \sin^2 \alpha ;$$

$$c_{yy} = c_1 \cos^2 \beta + c_2 \sin^2 \alpha ;$$

$$Q_x = Q \sin \beta ;$$

$$Q_y = Q \cos \beta .$$

Враховуючи, що для моделювання фрикційних автоколивань використовується метод встановлення, початкові умови приймемо наступними

$$x(0) = 0, \quad \dot{x}(0) = 0 ;$$

$$y(0) = 0, \quad \dot{y}(0) = 0 .$$

Завдання полягає у визначенні закону руху колодки $\{x(t), y(t)\}$ з урахуванням зв'язаності тангенціальних і нормальних коливань.

1.2.2 Варіаційне формулювання завдання. Для розробки обчислювального алгоритму рішення сформульованої вище динамічної задачі з тертям використовується варіаційний підхід. Нехай $\{u, v\}$ - можливі переміщення колодки, $\{\delta x, \delta y\} = \{u - x, v - y\}$ - варіації компонент переміщень колодки, $\{\delta \dot{x}, \delta \dot{y}\} = \{\dot{u} - \dot{x}, \dot{v} - \dot{y}\}$ - варіації компонент швидкості колодки. Складемо рівняння (1.1.43) і (1.1.44), помножені на відповідні варіації компонент швидкості. В результаті отримаємо

$$\begin{aligned} & (m\ddot{x} + b_{xx}\dot{x} + c_{xx}x + b_{xy}\dot{y} + c_{xy}y - F_x + Q_x)(\dot{u} - \dot{x}) + \\ & + (m\ddot{y} + b_{yy}\dot{y} + c_{yy}y + b_{yx}\dot{x} + c_{yx}x - F_y + Q_y)(\dot{v} - \dot{y}) = 0. \end{aligned} \quad (1.48)$$

Співвідношення (1.48) виражає принцип можливих потужностей для даної системи.

Аналогічно, можна показати, що для довільної можливої швидкості \dot{u} має місце оцінка

$$F_x(\dot{u} - \dot{x}) \geq -fF_y(|\dot{u} - U| - |\dot{x} - U|). \quad (1.49)$$

З обліком (1.49), з (1.48) витікає, що рішення $\{x, y\}$ системи рівнянь (1.46) - (1.47) задовольняє нерівності

$$\begin{aligned}
& (m\ddot{x} + b_{xx}\dot{x} + c_{xx}x + b_{xy}\dot{y} + c_{xy}y + Q_x)(\dot{u} - \dot{x}) + fF_y(x, y)(|\dot{u} - U| - |\dot{x} - U|) + \\
& + (m\ddot{y} + b_{yy}\dot{y} + c_{yy}y + b_{yx}\dot{x} + c_{yx}x - F_y(x, y) + Q_y)(\dot{v} - \dot{y}) \geq 0. \quad (1.50)
\end{aligned}$$

Використовуючи термінологію, введену в роботах Ж.-Л. Лионса і його учнів, нерівність (1.50) можна віднести до типу квазіваріаційних, внаслідок того, що нормальне зусилля F_y , визначуване по формулі (1.42), залежить від переміщень колодки $\{x(t), y(t)\}$.

Тришарові різницеві схеми. Виробимо дискретизацію варіаційного завдання (1.50). Розіб'ємо тимчасову вісь на рівні відрізки $[t^{n-1}, t^n]$, ($n=1,2,\dots$). Довжину цих відрізків позначимо через h . Далі під $\{x^n, y^n\}$ розумітимемо наближене значення $\{x(t), y(t)\}$ у момент часу t^n . При використанні для інтеграції за часом квазіваріаційної нерівності (1.50) тришарової схеми з вагами отримаємо:

$$\begin{aligned}
& \left(m \frac{x^{n+1} - 2x^n + x^{n-1}}{h^2} + b_{xx} \frac{x^{n+1} - x^{n-1}}{2h} + c_{xx}(\theta_1 x^{n+1} + \theta_2 x^n + \theta_3 x^{n-1}) + \right. \\
& + b_{xy} \frac{y^{n+1} - y^{n-1}}{2h} + c_{xy}(\theta_1 y^{n+1} + \theta_2 y^n + \theta_3 y^{n-1}) + \tilde{Q}_x^n \left. \right) \left(\dot{u} - \frac{x^{n+1} - x^{n-1}}{2h} \right) + \\
& + \left(m \frac{y^{n+1} - 2y^n + y^{n-1}}{h^2} + b_{yy} \frac{y^{n+1} - y^{n-1}}{2h} + c_{yy}(\theta_1 y^{n+1} + \theta_2 y^n + \theta_3 y^{n-1}) + \right. \\
& + b_{yx} \frac{x^{n+1} - x^{n-1}}{2h} + c_{yxs}(\theta_1 x^{n+1} + \theta_2 x^n + \theta_3 x^{n-1}) - F_y^n + \tilde{Q}_y^n \left. \right) \left(\dot{v} - \frac{y^{n+1} - y^{n-1}}{2h} \right) + \\
& + f\tilde{F}_y^n |\dot{u} - U| - f\tilde{F}_y^n \left| \frac{x^{n+1} - x^{n-1}}{2h} - U \right| \geq 0, \quad n = 2, 3, \dots, \quad (1.51)
\end{aligned}$$

де

$$\begin{aligned}
\tilde{F}_y^n &= F_y(\theta_1 x^{n+1} + \theta_2 x^n + \theta_3 x^{n-1}, \theta_1 y^{n+1} + \theta_2 y^n + \theta_3 y^{n-1}); \\
\tilde{Q}_x^n &= \theta_1 Q_x^{n+1} + \theta_2 Q_x^n + \theta_3 Q_x^{n-1}; \\
\tilde{Q}_y^n &= \theta_1 Q_y^{n+1} + \theta_2 Q_y^n + \theta_3 Q_y^{n-1};
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\theta_1 + \theta_2 + \theta_3 &= 1; \\ x^0 = x^1 &= 0; \quad y^0 = y^1 = 0.\end{aligned}$$

Введемо позначення:

$$\begin{aligned}d^{n+1} &= \frac{x^{n+1} - x^{n-1}}{2h}; \quad e^{n+1} = \frac{y^{n+1} - y^{n-1}}{2h}; \\ \delta^{n+1} &= \frac{x^{n+1} - x^n}{h}; \quad \gamma^{n+1} = \frac{y^{n+1} - y^n}{h}.\end{aligned}$$

Тоді схему (1.51) можна записати таким чином:

$$\begin{aligned}& \left(2m(d^{n+1} - \delta^n)/h + b_{xx}d^{n+1} + c_{xx}(2h\theta_1d^{n+1} + \theta_2x^n + (\theta_3 + \theta_1)x^{n-1}) + \right. \\ & \quad \left. + b_{xy}e^{n+1} + c_{xy}(2h\theta_1e^{n+1} + \theta_2y^n + (\theta_3 + \theta_1)y^{n-1}) + \tilde{Q}_x^n\right)(\dot{u} - d^{n+1}) + \\ & + \left(2m(e^{n+1} - \gamma^n)/h + b_{yy}e^{n+1} + c_{yy}(2h\theta_1e^{n+1} + \theta_2y^n + (\theta_3 + \theta_1)y^{n-1})\right) + \\ & + b_{yx}d^{n+1} + c_{yx}(2h\theta_1d^{n+1} + \theta_2x^n + (\theta_3 + \theta_1)x^{n-1}) - F_y^n + \tilde{Q}_y^n)(\dot{v} - e^{n+1}) + \\ & + fF_y^{n+1}|\dot{u} - U| - fF_y^{n+1}|d^{n+1} - U| \geq 0, \quad n = 2, 3, \dots\end{aligned}\quad (1.52)$$

де

$$\tilde{F}_y^{n+1} = F_y(2h\theta_1d^{n+1} + \theta_2x^n + (\theta_3 - \theta_1)x^{n-1}, 2h\theta_1e^{n+1} + \theta_2y^n + (\theta_3 - \theta_1)y^{n-1}).$$

Для вирішення квазіваріаційної нерівності (1.52) використовується ітераційний процес (k - номер ітерації) :

$$\begin{aligned}& \left(2m(d_{(k+1)}^{n+1} - \delta^n)/h + b_{xx}d_{(k+1)}^{n+1} + c_{xx}(2h\theta_1d_{(k+1)}^{n+1} + \theta_2x^n + (\theta_3 + \theta_1)x^{n-1}) + \right. \\ & \quad \left. + b_{xy}e_{(k+1)}^{n+1} + c_{xy}(2h\theta_1e_{(k+1)}^{n+1} + \theta_2y^n + (\theta_3 + \theta_1)y^{n-1}) + \tilde{Q}_x^n\right)(\dot{u} - d_{(k+1)}^{n+1}) + \\ & + \left(2m(e_{(k+1)}^{n+1} - \gamma^n)/h + b_{yy}e_{(k+1)}^{n+1} + c_{yy}(2h\theta_1e_{(k+1)}^{n+1} + \theta_2y^n + (\theta_3 + \theta_1)y^{n-1})\right) + \\ & + b_{yx}d_{(k+1)}^{n+1} + c_{yx}(2h\theta_1d_{(k+1)}^{n+1} + \theta_2x^n + (\theta_3 + \theta_1)x^{n-1}) - \tilde{F}_{y,(k)}^n + \tilde{Q}_y^n)(\dot{v} - e_{(k+1)}^{n+1}) + \\ & + f\tilde{F}_{y,(k)}^n|\dot{u} - U| - f\tilde{F}_{y,(k)}^n|d_{(k+1)}^{n+1} - U| \geq 0, \quad n = 2, 3, \dots, k = 1, 2, \dots,\end{aligned}\quad (1.1.53)$$

де

$$\tilde{F}_{y,(k)}^n = F_y(2h\theta_1d_{(k)}^{n+1} + \theta_2x^n + (\theta_3 - \theta_1)x^{n-1}, 2h\theta_1e_{(k)}^{n+1} + \theta_2y^n + (\theta_3 - \theta_1)y^{n-1}).$$

Неважко бачити, що якщо ітераційний процес (1.53) сходиться, то межа послідовності $\{d_{(k)}^{n+1}, e_{(k)}^{n+1}\}$ є рішенням квазіваріаційної нерівності (1.52). Використовуючи результати роботи, можна показати, що ітераційний процес (1.53) сходиться при будь-якому виборі початкового наближення і обмеженні згори на величину коефіцієнта тертя.

Як початкове наближення в ітераційному процесі (1.53) доцільно вибирати

$$d_{(0)}^{n+1} = d^n, e_{(0)}^{n+1} = e^n.$$

Нерівність (1.53) є варіаційною нерівністю. Використовуючи результати роботи, можна показати, що на кожній ітерації рішення варіаційної нерівності (1.53) приводиться до рішення задачі мінімізації наступної функції двох змінних :

$$J_1(d, e) = \frac{1}{2}a_{11}d^2 + a_{12}de + \frac{1}{2}a_{22}e^2 - g_1d - g_2e + g_0|d - u|, \quad (1.54)$$

де

$$\begin{aligned} a_{11} &= \frac{2m}{h} + b_{xx} + 2c_{xx}h\theta_1; & a_{12} &= b_{xy} + 2c_{xy}h\theta_1; \\ a_{22} &= \frac{2m}{h} + b_{yy} + 2c_{yy}h\theta_1; & a_{21} &= a_{12} = b_{yx} + 2c_{yx}h\theta_1; \\ g_1 &= 2m\delta^n / h - c_{xx}(\theta_2x^n + (\theta_3 + \theta_1)x^{n-1}) - \\ &\quad - c_{xy}(\theta_2y^n + (\theta_3 + \theta_1)y^{n-1}) - \tilde{Q}_x^n; \\ g_2 &= 2m\gamma^n / h - c_{yy}(\theta_2y^n + (\theta_3 + \theta_1)y^{n-1}) - \\ &\quad - c_{yx}(\theta_2x^n + (\theta_3 + \theta_1)x^{n-1}) + \tilde{F}_{y,(k)}^n - \tilde{Q}_y^n; \\ g_0 &= f\tilde{F}_{y,(k)}^n. \end{aligned}$$

Рішення задачі мінімізації функції можна записати в явному виді: якщо $(g_1a_{22} - g_2a_{12} - g_0a_{22})/a > U$, то

$$\begin{aligned} d &= (g_1a_{22} - g_2a_{12} - g_0a_{22})/a, \\ e &= (g_2a_{11} - g_1a_{21} + g_0a_{21})/a, \end{aligned} \quad (1.55)$$

якщо $(g_1 a_{22} - g_2 a_{12} + g_0 a_{22})/a < U$, то

$$\begin{aligned} d &= (g_1 a_{22} - g_2 a_{12} + g_0 a_{22})/a, \\ e &= (g_2 a_{11} - g_1 a_{21} - g_0 a_{21})/a, \end{aligned} \quad (1.56)$$

інакше

$$\begin{aligned} d &= U, \\ e &= (g_2 - a_{21}U)/a_{22}, \end{aligned} \quad (1.57)$$

де $a = a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}$.

Двошарові різницеві схеми. При використанні для інтеграції за часом квазіваріаційної нерівності (1.1.50) двошарових схем отримаємо:

$$\begin{aligned} &\left(m \frac{p^{n+1} - p^n}{h} + b_{xx}(\theta_1 p^{n+1} + (1 - \theta_1)p^n) + c_{xx}(\theta_1 x^{n+1} + (1 - \theta_1)x^n) + \right. \\ &+ b_{xy}(\theta_1 q^{n+1} + (1 - \theta_1)q^n) + c_{xy}(\theta_1 y^{n+1} + (1 - \theta_1)y^n) + \tilde{Q}_x^{n+\theta} \left(s - p^{n+1} \right) + \\ &+ \left. \left(m \frac{q^{n+1} - q^n}{h} + b_{yy}(\theta_1 q^{n+1} + (1 - \theta_1)q^n) + c_{yy}(\theta_1 y^{n+1} + (1 - \theta_1)y^n) + \right. \right. \\ &- b_{yx}(\theta_1 p^{n+1} + (1 - \theta_1)p^n) + c_{yx}(\theta_1 x^{n+1} + (1 - \theta_1)x^n) - F_y^{n+\theta} + \tilde{Q}_y^{n+\theta} \left(w - q^{n+1} \right) + \\ &\left. \left. + fF_y^{n+\theta} |s - U| - fF_y^{n+\theta} |p^{n+1} - U| \right) \geq 0, \quad n = 2, 3, \dots, \end{aligned} \quad (1.58)$$

$$\frac{x^{n+1} - x^n}{h} = \theta_2 p^{n+1} + (1 - \theta_2)p^n, \quad (1.59)$$

$$\frac{y^{n+1} - y^n}{h} = \theta_2 q^{n+1} + (1 - \theta_2)q^n, \quad (1.60)$$

де $\{p^n, q^n\} = \{\dot{x}^n, \dot{y}^n\}$ - компоненти швидкості у момент часу t^n ;

$$F_y^{n+\theta} = F_y(\theta_1 x^{n+1} + (1 - \theta_1)x^n, \theta_1 y^{n+1} + (1 - \theta_1)y^n);$$

$$Q_x^{n+\theta} = (\theta_1 Q_x^{n+1} + (1 - \theta_1)Q_x^n); \quad Q_y^{n+\theta} = (\theta_1 Q_y^{n+1} + (1 - \theta_1)Q_y^n).$$

Співвідношення (1.57) - (1.59) є системою квазіваріаційної нерівності і двох рівнянь алгебри. Початкові умови для системи (1.57) - (1.59) вибиратимемо у виді

$$x^0 = p^0 = 0, \quad y^0 = q^0 = 0.$$

Представимо рівняння (1.56) - (1.57) у виді

$$x^{n+1} = x^n + h(\theta_2 p^{n+1} + (1-\theta_2)p^n); \quad (1.61)$$

$$y^{n+1} = y^n + h(\theta_2 q^{n+1} + (1-\theta_2)q^n) \quad (1.62)$$

і підставимо (1.60) - (1.61) в (1.58). В результаті отримаємо квазіваріаційну нерівність

$$\begin{aligned} & \left(m \frac{p^{n+1} - p^n}{h} + \theta_1 p^{n+1} (b_{xx} + \theta_2 c_{xx} h) + p^n ((1-\theta_1)b_{xx} + \theta_1(1-\theta_2)c_{xx} h) + c_{xx} x^n + \right. \\ & + \theta_1 q^{n+1} (b_{xy} + \theta_2 c_{xy} h) + q^n ((1-\theta_1)b_{xy} + \theta_1(1-\theta_2)c_{xy} h) + c_{xy} y^n + \tilde{Q}_x^{n+\theta} (s - p^{n+1}) + \\ & + \left(m \frac{q^{n+1} - q^n}{h} + \theta_1 q^{n+1} (b_{yy} + \theta_2 c_{yy} h) + q^n ((1-\theta_1)b_{yy} + \theta_1(1-\theta_2)c_{yy} h) + c_{yy} y^n + \right. \\ & \quad + \theta_1 p^{n+1} (b_{yx} + \theta_2 c_{yx} h) + p^n ((1-\theta_1)b_{yx} + \theta_1(1-\theta_2)c_{yx} h) + c_{yx} x^n - \\ & \left. - F_y^{n+\theta} + \tilde{Q}_y^{n+\theta} (w - q^{n+1}) + f F_y^{n+\theta} |s - U| - f F_y^{n+1} |p^{n+1} - U| \geq 0, \quad n = 2, 3, \dots, \right) \end{aligned} \quad (1.63)$$

де

$$F_y^{n+\theta} = F_y(x^n + \theta_1 \theta_2 p^{n+1} h + \theta_1(1-\theta_2)p^n h, y^n + \theta_1 \theta_2 q^{n+1} h + \theta_1(1-\theta_2)q^n h).$$

Для вирішення цієї квазіваріаційної нерівності використовується ітераційний процес (k - номер ітерації) :

$$\begin{aligned} & \left(m \frac{p_{(k+1)}^{n+1} - p^n}{h} + \theta_1 p_{(k+1)}^{n+1} (b_{xx} + \theta_2 c_{xx} h) + p^n ((1-\theta_1)b_{xx} + \theta_1(1-\theta_2)c_{xx} h) + c_{xx} x^n + \right. \\ & + \theta_1 q_{(k+1)}^{n+1} (b_{xy} + \theta_2 c_{xy} h) + q^n ((1-\theta_1)b_{xy} + \theta_1(1-\theta_2)c_{xy} h) + c_{xy} y^n + \tilde{Q}_x^{n+\theta} (s - p_{(k+1)}^{n+1}) + \\ & + \left(m \frac{q_{(k+1)}^{n+1} - q^n}{h} + \theta_1 q_{(k+1)}^{n+1} (b_{yy} + \theta_2 c_{yy} h) + q^n ((1-\theta_1)b_{yy} + \theta_1(1-\theta_2)c_{yy} h) + c_{yy} y^n + \right. \\ & \quad + \theta_1 p_{(k+1)}^{n+1} (b_{yx} + \theta_2 c_{yx} h) + p^n ((1-\theta_1)b_{yx} + \theta_1(1-\theta_2)c_{yx} h) + c_{yx} x^n - \\ & \left. - F_y^{n+\theta} + \tilde{Q}_x^{n+\theta} (w - q_{(k+1)}^{n+1}) + f F_{y,(k)}^{n+\theta} |s - U| - f F_{y,(k)}^{n+1} |p_{(k+1)}^{n+1} - U| \geq 0, \right. \\ & \quad \left. n = 2, 3, \dots \quad k = 1, 2, \dots, \right) \end{aligned} \quad (1.64)$$

де

$$F_{y,(k)}^{n+\theta} = F_y(x^n + \theta_1\theta_2 p_{(k)}^{n+1}h + \theta_1(1-\theta_2)p^n h, y^n + \theta_1\theta_2 q_{(k)}^{n+1}h + \theta_1(1-\theta_2)q^n h).$$

Неважко бачити, що якщо ітераційний процес (1.60) сходиться, то межа послідовності $\{p_{(k)}^{n+1}, q_{(k)}^{n+1}\}$ є рішенням квазіваріаційної нерівності (1.59). Використовуючи результати роботи, можна показати, що ітераційний процес (1.63) сходиться при будь-якому виборі початкового наближення і обмеженні згори на величину коефіцієнта тертя.

Як початкове наближення в ітераційному процесі (1.63) доцільно вибирати величину

$$p_{(0)}^{n+1} = p^n, \quad q_{(0)}^{n+1} = q^n.$$

Після визначення за допомогою ітераційного процесу (1.63) значень $\{p^{n+1}, q^{n+1}\}$ величини $\{x^{n+1}, y^{n+1}\}$ обчислюються по формулах (1.60) - (1.61).

Нерівність (1.63) є варіаційною нерівністю. Використовуючи результати роботи, можна показати, що на кожній ітерації рішення варіаційної нерівності (1.63) приводиться до рішення задачі мінімізації наступної функції двох змінних :

$$J_1(p, q) = \frac{1}{2}a_{11}p^2 + a_{12}pq + \frac{1}{2}a_{22}q^2 - g_1p - g_2q + g_0|p - u|, \quad (1.64)$$

де

$$\begin{aligned} a_{11} &= \frac{m}{h} + \theta_1(b_{xx} + \theta_2c_{xx}h); & a_{12} &= \theta_1(b_{xy} + \theta_2c_{xy}h); \\ a_{22} &= \frac{m}{h} + \theta_1(b_{yy} + \theta_2c_{yy}h); & a_{21} &= a_{12} = \theta_1(b_{yx} + \theta_2c_{yx}h); \\ g_1 &= m/h - p^n((1-\theta_1)b_{xx} + \theta_1(1-\theta_2)c_{xx}h) - c_{xx}x^n - \\ &\quad - q^n((1-\theta_1)b_{xy} + \theta_1(1-\theta_2)c_{xy}h) - c_{xy}y^n - \tilde{Q}_x^{n+\theta}; \\ g_2 &= m/h - p^n((1-\theta_1)b_{yy} + \theta_1(1-\theta_2)c_{yy}h) - c_{yy}y^n - \\ &\quad - q^n((1-\theta_1)b_{yx} + \theta_1(1-\theta_2)c_{yx}h) - c_{yx}x^n + F_y^{n+\theta} - \tilde{Q}_y^{n+\theta}; \end{aligned}$$

$$g_0 = fF_{y,(k)}^{n+\theta}.$$

Рішення задачі мінімізації функції $J_2(p, q)$ можна отримати по формулах (1.55) - (1.57).

1.3 Методика аналізу коливань в гальмівних механізмах методом обчислювального експерименту

У справжній роботі для ідентифікації і дослідження характеристик коливальних процесів в гальмівних механізмах використовується метод обчислювального експерименту.

На першому етапі обчислювального експерименту виробляється чисельне рішення даної динамічної задачі з тертям за допомогою обчислювального алгоритму, викладеного в підрозділі 3.4. В результаті обчислюються тимчасові ряди переміщень колодки $\{x^n\}$, $\{y^n\}$.

На другому етапі обчислювального експерименту виробляється дослідження отриманих тимчасових рядів з використанням:

- автокореляційних функцій для визначення періоду коливань;
- спектрального аналізу переміщень, швидкостей і прискорень;
- фазових діаграм в змінних "переміщення-швидкість";
- залежностей амплітуд переміщень, швидкостей і прискорень від зміни параметрів даної динамічної системи, що отримуються методом продовження по параметру.

1.3.1 Вибір кроку інтегрування за часом. Застосування приведеного вище обчислювального алгоритму інтеграції рівнянь руху даної динамічної системи дозволяє отримати тимчасові ряди переміщень колодки $\{x^n\}$ і $\{y^n\}$, переміщення колодки, що описують, в дискретні моменти часу t_n , які, як правило, беруться через рівні проміжки часу h , звану періодом дискретизацію.

Відоме, що речовий періодичний часовий ряд $\{X^n\}$ з періодом K має періодичний дискретний спектр $\{Y^k\}$, що має властивість симетрії

$$Y^{k+K} = Y^k, \text{ для будь-кого } k; \quad (1.65)$$

$$Y^{K-k} = Y^k, \quad 0 < k < K. \quad (1.66)$$

Тому при виборі кроку інтеграції за часом можна використовувати евристичний підхід, заснований на теоремі Котельникова, відповідно до якої будь-який безперервний сигнал $x(t)$, спектр якого не містить складових з частотою вище за частоту дискретизації ω_d може бути без втрати інформації представлений своїми дискретними значеннями, узятими з інтервалом h , що задовольняє нерівності

$$h < \frac{\pi}{\omega_d}. \quad (1.67)$$

1.3.2 Застосування автокореляційних функцій для визначення періоду коливань

Дана динамічна система є диссипативною, оскільки містить упругодемпфіруючий елемент. Тому з часом рух системи встановлюється і стає періодичним. Завдання дослідження сталих режимів гальмівного механізму полягає в знаходженні рішення початкової динамічної задачі з тертям, що задовольняє умовам періодичності

$$x(t) = x(t+T), \quad \dot{x}(t) = \dot{x}(t+T); \quad (1.68)$$

$$y(t) = y(t+T), \quad \dot{y}(t) = \dot{y}(t+T), \quad (1.69)$$

при цьому період T руху даної динамічної системи заздалегідь невідомий.

У справжній роботі для визначення періоду коливань даної динамічної системи на основі аналізу періодичності тимчасового ряду переміщень $\{x^n\}$ і $\{y^n\}$ колодки використовується апарат автокореляційних функцій.

Нехай відомі значення дискретного сигналу (часовий ряд) $\{x_n\}$, $n = \overline{1, N+M}$. Тоді дискретна автокореляційна функція сигналу $\{x_n\}$ обчислюється за формулою

$$\psi_m = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x_n \cdot x_{n+m}, \quad m = \overline{0, M}, \quad (1.70)$$

де ψ_m , $m = \overline{0, M}$, - дискретна автокореляційна функція; N , M - цілі позитивні числа.

Автокореляційна функція служить мірою міри схожості сигналу з самим собою у минулому. Якщо часовий ряд $\{x_n\}$ періодичний з періодом K , то його автокореляційна функція також має періодичність

$$\psi_m = \psi_{m+K}, \quad m = \overline{0, M}. \quad (1.71)$$

При цьому виконується нерівність

$$\psi_0 > \psi_m, \quad 0 < m < K. \quad (1.72)$$

При практичних розрахунках зручно використовувати масштабовану автокореляційну функцію:

$$\tilde{\psi}_m = \psi_m / \psi_0, \quad m = \overline{0, M}. \quad (1.73)$$

Очевидно, що

$$\tilde{\psi}_0 = 1. \quad (1.74)$$

Враховуючи, що тимчасові ряди переміщень $\{x^n\}$ і $\{y^n\}$ колодки є наближеним рішенням початкової задачі, умови періодичності (1.68) - (1.69) навіть для сталих рухів динамічної системи виконуються приблизно. Тому для автокореляційної функції умова періодичності (1.71) також виконуватиметься приблизно. При використанні масштабованої автокореляційної функції вважатимемо, що її період рівний K , якщо

$$\tilde{\psi}_K > 1 - \varepsilon; \quad (1.75)$$

$$\tilde{\psi}_m < 1 - \varepsilon, \quad 0 < m < K, \quad (1.76)$$

де $\varepsilon > 0$ - параметр, що характеризує точність виконання умов періодичності.

На основі аналізу результатів численних обчислювальних

експериментів при практичних обчисленнях параметр ε слід вибирати в діапазоні 0,01 - 0,1. Слід зазначити, що із збільшенням рівня демпфування в динамічній системі значення параметра ε можна зменшити.

Якщо часовий ряд $\{x_n\}$ є аперіодичним, то його автокореляційна функція повинна мати кінцевий носій, тобто перетворюватися на нуль поза кінцевим інтервалом часу. Для кінцевих відрізків тимчасових рядів критерій аперіодичності можна сформулювати таким чином: для будь-кого $\varepsilon > 0$ існує $M(\varepsilon)$ таке, що

$$|\psi_m| \leq \varepsilon, \text{ для будь-кого } m > M(\varepsilon). \quad (1.77)$$

Таким чином, обчислення автокореляційної функції для цього тимчасового ряду дозволяє не лише встановити чи є він періодичним, але і визначити його період в цьому випадку

1.3.3 Методика проведення спектрального аналізу. Одним з найбільш поширених способів дослідження періодичних рухів динамічних систем є спектральний аналіз. З механічної точки зору, розкладання досліджуваного руху в ряд Фур'є відповідає його представленню у вигляді сукупності простих гармонійних рухів.

Розкладання в ряд Фур'є застосовано як до безперервних функцій, так і до дискретних послідовностей. При цьому вони представляються у вигляді суми гармонійних функцій або комплексних експонент з частотами, що утворюють арифметичну прогресію.

Нехай часовий ряд $\{x_n\}$ є періодичним з періодом K , тобто

$$x_{n+K} = x_n, \text{ для будь-кого } n. \quad (1.78)$$

Такий часовий ряд повністю описується кінцевим набором чисел, як який можна узяти довільний фрагмент завдовжки K , наприклад $\{x_n\}$, $n = \overline{0, K-1}$. Відоме, що речовий періодичний дискретний сигнал (часовий ряд) має періодичний дискретний спектр $\{X_n\}$, що має властивість симетрії

$$X_{n+K} = X_n, \text{ для будь-кого } n. \quad (1.79)$$

$$X_{K-n} = X_n, \quad 0 < n < K. \quad (1.80)$$

В цьому випадку часовий ряд $\{x_n\}$ можна представити виді кінцевого ряду Фур'є в тригонометричній формі

$$x_n = \sum_{k=0}^{K/2} A_k \cos \frac{2\pi kn}{K} + \sum_{k=0}^{K/2} B_k \sin \frac{2\pi kn}{K}, \quad (1.81)$$

де A_k, B_k – коефіцієнти ряду Фур'є, що обчислюються по формулах

$$A_k = \frac{2}{N} \sum_{n=0}^{K-1} x_n \cos \frac{2\pi kn}{K}, \quad k = 1, \dots, \frac{K}{2} - 1; \quad (1.82)$$

$$A_k = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{K-1} x_n \cos \frac{2\pi kn}{K}, \quad k = 0, \frac{K}{2}; \quad (1.83)$$

$$B_k = \frac{2}{N} \sum_{n=0}^{K-1} x_n \sin \frac{2\pi kn}{K}, \quad k = 1, \dots, \frac{K}{2} - 1. \quad (1.84)$$

Ряд Фур'є (1.81) можна також представити у виді

$$x_n = \sum_{k=0}^{K/2} C_k \cos \left(\frac{2\pi kn}{K} + \varphi_k \right), \quad (1.85)$$

де C_k - амплітуда k -ої гармоніки, що обчислюється за формулою

$$C_k = \sqrt{A_k^2 + B_k^2}, \quad k = 0, \dots, \frac{K}{2}; \quad (1.86)$$

де φ_k - фаза k -ої гармоніки, що обчислюється за формулою

$$\varphi_k = \operatorname{arctg} \left(-\frac{B_k}{A_k} \right), \quad k = 0, \dots, \frac{K}{2}. \quad (1.87)$$

Обчислення спектрів швидкостей і прискорень може виробляється двома способами. Перший полягає в послідовному диференціюванні за часом ряду Фур'є для переміщень, відповідного (1.85), :

$$\dot{x}_n = \sum_{k=0}^{K/2} \hat{C}_k \sin \left(\frac{2\pi kn}{K} + \varphi_k \right); \quad (1.88)$$

$$\ddot{x}_n = \sum_{k=0}^{K/2} \hat{C}_k \cos \left(\frac{2\pi kn}{K} + \varphi_k \right), \quad (1.89)$$

де
$$\hat{C}_k = -C_k \frac{2\pi k}{Kh}; \quad (1.90)$$

$$\hat{C}_k = -C_k \left(\frac{2\pi k}{Kh} \right)^2. \quad (1.91)$$

Другий спосіб полягає в обчисленні швидкостей і прискорень на підставі тимчасового ряду переміщень $\{x^n\}$ за допомогою різницевих співвідношень

$$\dot{x}_n = \frac{x_{n+1} - x_{n-1}}{2h}; \quad (1.92)$$

$$\ddot{x}_n = \frac{x_{n+1} - 2x_n + x_{n-1}}{h^2} \quad (1.93)$$

і представленні тимчасових рядів швидкостей $\{\dot{x}^n\}$ і прискорень $\{\ddot{x}^n\}$ у вигляді кінцевих рядів Фур'є

$$\ddot{x}_n = \sum_{k=0}^{K/2} \tilde{C}_k \cos\left(\frac{2\pi kn}{K} + \tilde{\varphi}_k\right); \quad (1.94)$$

$$\ddot{x}_n = \sum_{k=0}^{K/2} \tilde{\tilde{C}}_k \cos\left(\frac{2\pi kn}{K} + \tilde{\tilde{\varphi}}_k\right), \quad (1.95)$$

де

$$\tilde{C}_k = \sqrt{\tilde{A}_k^2 + \tilde{B}_k^2}, \quad k = 0, \dots, \frac{K}{2}; \quad (1.96)$$

$$\tilde{\varphi}_k = \arctg\left(-\frac{\tilde{B}_k}{\tilde{A}_k}\right), \quad k = 0, \dots, \frac{K}{2}; \quad (1.97)$$

$$\tilde{A}_k = \frac{2}{N} \sum_{n=0}^{K-1} \dot{x}_n \cos \frac{2\pi kn}{K}, \quad k = 1, \dots, \frac{K}{2} - 1; \quad (1.98)$$

$$\tilde{A}_k = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{K-1} \dot{x}_n \cos \frac{2\pi kn}{K}, \quad k = 0, \frac{K}{2}; \quad (1.99)$$

$$\tilde{B}_k = \frac{2}{N} \sum_{n=0}^{K-1} \dot{x}_n \sin \frac{2\pi kn}{K}, \quad k = 1, \dots, \frac{K}{2} - 1; \quad (1.100)$$

$$\tilde{\tilde{C}}_k = \sqrt{\tilde{\tilde{A}}_k^2 + \tilde{\tilde{B}}_k^2}, \quad k = 0, \dots, \frac{K}{2}; \quad (1.101)$$

$$\tilde{\tilde{\varphi}}_k = \arctg\left(-\frac{\tilde{\tilde{B}}_k}{\tilde{\tilde{A}}_k}\right), \quad k = 0, \dots, \frac{K}{2}; \quad (1.102)$$

$$\tilde{A}_k = \frac{2}{N} \sum_{n=0}^{K-1} \ddot{x}_n \cos \frac{2\pi kn}{K}, \quad k = 1, \dots, \frac{K}{2} - 1; \quad (1.103)$$

$$\tilde{A}_k = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{K-1} \ddot{x}_n \cos \frac{2\pi kn}{K}, \quad k = 0, \frac{K}{2}; \quad (1.104)$$

$$\tilde{B}_k = \frac{2}{N} \sum_{n=0}^{K-1} \ddot{x}_n \sin \frac{2\pi kn}{K}, \quad k = 1, \dots, \frac{K}{2} - 1. \quad (1.105)$$

Для апостеріорного аналізу точності отримуваних чисельних результатів в справжній роботі проводиться порівняння спектрів прискорень вчислених двома способами.

Враховуючи властивості спектру дискретного періодичного тимчасового ряду, в справжній роботі використана наступна методика спектрального аналізу коливань гальмівного механізму.

1. Обчислюється крок інтеграції за часом

$$h = \frac{T_1}{N}, \quad (1.106)$$

де N - кількість кроків за часом за період вільних коливань колодки T_1 .

У обчислювальних експериментах вважалося $N = 200$.

2. Обчислюється часовий ряд переміщень $\{X^n\}$ мас даної динамічної системи на тимчасовому відрізку $[0, T_0]$, де $T_0 = MT_1$. В обчислювальних експериментах вважалося $M = 50$.

3. Використовуючи кінцевий відрізок тимчасових рядів $\{x^n\}$ і $\{y^n\}$, $n = \overline{(M - K)N, MN}$, будуються автокореляційні функції переміщень колодки на відрізку $[(M - K/2)N, MN]$. В обчислювальних експериментах вважалося $K = 32$.

4. Використовуючи наближені умови періодичності автокореляційних функцій (1.75) - (1.76), визначається період коливань T даної динамічної системи.

Якщо на розглянутому кінцевому відрізку $[(M - K/2)N, MN]$ умови періодичності (1.75) - (1.76) не виконуються, то необхідно збільшити

параметр M , що визначає довжину відрізка $[0, T_0]$, на якому обчислюється тимчасові ряди переміщень $\{x^n\}$ і $\{y^n\}$ колодки, або збільшити параметр K , що визначає максимально допустимий період коливань.

5. Використовуючи кінцевий відрізок тимчасових рядів $\{x^n\}$ і $\{y^n\}$, $n = \overline{(M - K)N, MN}$, обчислюється по формулах (1.1.82) - (1.1.84) спектр переміщень колодки. Якщо спектр має обмежену смугу частот, то виконується умова

$$l < kN/2 - s, \quad (1.107)$$

де $s > 0$ - параметр, що визначає ширину спектру.

Якщо виконується умова (1.1.107), то дискретне перетворення Фур'є дозволяє відновлювати початкові безперервні функції переміщень колодки. Інакше, необхідно збільшити частоту дискретизації, тобто зменшити величину кроку інтеграції за часом h і повернутися до п. 2 методики.

Розроблена методика спектрального аналізу коливань гальмівного механізму заснована на припущенні, що його рухи є періодичними. Якщо в даній динамічній системі виникає детермінований хаос, то автокореляційна функція тимчасового ряду переміщень $\{X^n\}$ повинна мати кінцевий носій, тобто перетворюватися на нуль поза кінцевим інтервалом часу. Для кінцевих відрізків тимчасових рядів критерій аперіодичності можна сформулювати таким чином: для будь-кого $\varepsilon > 0$ існує $M(\varepsilon)$ таке, що

$$|\psi_m| \leq \varepsilon, \text{ для будь-кого } m > M(\varepsilon). \quad (1.108)$$

1.3.4 Фазові діаграми. Дана динамічна система описується нелінійною дисипативною неавтономною системою звичайних диференціальних рівнянь. Рухи дисипативних систем доцільно розділити на два класи: перехідних, нестационарних рухів, відповідних процесу релаксації від початкового до граничної безлічі станів, і клас сталих, стаціонарних рухів, фазові траєкторії яких цілком належать граничним множинам. Важливими з фізичної точки зору є притягуючі граничні множини - аттрактори. З часом

довільний початковий стан з деякої області тяжіння G , що включає аттрактор G_0 , релаксирует до G_0 . Рух, якому відповідає фазова траєкторія в області тяжіння, є перехідним процес. Сталий рух характеризується приналежністю фазових траєкторій інваріантній граничній множині, тобто аттрактору G_0 .

У даній роботі для аналізу процесу встановлення коливань гальмівного механізму і візуального виявлення аттракторів використовуються фазові діаграми в змінних "переміщення-швидкість".

1.3.5 Побудова амплітудних залежностей методом продовження по параметру. У справжній роботі при дослідженні залежностей амплітуд переміщень, швидкостей і прискорень даної динамічної системи від зміни її параметрів використовувався метод продовження по параметру при покроковій зміні параметрів системи. Як початкове наближення рішення вибирається рішення, отримане на попередньому кроці.

При виконанні розрахунків параметри системи змінювалися з постійним кроком від початкового до кінцевого значень, заданих в початкових даних, а потім у зворотному напрямі - від кінцевого значення до початкового. Такий підхід дозволяє отримати, зокрема, повні амплітудно-частотні залежності для динамічної системи з урахуванням наявності нестійких гілок.

1.4 Програмна реалізація математичної моделі коливань гальма

1.4.1 Загальна характеристика комп'ютерної програми. Розроблені математична модель коливань гальмівного механізму і обчислювальний алгоритм для її чисельного дослідження реалізовані у вигляді комп'ютерної програми для персональних ЕОМ на алгоритмічній мові FORTRAN. Для компіляції програми можуть бути використані практично усі доступні комерційні компілятори, включаючи Compaq Visual Fortran 6.6 і Intel Visual

Fortran 10, а також некомерційні компілятори, поширювані за ліцензією GNU. Як операційна система можуть використовуватися усі версії ОС WINDOWS, а також некомерційні версії ОС Linux. Відмітимо, що для створення виконуваного коду програми не вимагається використання бібліотек процедур і функцій сторонніх розробників. Запуск програми на виконання може вироблятися як з оболонки середовища розробки, так і в пакетному режимі.

1.4.2 Вхідні дані. Початкові ці програми готуються в окремому файлі fort.1 за допомогою текстового редактора. Файл початкових даних fort.1 має наступну структуру. Значення кожної вхідної змінної записується в окремому рядку файлу. У позиціях з 1 по 30 приводиться найменування вхідного параметра. Далі слідує записане в певному форматі числове значення вхідного параметра, після якого до кінця рядка може розташовуватися додатковий коментар. Для введення дійсних чисел використовується формат алгоритмічної мови FORTRAN (30X, F15.5), а для введення цілих чисел - формат (30X, I10).

1.4.3 Представлення результатів розрахунків. Після закінчення роботи програми видається протокол розрахунку в текстовому файлі fort.3. Результати чисельного моделювання перехідного і сталого режимів руху гальмівного механізму зберігаються у вигляді таблиць в текстових файлах fort.10, fort.11 і fort.12.

Текстовий файл fort.10 містить наступні стовпці:

1. номер періоду коливань;
2. номер кроку по періоду коливань;
3. номер точки на діаграмі;
4. час t ;
5. переміщення x колодки;
6. швидкість \dot{x} колодки;

7. прискорення \dot{x} колодки;
8. переміщення u колодки;
9. швидкість \dot{u} колодки;
10. прискорення \ddot{u} колодки.

Текстовий файл fort.11 містить наступні стовпці:

1. номер точки на діаграмі;
2. автокореляційна функція переміщення x колодки;
3. автокореляційна функція переміщення u колодки.

Текстовий файл fort.12 містить наступні стовпці:

1. номер гармоніки;
2. частота гармоніки ω ;
3. коефіцієнти A_k ряду Фур'є для переміщення x колодки, що обчислюються по формулах (1.96), (1.97);
4. коефіцієнти B_k ряду Фур'є для переміщення x колодки, що обчислюються за формулою (1.98);
5. амплітуди C_k гармонік ряду Фур'є для переміщення x колодки, що обчислюються за формулою (1.100);
6. фази φ_k гармонік ряду Фур'є для переміщення x колодки, що обчислюються за формулою (1.101);
7. коефіцієнти A_k ряду Фур'є для переміщення u колодки, що обчислюються по формулах (1.96), (1.97);
8. коефіцієнти B_k ряду Фур'є для переміщення u колодки, що обчислюються за формулою (1.98);
9. амплітуди C_k гармонік ряду Фур'є для переміщення u колодки, що обчислюються за формулою (1.100);
10. фази φ_k гармонік ряду Фур'є для переміщення u колодки, що обчислюються за формулою (1.101);

Текстовий файл fort.13 містить наступні стовпці:

1. номер гармоніки;

2. частота гармоніки ω ;
3. коефіцієнти \tilde{A}_k ряду Фур'є для швидкості \dot{x} колодки, що обчислюються по формулах (1.112), (1.113);
4. коефіцієнти \tilde{B}_k ряду Фур'є для швидкості \dot{x} колодки, що обчислюються за формулою (1.114);
5. амплітуди \tilde{C}_k гармонік ряду Фур'є для швидкості \dot{x} колодки, що обчислюються за формулою (1.110);
6. фази $\tilde{\varphi}_k$ гармонік ряду Фур'є для швидкості \dot{x} колодки, що обчислюються за формулою (1.111);
7. коефіцієнти \tilde{A}_k ряду Фур'є для швидкості \dot{y} колодки, що обчислюються по формулах (1.112), - (1.113);
8. коефіцієнти \tilde{B}_k ряду Фур'є для швидкості \dot{y} колодки, що обчислюються за формулою (1.114);
9. амплітуди \tilde{C}_k гармонік ряду Фур'є для швидкості \dot{y} колодки, що обчислюються за формулою (1.110);
10. фази $\tilde{\varphi}_k$ гармонік ряду Фур'є для швидкості \dot{y} колодки, що обчислюються за формулою (1.111).

Текстовий файл fort.14 містить наступні стовпці:

1. номер гармоніки;
2. частота гармоніки ω ;
3. коефіцієнти $\tilde{\tilde{A}}_k$ ряду Фур'є для прискорення \ddot{x} колодки, що обчислюються по формулах (1.117), (1.118);
4. коефіцієнти $\tilde{\tilde{B}}_k$ ряду Фур'є для прискорення \ddot{x} колодки, що обчислюються за формулою (1.119);
5. амплітуди $\tilde{\tilde{C}}_k$ гармонік ряду Фур'є для прискорення \ddot{x} колодки, що обчислюються за формулою (1.115);
6. фази $\tilde{\tilde{\varphi}}_k$ гармонік ряду Фур'є для прискорення \ddot{x} колодки, що обчислюються за формулою (1.116);

7. коефіцієнти \tilde{A}_k ряду Фур'є для прискорення \ddot{y} колодки, що обчислюються по формулах (1.117), (1.118);

8. коефіцієнти \tilde{B}_k ряду Фур'є для прискорення \ddot{y} колодки, що обчислюються за формулою (1.119);

9. амплітуди \tilde{C}_k гармонік ряду Фур'є для прискорення \ddot{y} колодки, що обчислюються за формулою (1.115);

10. фази $\tilde{\varphi}_k$ гармонік ряду Фур'є для прискорення \ddot{y} колодки, що обчислюються за формулою (1.116).

Текстовий файл fort.15 містить наступні стовпці:

1. номер гармоніки;
2. частота гармоніки ω ;
3. амплітуди \tilde{C}_k гармонік ряду Фур'є для прискорення \ddot{x} колодки, що обчислюються за формулою (1.115);
4. амплітуди \hat{C}_k гармонік ряду Фур'є для прискорення \ddot{x} колодки, що обчислюються за формулою (1.105);
5. різниця амплітуд \tilde{C}_k і \hat{C}_k гармонік ряду Фур'є для прискорення \ddot{x} колодки, вчислених відповідно по формулах (1.115) і (1.105);
6. амплітуди \tilde{C}_k гармонік ряду Фур'є для прискорення \ddot{y} колодки, що обчислюються за формулою (1.115);
7. амплітуди \hat{C}_k гармоніки ряду Фур'є для прискорення \ddot{y} колодки, що обчислюються за формулою (1.105);
8. різниця амплітуд \tilde{C}_k і \hat{C}_k гармонік ряду Фур'є для прискорення \ddot{y} колодки, вчислених відповідно по формулах (1.115) і (1.105).

Текстовий файл fort.16 містить наступні стовпці:

1. номер розрахунку;
2. максимальні значення переміщень x колодки;
3. мінімальні значення переміщень x колодки;

4. максимальні значення швидкості \dot{x} колодки;
5. мінімальні значення швидкості \dot{x} колодки;
6. максимальні значення прискорення \ddot{x} колодки;
7. мінімальні значення прискорення \ddot{x} колодки;
8. максимальні значення переміщень u колодки;
9. мінімальні значення переміщень u колодки;
10. максимальні значення швидкості \dot{y} колодки;
11. мінімальні значення швидкості \dot{y} колодки;
12. максимальні значення прискорення \ddot{y} колодки;
13. мінімальні значення прискорення \ddot{y} колодки.

Подальша обробка результатів розрахунків проводиться шляхом імпорту даних в табличний процесор, наприклад Microsoft Excel, і використання вбудованих можливостей візуалізації даних.

1.4.4 Верифікація розроблених алгоритмів і програмного забезпечення. Для верифікація розроблених алгоритмів і програмного забезпечення виконано комп'ютерне моделювання фрикційних коливань простої одинмасової системи. В результаті обчислювальних експериментів встановлено, що при використанні тришарових різницевоїх схем доцільно вибирати наступні значення вагових коефіцієнтів :

$$\theta_1 = \theta_3 = 0,25, \quad \theta_2 = 1.0 - \theta_1 - \theta_3 = 0,5,$$

а при використанні двошарових різницевоїх схем доцільно вибирати наступне значення вагового коефіцієнта :

$$\theta = 0,5.$$

Проведені розрахунки підтвердили високу обчислювальну ефективність використання для інтеграції за часом рівнянь руху даної динамічної системи двошарових і тришарових різницевоїх схем з вагами.

1.5 Спектральний аналіз тангенціальних і нормальних коливань в гальмівних механізмах

1.5.1 Критерій відновлення руху динамічної системи на основі чисельного рішення. Застосування розробленого вище обчислювального алгоритму дозволяє отримати тимчасові ряди, що описують переміщення зосереджених мас динамічної системи в дискретні моменти часу t_n , які, як правило, беруться через рівні проміжки часу h_d , звану періодом дискретизацію. Величина f_d , зворотна періоду дискретизації, називається частотою дискретизації

$$f_d = \frac{1}{h_d}. \quad (1.109)$$

Відповідна їй кругова частота ω_d визначається таким чином

$$\omega_d = \frac{2\pi}{h_d}. \quad (1.110)$$

Очевидно, що представлення безперервних переміщень набором дискретних значень приводить до втрати інформації про рух, оскільки залишаються невідомими переміщення в проміжках часу між дискретними значеннями t_n . Проте, можна виділити клас рухів, для яких такої втрати інформації не відбувається і які можуть бути точно відновлені по своїх значеннях в дискретні моменти часу t_n . Відповідно до теореми Котельникова будь-який безперервний сигнал $x(t)$, спектр якого не містить складових з частотою вище за частоту дискретизації ω_d може бути без втрати інформації представлений своїми дискретними значеннями, узятими з інтервалом h , що задовольняє нерівності

$$h < \frac{1}{2f_d} = \frac{\pi}{\omega_d}. \quad (1.111)$$

Таким чином, задачу ідентифікації і встановлення характеристик динамічного режиму даної динамічної системи можна вирішувати на основі аналізу тимчасових рядів переміщень, отриманих за допомогою

розробленого вище обчислювального алгоритму. Необхідно також досліджувати вплив тертя і дисипативних властивостей динамічної системи на характер її руху.

Розглядаючи тимчасові ряди переміщень зосереджених мас динамічної системи як дискретний сигнал, для ідентифікації і встановлення характеристик динамічного режиму можна використовувати методи кореляційного і спектрального аналізу дискретних сигналів.

1.5.2 Автокореляційна функція. Нехай відомі значення дискретного сигналу (часовий ряд) $\{x_n\}$, $n = \overline{1, N+M}$. Тоді дискретна автокореляційна функція сигналу $\{x_n\}$ обчислюється за формулою

$$\psi_m = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x_n \cdot x_{n+m}, \quad m = \overline{0, M}. \quad (1.112)$$

де ψ_m , $m = \overline{0, M}$ - дискретна автокореляційна функція.

Автокореляційна функція служить мірою міри схожості сигналу з самим собою у минулому. Якщо часовий ряд періодичний з періодом K , то його автокореляційна функція також має періодичність

$$\psi_m = \psi_{m+K}, \quad m = \overline{0, M}. \quad (1.113)$$

При цьому виконується нерівність

$$\psi_0 > \psi_m, \quad 0 < m < K. \quad (1.114)$$

Якщо часовий ряд $\{x_n\}$ є аперіодичним, то його автокореляційна функція повинна мати кінцевий носій, тобто перетворюватися на нуль поза кінцевим інтервалом часу. Для кінцевих відрізків тимчасових рядів критерій аперіодичності можна сформулювати таким чином: для будь-кого $\varepsilon > 0$ існує $M(\varepsilon)$ таке, що

$$|\psi_m| \leq \varepsilon, \quad \forall m > M(\varepsilon). \quad (1.115)$$

Таким чином, обчислення автокореляційної функції для цього тимчасового ряду дозволяє не лише встановити чи є він періодичним, але і визначити його період в цьому випадку.

1.5.3 Дискретне перетворення Фур'є. Розкладанню в ряд Фур'є можуть піддаватися періодичні сигнали (тимчасові ряди). При цьому вони представляються у вигляді суми гармонійних функцій або комплексних експонент з частотами, що утворюють арифметичну прогресію. З механічної точки зору, розкладання досліджуваного руху в ряд Фур'є відповідає його представленню у вигляді сукупності простих гармонійних рухів.

Розкладання в ряд Фур'є застосовано як до безперервних функцій, так і до дискретних послідовностей. Нехай часовий ряд $\{x_n\}$ є періодичним з періодом K , тобто

$$x_{n+K} = x_n, \quad \forall n. \quad (1.116)$$

Такий часовий ряд повністю описується кінцевим набором чисел, як який можна узяти довільний фрагмент завдовжки K , наприклад $\{x_n\}$, $n = \overline{0, K-1}$. Відоме, що речовий періодичний дискретний сигнал (часовий ряд) має періодичний дискретний спектр $\{X_n\}$, що має властивість симетрії

$$X_{n+K} = X_n, \quad \forall n; \quad (1.117)$$

$$X_{K-n} = X_n, \quad 0 < n < K. \quad (1.118)$$

В цьому випадку часовий ряд $\{x_n\}$ можна представити у вигляді кінцевого ряду Фур'є в тригонометричній формі

$$x_n = \sum_{k=0}^{K/2} A_k \cos \frac{2\pi kn}{K} + \sum_{k=0}^{K/2} B_k \sin \frac{2\pi kn}{K} = \sum_{k=0}^{K/2} C_k \cos \left(\frac{2\pi kn}{K} + \varphi_k \right). \quad (1.119)$$

де A_k, B_k - коефіцієнти ряду Фур'є, що обчислюються по формулах

$$A_k = \frac{2}{N} \sum_{n=0}^{K-1} x_n \cos \frac{2\pi kn}{K}, \quad k = 1, \dots, \frac{K}{2} - 1; \quad (1.120)$$

$$A_k = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{K-1} x_n \cos \frac{2\pi kn}{K}, \quad k = 0, \frac{K}{2}; \quad (1.121)$$

$$B_k = \frac{2}{N} \sum_{n=0}^{K-1} x_n \sin \frac{2\pi kn}{K}, \quad k = 1, \dots, \frac{K}{2} - 1. \quad (1.122)$$

Ряд Фур'є можна також представити у вигляді

$$x_n = \sum_{k=0}^{K/2} C_k \cos \left(\frac{2\pi kn}{K} + \varphi_k \right). \quad (1.123)$$

де C_k - амплітуда k -ої гармоніки, обчислювана за формулою

$$C_k = \sqrt{A_k^2 + B_k^2}, \quad k = 0, \dots, \frac{K}{2}; \quad (1.124)$$

де φ_k - фаза k -ої гармоніки, обчислювана за формулою

$$\varphi_k = \operatorname{arctg}\left(-\frac{B_k}{A_k}\right), \quad k = 0, \dots, \frac{K}{2}. \quad (1.125)$$

Будучи за своєю суттю спектром дискретного періодичного сигналу, дискретне перетворення Фур'є дозволяє відновлювати початковий безперервний періодичний сигнал, що займає обмежену смугу частот.

1.6 Результати обчислювальних експериментів. Для верифікації розробленої методики моделювання процесів коливань в гальмівних механізмах проведена серія обчислювальних експериментів за рішенням ряду модельних задач.

При виконанні розрахунків набували наступних значень параметрів математичної моделі :

маса колодки - 1 кг;

швидкість основи - 1 м/с;

коефіцієнт тертя - 0,2

амплітуда шорсткості колодки - 0,1 м/с;

амплітуда шорсткості колеса - 0,1 м/с;

крок шорсткості колодки - 0,1 м/с;

крок шорсткості колеса - 0,1 м/с;

зрушення фаз шорсткостей - 0;

коефіцієнт жорсткості шорсткостей - 1000 Н/м;

довжина майданчика контакту - 1 м;

жорсткість конструктивного зв'язку - 1 - 1000 Н/м;

коефіцієнт в'язкості конструктивного зв'язку- 1 - 1 Н*с/м;

кут нахилу конструктивного зв'язку - 1 - 180^0 ;

жорсткість конструктивного зв'язку- 2 - 1000 Н/м;

коефіцієнт в'язкості конструктивного зв'язку - 2 - 1 Н*с/м ;

кут нахилу конструктивного зв'язку - 2 - 90^0 ;

початкове зусилля стискування конструктивного зв'язку- 2 - 50 Н .

На рис. 1.4 приведені залежності в часі компонент переміщень колодки гальмівного механізму. Крива 1 відповідає тангенціальним переміщенням, а крива 2 - нормальним переміщенням.

На рис. 1.5 приведені залежності в часі компонент швидкості колодки гальмівного механізму. Крива 1 відповідає швидкості в тангенціальному напрямі, а крива 2 - швидкості в напрямі, нормальному до поверхні контакту.

На рис. 1.6 приведені залежності в часі компонент прискорень колодки гальмівного механізму. Крива 1 відповідає прискоренню в тангенціальному напрямі, а крива 2 - прискоренню в напрямі, нормальному до поверхні контакту.

На рис. 1.7 зображена фазова діаграма для тангенціальних переміщень, а на рис. 1.8 - фазова діаграма для нормальних переміщень.

На рис. 1.9 приведені залежності в часі кінетичної енергії колодки гальмівного механізму.

На рис. 1.10 приведені залежності в часі потенційна енергія пружної деформації двосторонніх зв'язків, а на рис. 1.11 - залежності в часі потужностей диссипативних сил в двосторонніх зв'язках.

На рис. 1.12 приведені залежності в часі кінетичної, потенційної і повної енергії коливань колодки гальмівного механізму.

На рис. 1.13 приведені залежності в часі сил контактної взаємодії, що виникають в гальмівному механізмі.

На рис. 1.14 приведені графіки автокореляційних функцій для компонент переміщень колодки гальмівного механізму.

На рис. 1.15 приведені спектри компонент переміщень колодки гальмівного механізму, на рис. 1.16 - спектри компонент швидкості колодки, а на рис. 1.17 - спектри компонент прискорень колодки.

Аналіз отриманих результатів обчислювального експерименту дозволяє зробити висновок, що для заданого набору параметрів гальмівного механізму реалізується сталий режим релаксаційних коливань колодки.

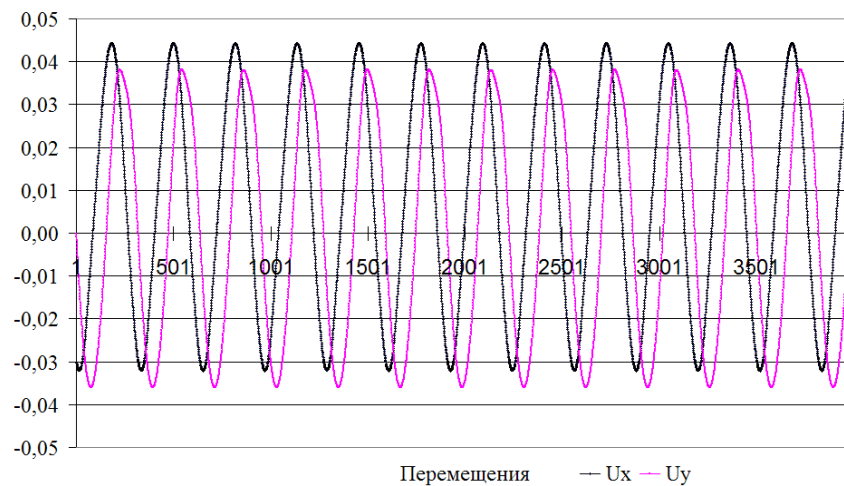


Рисунок 1.4 – Переміщення колодки гальмівного механізму

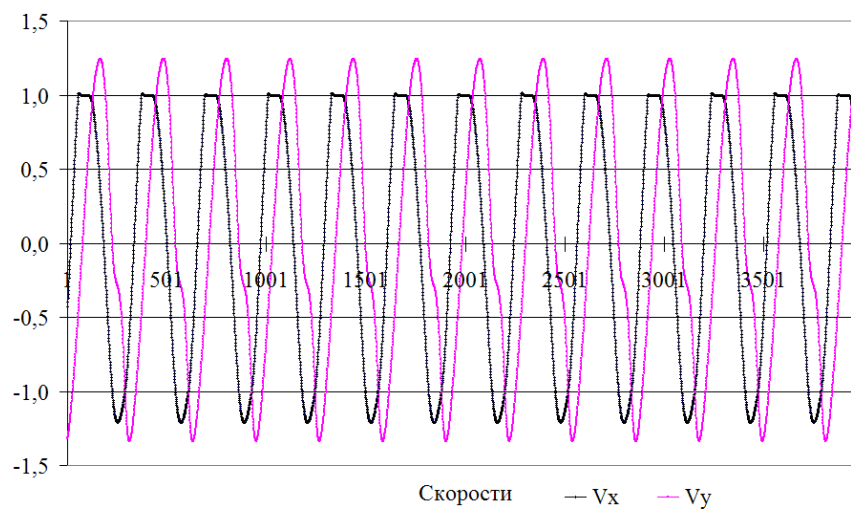


Рисунок 1.5 – Компоненти швидкості колодки гальмівного механізму

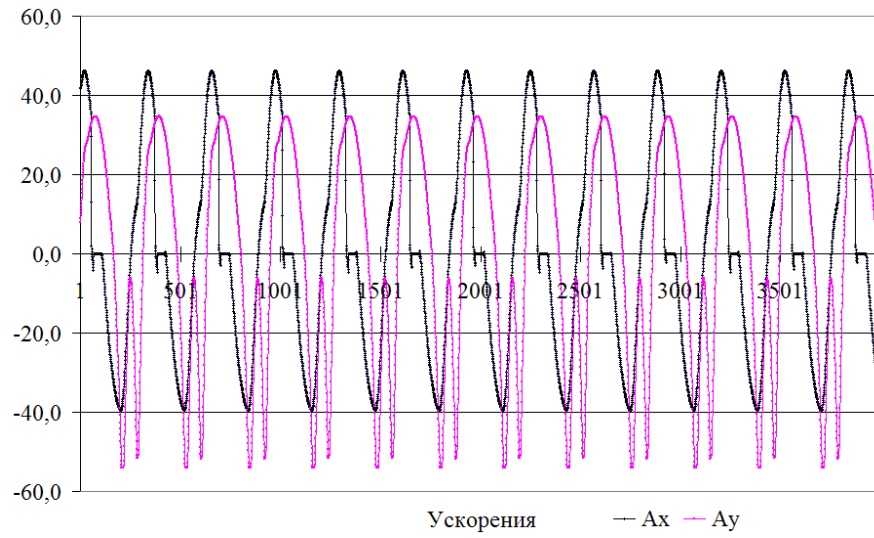


Рисунок 1.6 – Компоненти прискорення колодки гальмівного механізму

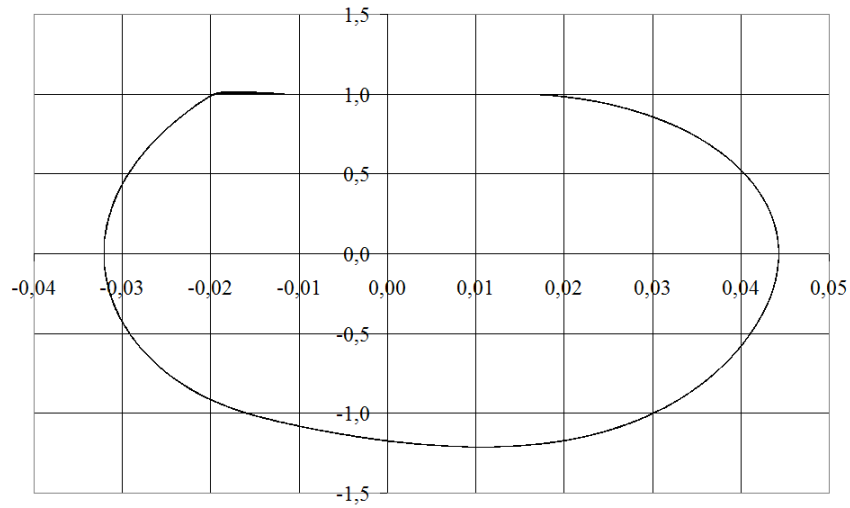


Рисунок 1.7 – Фазова діаграма тангенціальних переміщень

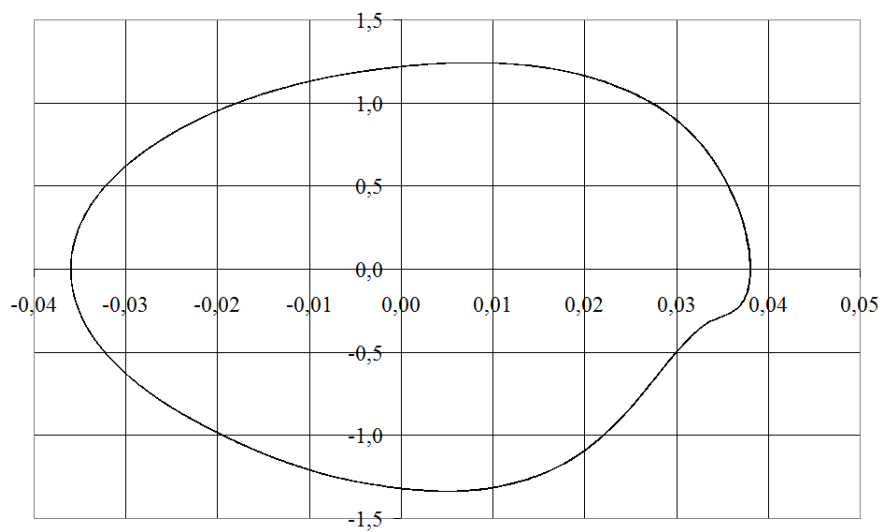


Рисунок 1.8 – Фазова діаграма нормальних переміщень

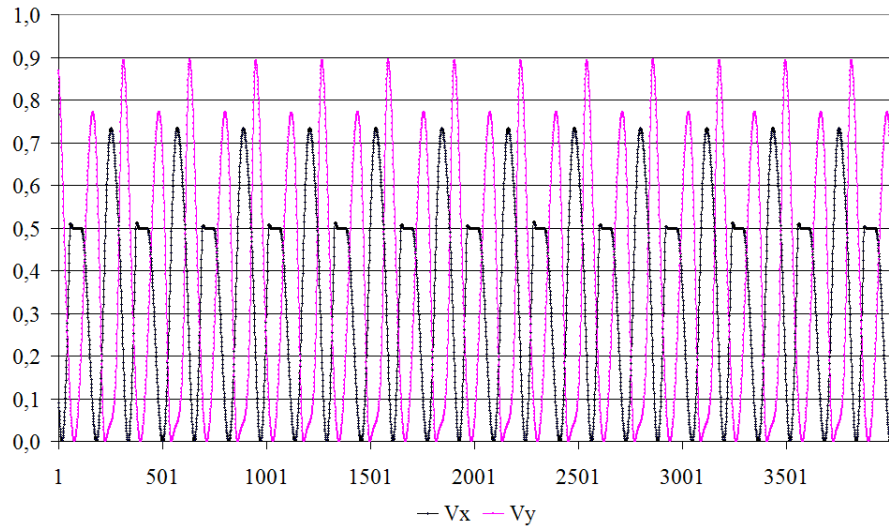


Рисунок 1.9 – Кінетична енергія колодки гальмівного механізму

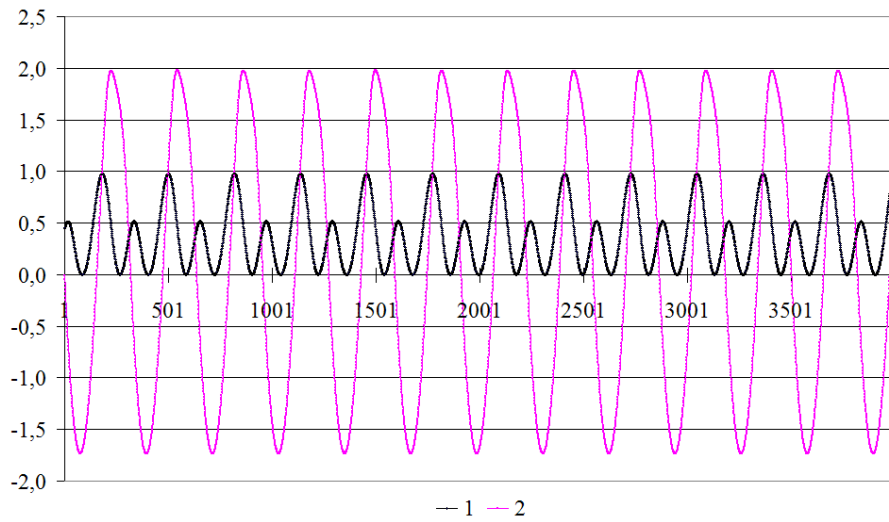


Рисунок 1.10 – Потенційна енергія двосторонніх зв'язків

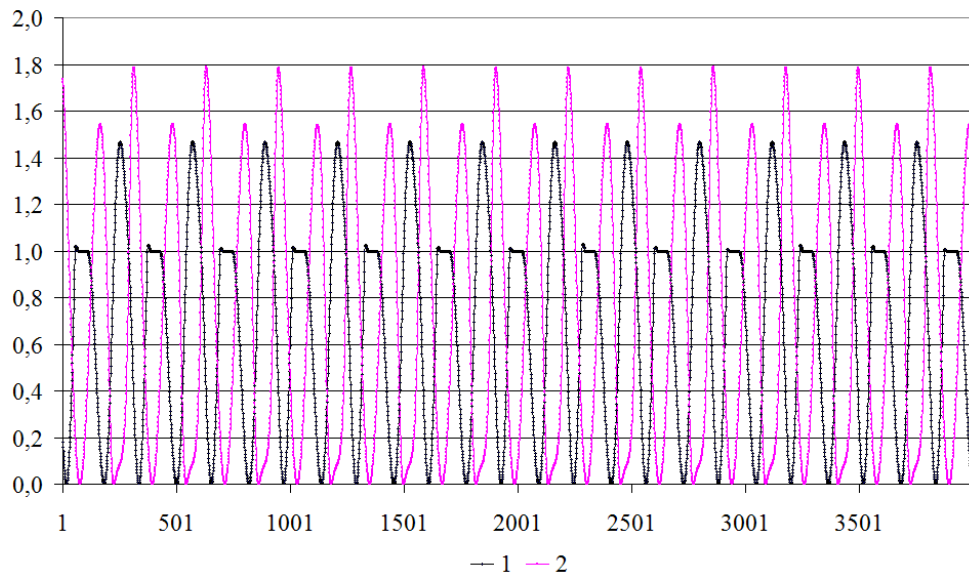


Рисунок 1.11 Потужність дисипативних сил двосторонніх зв'язків

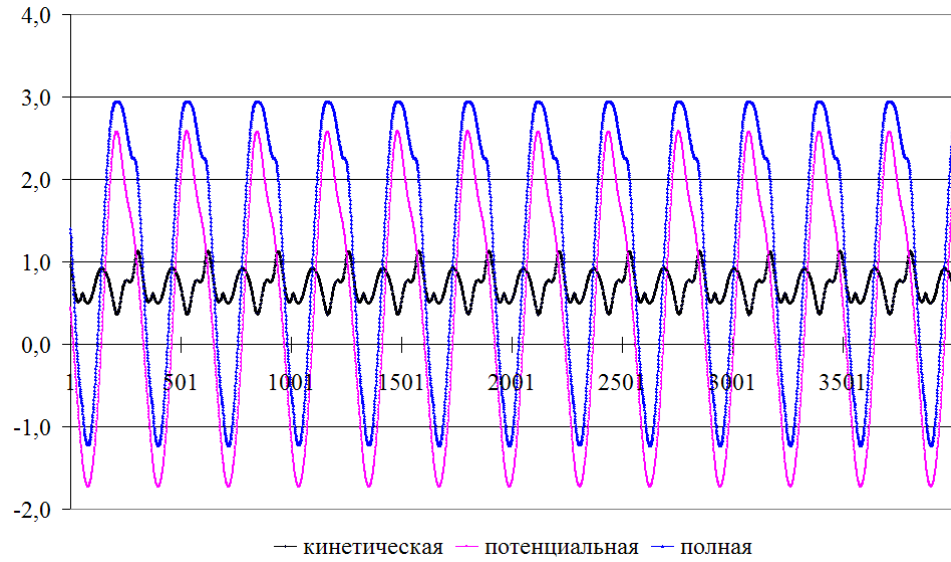


Рисунок 1.12 – Енергія коливань колодки гальмівного механізму



Рисунок 1.13 – Сили контактної взаємодії

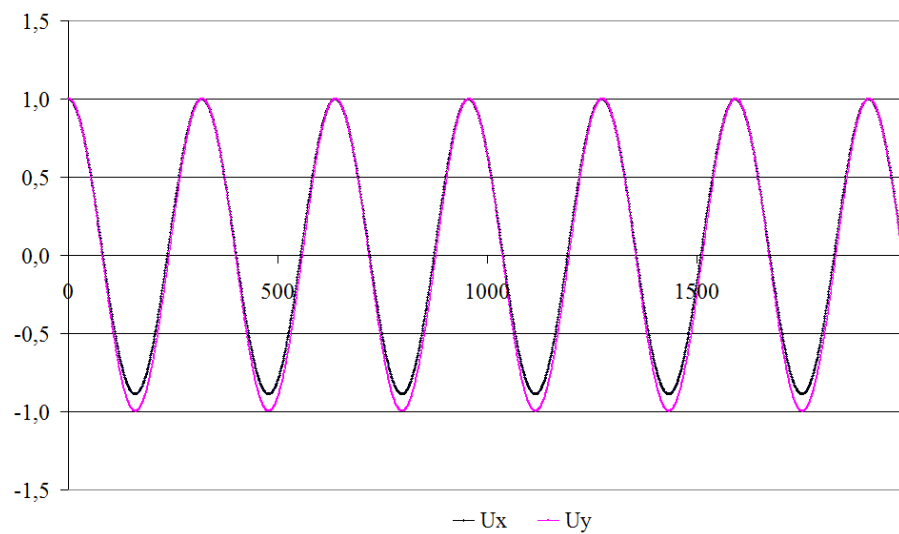


Рисунок 1.14 – Автокореляційні функції

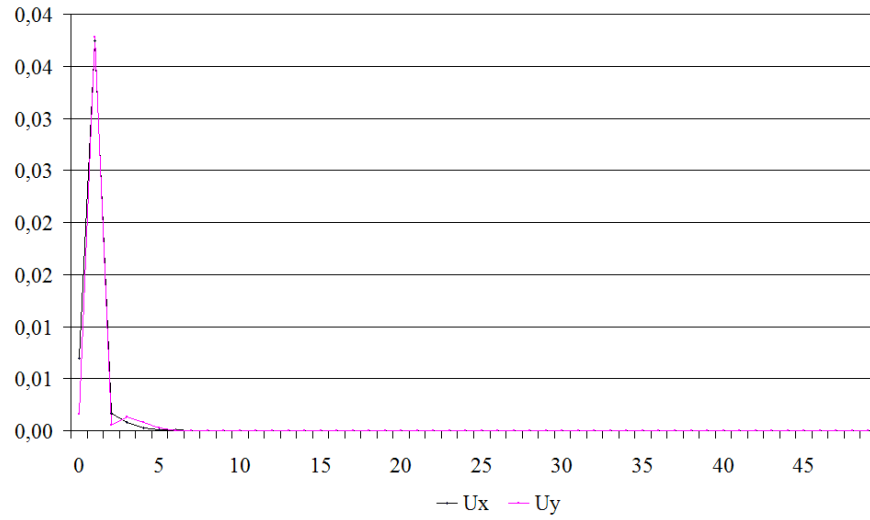


Рисунок 1.15 – Спектр переміщень колодки гальмівного механізму

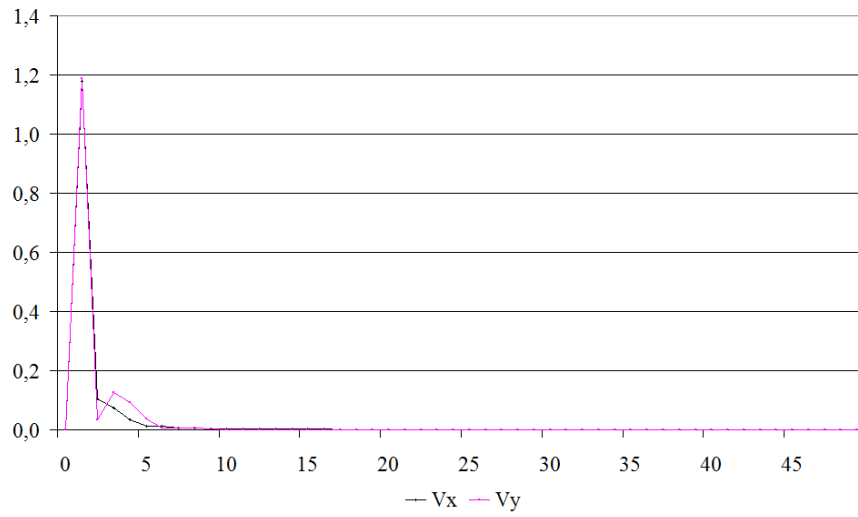


Рисунок 1.16 – Спектр швидкостей колодки гальмівного механізму

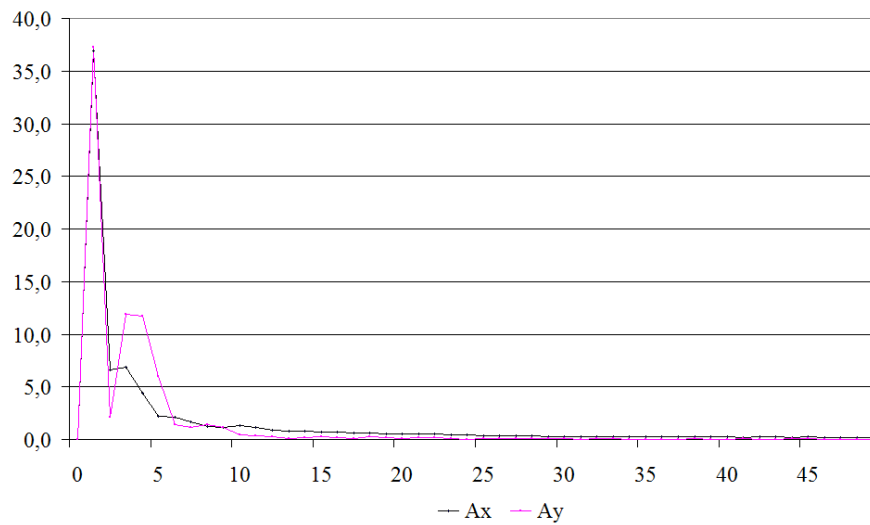


Рисунок 1.17 – Спектр прискорень колодки гальмівного механізму

1.7 Висновки

Розроблена математична модель фрикційних коливань в гальмівному механізмі, обумовлених деформацією шорстких контактуючих поверхонь, тертя між якими описується законом Амонтона. Отримано варіаційне формулювання у вигляді квазіваріаційної нерівності динамічної задачі для коливальної системи з двома ступенями свободи за наявності в'язкого і сухого тертя Амонтона і деформації шорстких контактуючих поверхонь. Дискретизація варіаційного завдання за часом виконана на основі двох- і тришарових різницевих схем. Для вирішення отриманих на кожному кроці інтегрування за часом квазіваріаційних нерівностей запропонований ітераційний процес, що дозволяє звести рішення задачі до рішення послідовних варіаційних нерівностей з доданками, що не диференціюються, обумовленими наявністю сил тертя. Побудовані еквівалентні варіаційним нерівностям з доданками, що не диференціюються, задачі мінімізації, рішення яких отримані в явному виді.

Розроблені обчислювальні алгоритми чисельного моделювання фрикційних коливань в гальмі методом встановлення, реалізовані у вигляді пакету прикладних програм. На основі обчислювальних експериментів встановлено, що при використанні для вирішення даного класу задач тришарових різницевих схем мінімальну схемну в'язкість мають симетричні схеми при $\Theta_1 = \Theta_3$. Розроблена математична модель, що враховує нормальні коливання гальмівної колодки, викликані шорсткістю контактуючих поверхонь, описує виникнення тангенціальних фрикційних коливань в пружній системі, в якій не вводиться штучна різниця між статичним і динамічним коефіцієнтами тертя.

Задачу ідентифікації і встановлення характеристик динамічного режиму даної динамічної системи можна вирішувати на основі аналізу тимчасових рядів переміщень, отриманих за допомогою розробленого обчислювального алгоритму, методами кореляційного і спектрального аналізу дискретних сигналів.

2. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПІДКРІПЛЕННЯ ЛОБОВИН БОБІННИХ ПІДЙОМНИКІВ

Державна політика України, як і багатьох економічно розвинених країн, що мають вихід до моря, зводиться до розширення матеріально сировинної бази за рахунок освоєння морських родовищ. Що застосовуються при підводних геологорозвідувальних роботах барабанні піднімальні машини з металевим канатом не підходять для промислового використання через швидку корозію й недостатніх тягових характеристик. Тому НПО «Океанмаш» виконав попередній проект видобутку сапропелю із дна Чорного моря, у якому у якості підйомника пропонується використовувати бобінну підймальну машину з багатошаровим намотуванням гумотросового канату РТЛ-6000.

2.1 Комп'ютерні моделі напружено-деформованого стану підкріплення лобовин бобінних підйомних машин

В 2009 і 2010 роках була створена твердотільна модель реберного та косиного підкріплення лобовин бобін піднімальних машин з гумотросовим канатом та проведено теоретичні дослідження напружено-деформованого стану бобінних підйомників [1]. Для раціонального проектування тонкостінної підкріпленої конструкції бобіни необхідно створити її комп'ютерні й математичні моделі [2-3], що є актуальною науковою задачею.

На рис. 2.1 представлено розріз повної комп'ютерної моделі бобіни, яка підкріплена шпангоутами, швелерами, ребрами, косинками та стопорним кільцем. Грані, суміжні із маточиною, зафіксовані. На кожному полю для намотування канату прикладено тиск 3,84 МПа.

Було досліджено три конструкції підкріплювальних ребер: прямолінійне (рис. 2.2), криволінійне (рис. 2.3) й укорочене (рис. 2.4), яке не

досягає обичайки. Максимальне значення інтенсивності напруг у барабані за критерієм Мізеса склало відповідно 181 МПа, 226 МПа й 126 МПа.

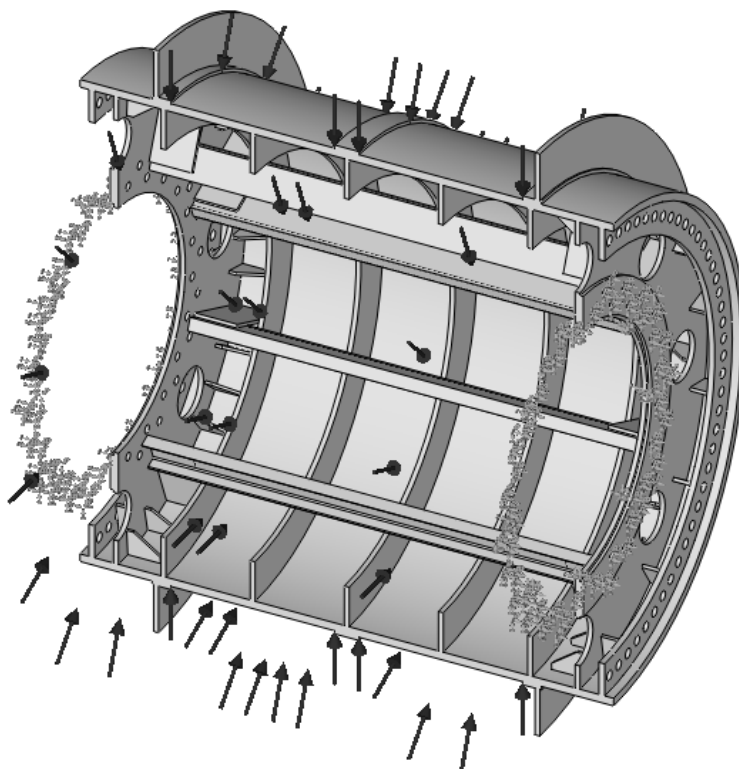


Рисунок 2.1 – Розріз повної комп'ютерної моделі бобіни

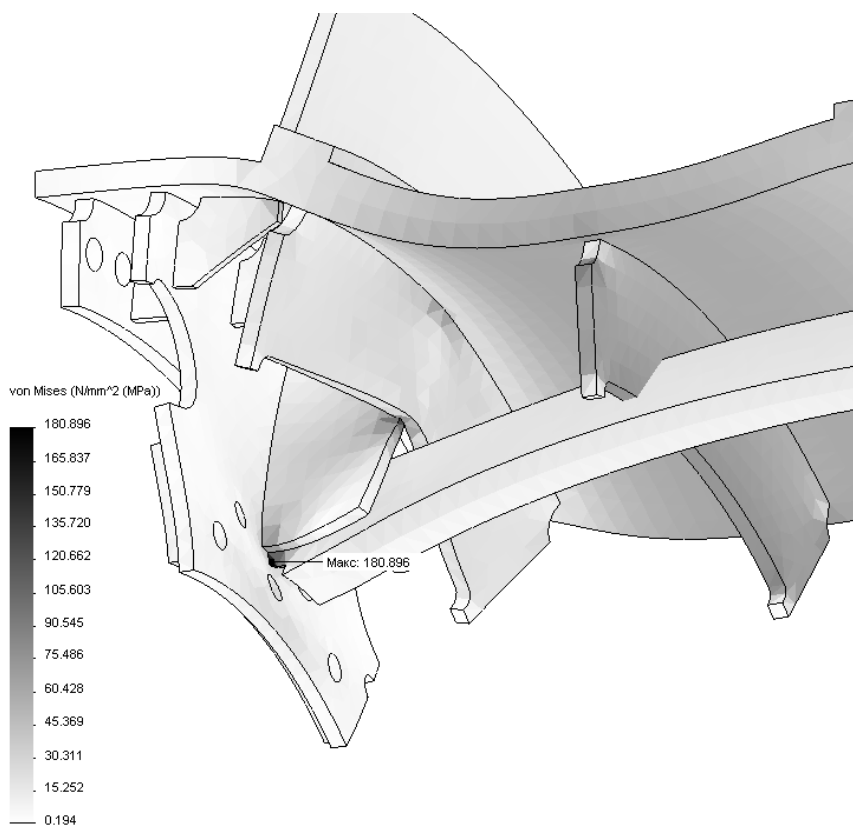


Рисунок 2.2 – Поле інтенсивностей напруг в бобіні з прямим ребром

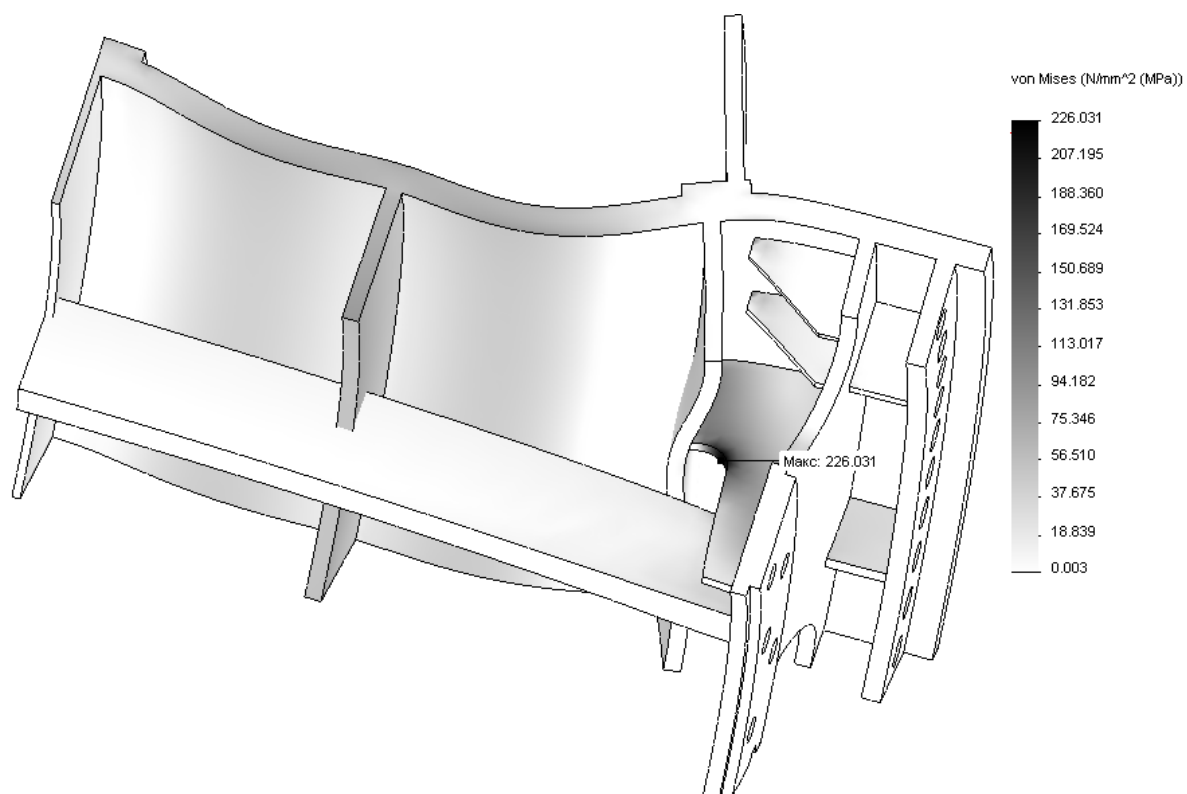


Рисунок 2.3 – Поле інтенсивностей напруг в бобіні з криволінійним ребром

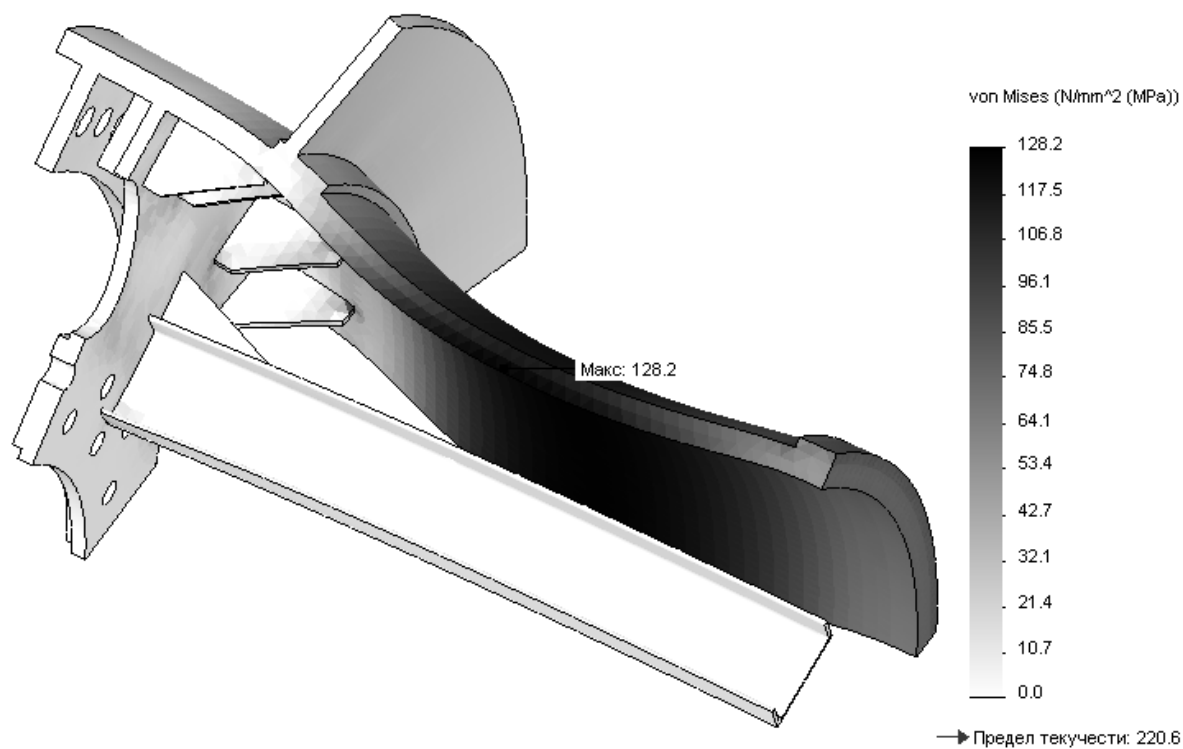


Рисунок 2.4 – Поле інтенсивностей напруг в бобіні з укороченим ребром

Слід зазначити, що при застосуванні прямого ребра в конструкції виникає концентратор напруг типу внутрішнього кута й при подальшій зменшенні кроку сітки напруги прямують до нескінченності. Укорочене ребро служить для кріплення швелерів і не викликає істотних напруг (максимальними є окружні напруги стиску, викликані рівномірно розподіленим тиском). Тому в подальших дослідженнях було розглянуто тільки вкорочене ребро.

При зменшенні кроку сітки кінцевих елементів стає помітним вплив концентратора напруг типу внутрішній кут на стику косинки з обичайною (рис. 2.5). Тому для дослідження підкріплення лобовини косинками була створена модель, що охоплює тільки окіл косинки. Була розроблена скінчено-елементна сітка з розміром елемента 10 мм і з застосуванням керування сіткою з розміром 1 мм (рис. 2.6). Застосування такої сітки призвело до збільшення максимальної інтенсивності напруг до 517 МПа (рис. 2.7).

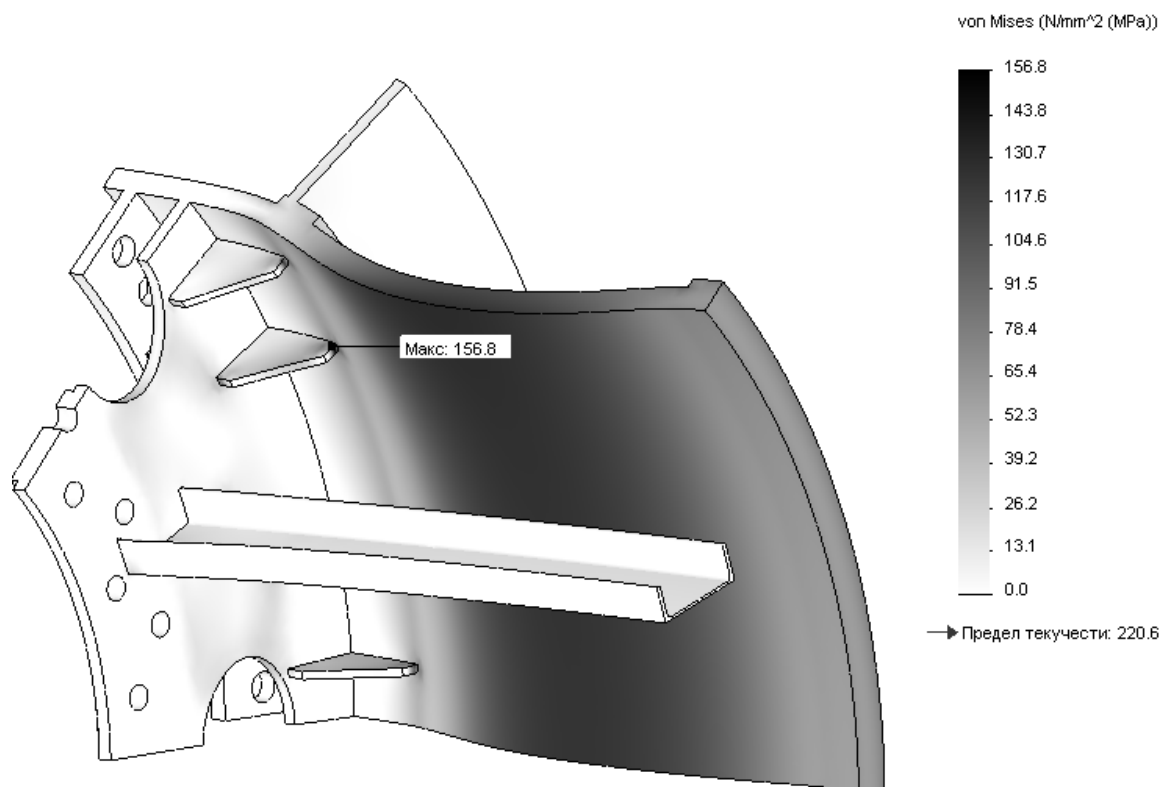


Рисунок 2.5 – Поле інтенсивностей напруг в бобіні з укороченим ребром (дрібна сітка скінчених елементів)

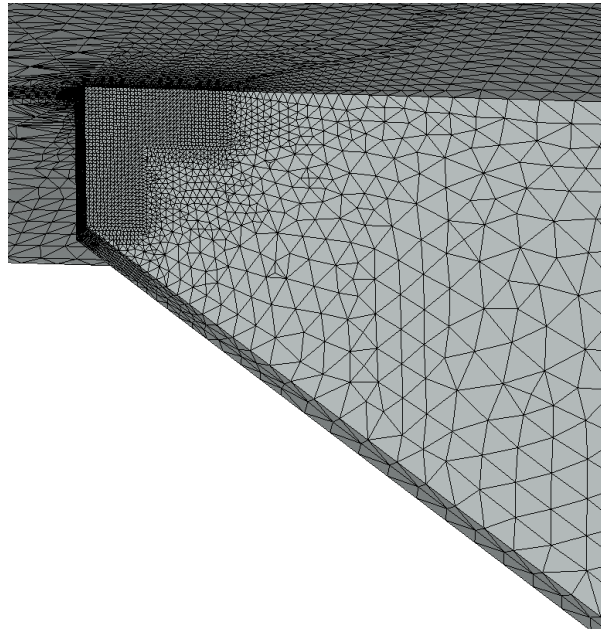


Рисунок 2.6 – Скінчено-елементна сітка з розміром елемента 10 мм і застосуванням керування сіткою з розміром 1 мм

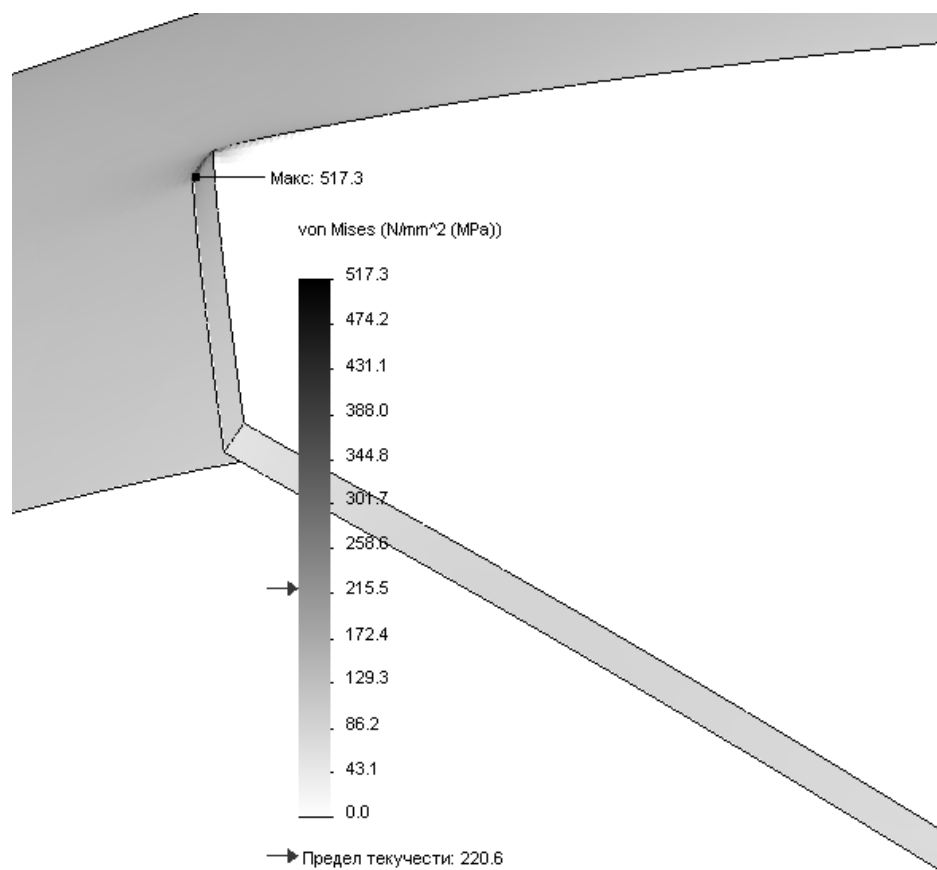


Рисунок 2.7 – Поле інтенсивностей напруг обчислене за допомогою скінчено-елементної сітки з розміром елемента 10 мм і застосуванням керування сіткою з розміром 1 мм.

При проектуванні ребер барабанних підймальних машин передбачена обробка після зварювання для створення зняття концентратора напруг. Надалі побудуємо модель такої конструкції косиночного підкріплення (рис. 2.8). Осьовою лінією показана початкова форма косинки. Буквами L і R позначені параметричні розміри – довжина косинки й радіус скруглення.

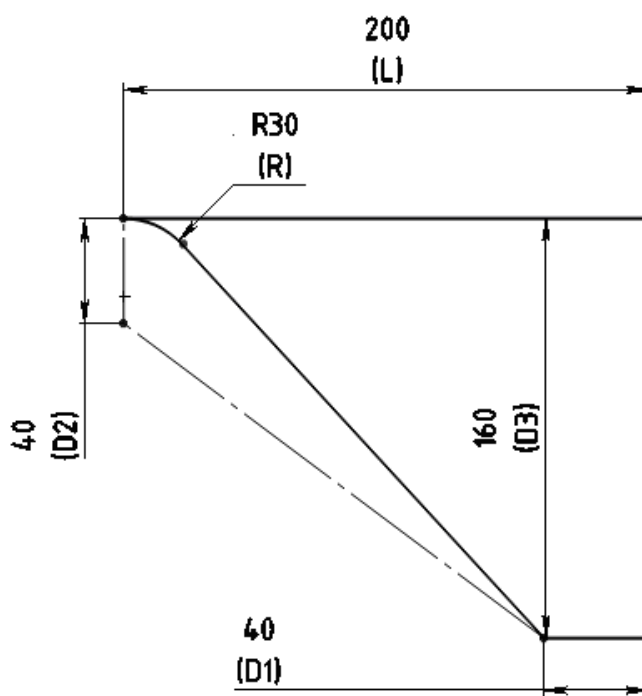


Рисунок 2.8 – Пропонована форма косинки з обробкою після зварювання

Отримане поле інтенсивностей напружень наведено на рис. 2.9. Максимальні напруги як і раніше зосереджені в місці стику косинки й обичайки. Для зменшення жорсткості косинки були виконані розрахунки з зменшеною довжиною косинки $L=100$ мм (рис. 2.10) і збільшеним радіусом скруглення $R=80$ мм (рис. 2.11). Було встановлено, що таке зменшення жорсткості приводить до перерозподілу максимальних інтенсивностей напружень – переважаючими стають напруги кільцевого стиску удалині від лобовини й косинки.

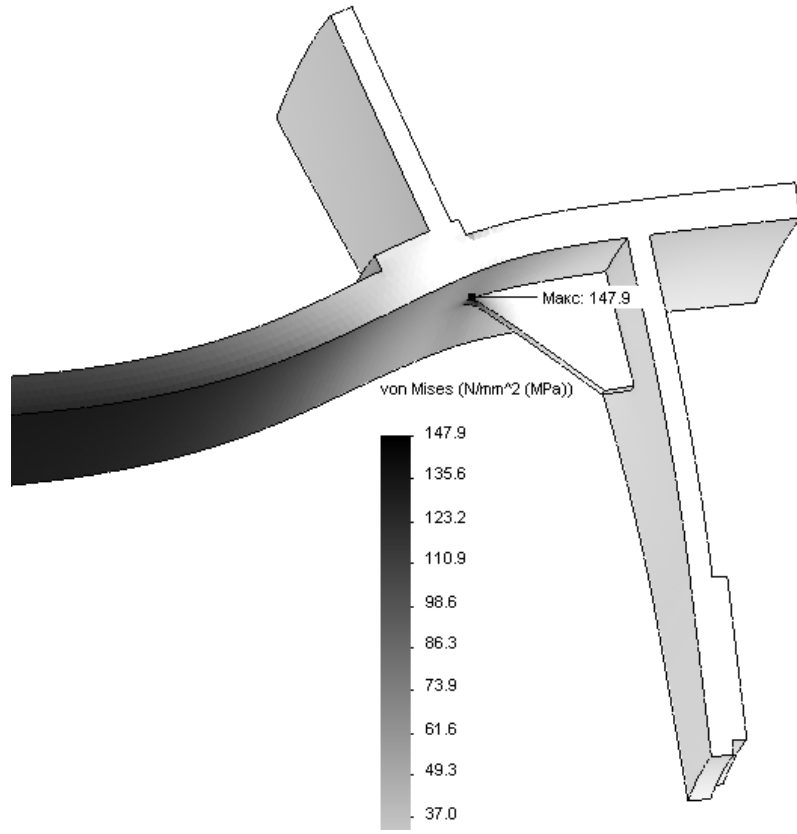


Рисунок 2.9 – Поле інтенсивностей напружень
(розміри косинки: $L=200$ мм, $R=30$ мм)

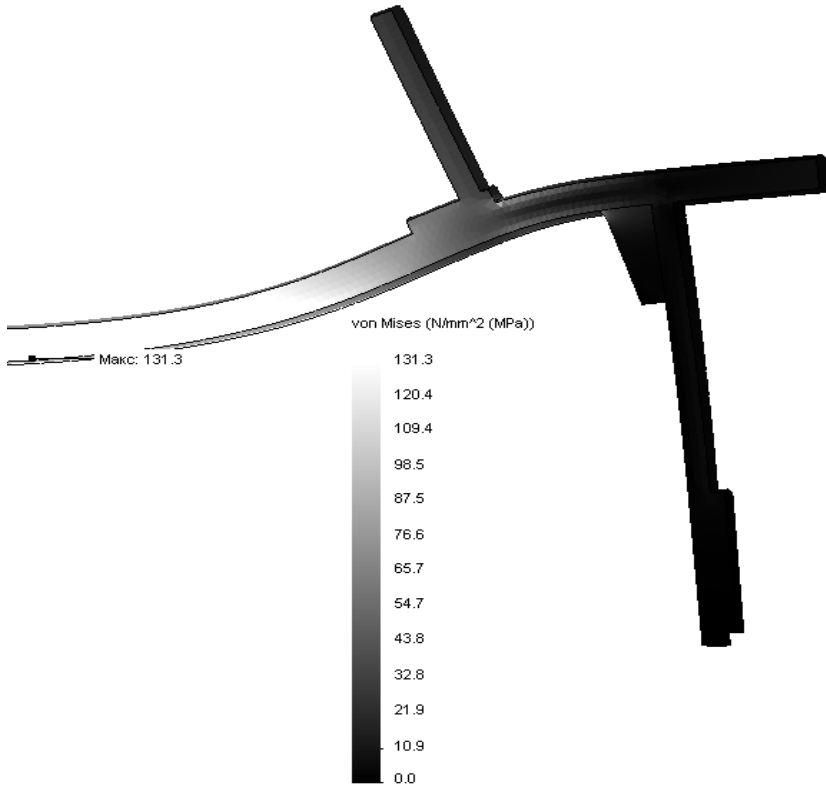


Рисунок 2.10 – Поле інтенсивностей напружень
(розміри косинки: $L=100$ мм, $R=30$ мм)

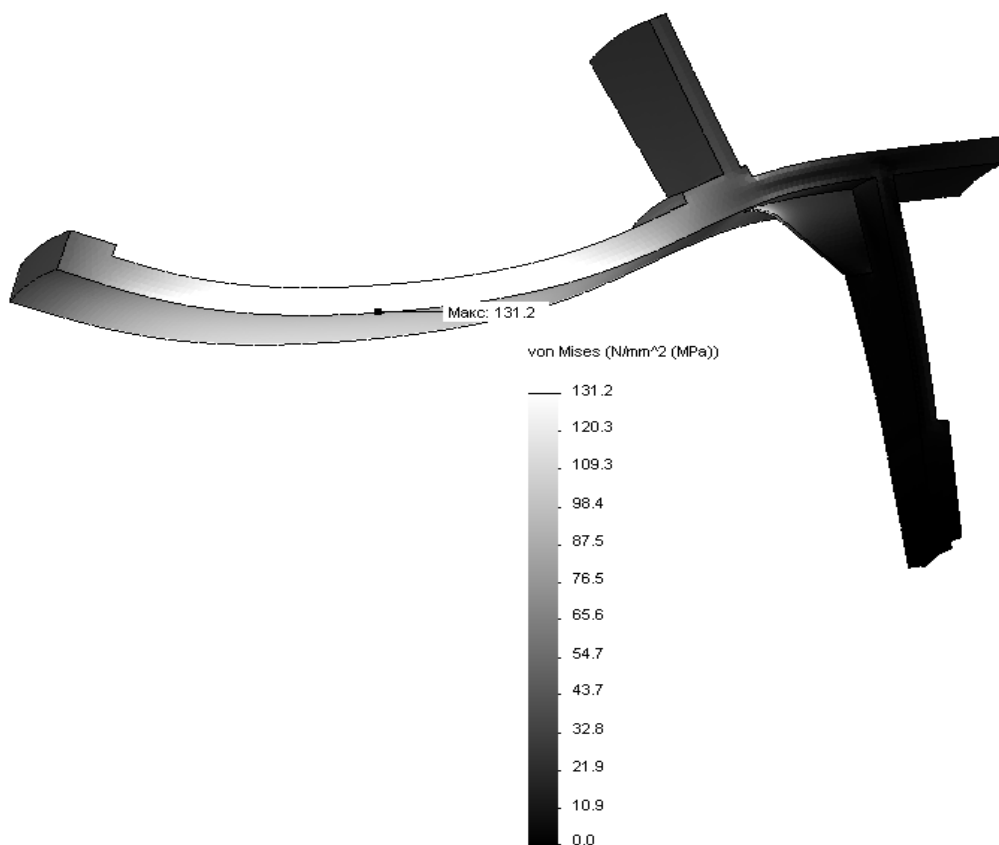


Рисунок 2.11 – Поле інтенсивностей напружень
(розміри косинки: $L=200$ мм, $R=80$ мм)

2.2 Математичні моделі напружено-деформованого стану підкріплення лобовин бобінних підйомних машин

Щоб детальніше дослідити це явище в середовищі Solidworks Simulation для 8 значень довжини косинки (від 130 мм до 200 мм) і 6 значень радіуса скруглення (від 10 мм до 35 мм) було виконано обчислювальний експеримент.

Введемо позначення для приведених розмірів косинки й максимальних напружень

$$R_{i\delta} = R \cdot 0,2 - 1; \quad L_{i\delta} = L \cdot 0,1 - 12; \quad S_{i\delta} = \left(\frac{S}{S_{\epsilon}} - 1 \right) \cdot 100,$$

де S – максимальна інтенсивність напружень,

S_{κ} – напруження кільцевого стиску.

Результати експерименту наведені на рис. 2.12.

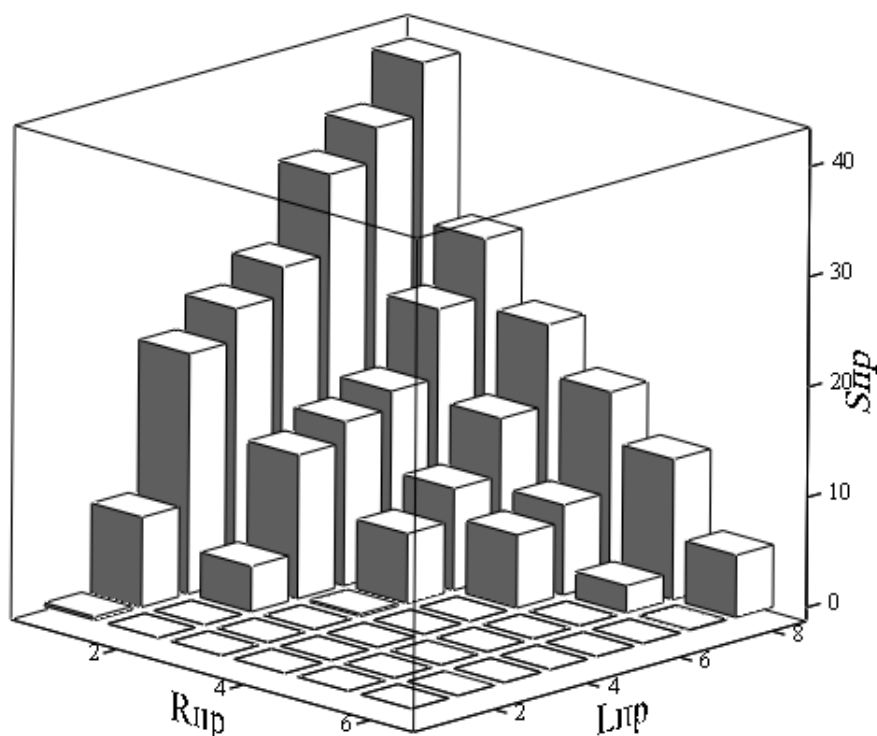


Рисунок 2.11 – Залежність обчислених в Solidworks Simulation приведених напруг у косинці від її приведених розмірів

З рис. 2.11 видно, що залежність напруг від розмірів є монотонної, але переривчастою. Це пояснюється дискретністю кількості кінцевих елементів.

Для побудови математичної моделі напруг у косиночному підкріпленні лобовини скористаємося одним з видів нелінійного регресійного аналізу – методом найменших квадратів. Будемо змінювати ступінь апроксимуючого полінома від 1 до 5.

Як приклад докладно опишемо, що застосовувалися формули для квадратичної регресії. Нехай NE – кількість експериментів, тоді будемо матрицю W і вектор B правих частин рівнянь (табл. 2.1).

Рішення рівнянь

$$W \cdot Q = B$$

дає вектор коефіцієнтів апроксимуючого полінома

$$f_2(R, L) = Q_1 + Q_2 \cdot R + Q_3 \cdot L + Q_4 \cdot R^2 + Q_5 \cdot R \cdot L + Q_6 \cdot L^2.$$

Таблиця 2.1 – Несиметричні компоненти матриці W і вектора B правих частин рівнянь

$W_{1,1} = NE$	$W_{1,2} = \sum_{i=1}^{NE} R_i$	$W_{1,3} = \sum_{i=1}^{NE} L_i$
$W_{1,4} = \sum_{i=1}^{NE} (R_i)^2$	$W_{1,5} = \sum_{i=1}^{NE} (R_i \cdot L_i)$	$W_{1,6} = \sum_{i=1}^{NE} (L_i)^2$
$B_1 = \sum_{i=1}^{NE} Z_i$	$W_{2,2} = \sum_{i=1}^{NE} (R_i)^2$	$W_{2,3} = \sum_{i=1}^{NE} (R_i \cdot L_i)$
$W_{2,4} = \sum_{i=1}^{NE} (R_i)^3$	$W_{2,5} = \sum_{i=1}^{NE} [(R_i)^2 \cdot L_i]$	$W_{2,6} = \sum_{i=1}^{NE} [R_i \cdot (L_i)^2]$
$B_2 = \sum_{i=1}^{NE} (Z_i \cdot R_i)$	$W_{3,3} = \sum_{i=1}^{NE} (L_i)^2$	$W_{3,4} = \sum_{i=1}^{NE} [(R_i)^2 \cdot L_i]$
$W_{3,5} = \sum_{i=1}^{NE} [R_i \cdot (L_i)^2]$	$W_{3,6} = \sum_{i=1}^{NE} (L_i)^3$	$B_3 = \sum_{i=1}^{NE} (Z_i \cdot L_i)$
$W_{4,4} = \sum_{i=1}^{NE} (R_i)^4$	$W_{4,5} = \sum_{i=1}^{NE} [(R_i)^3 \cdot (L_i)]$	$W_{4,6} = \sum_{i=1}^{NE} [(R_i)^2 \cdot (L_i)^2]$
$B_4 = \sum_{i=1}^{NE} [Z_i \cdot (R_i)^2]$	$W_{5,5} = \sum_{i=1}^{NE} [(R_i)^2 \cdot (L_i)^2]$	$W_{5,6} = \sum_{i=1}^{NE} [(R_i) \cdot (L_i)^3]$
$B_5 = \sum_{i=1}^{NE} (Z_i \cdot R_i \cdot L_i)$	$W_{6,6} = \sum_{i=1}^{NE} [(L_i)^4]$	$B_6 = \sum_{i=1}^{NE} [Z_i \cdot (L_i)^2]$

Для оцінки погрішності регресійного аналізу (табл. 2.2) введемо дві міри: δ – максимальне відхилення й ε – середньоквадратичне відхилення

$$\Delta_i = Z_i - f(R_i, L_i); \quad \delta = \max(\Delta); \quad \varepsilon = \sqrt{\frac{\sum_{k=0}^{m-1} (\Delta_i)^2}{m}},$$

де Z_i – експериментальні значення напруг.

Таблиця 2.2 – Погрішності регресійного аналізу

Ступінь полінома	δ	ε
1	8,783	4,579
2	6,309	2,927
3	5,997	2,199
4	5,124	2,080
5	4,668	1,798

Відомо, що, з підвищенням ступеня апроксимуючого полінома, зменшується погрішність апроксимації, але при цьому збільшується локальна кривизна сітки між вузлами. Порівнюючи різні поліноми, доходимо висновку про необхідність обмежитися четвертим ступенем (рис. 2.12):

$$f(R, L) = -2046 - 90.39 \cdot R + 52,54 \cdot L - 5,286 \cdot R^2 + 2,51 \cdot R \cdot L - 0,512 \cdot L^2 - 0,063 \cdot R^3 + 0,078 \cdot R^2 \cdot L - 0,022 \cdot R \cdot L^2 + 0,00241 \cdot L^3 + 0,00001 \cdot (8,50 \cdot R^4 + 24,88 \cdot R^3 \cdot L - 24,1 \cdot R^2 \cdot L^2 + 5,54 \cdot R \cdot L^3 - 0,438 \cdot L^4);$$

$$S(R, L) = \text{if } f(R, L) < S_\varepsilon \text{ then } S_\varepsilon \text{ else } f(R, L).$$

Знайдемо границю, що розділяє два типи напружено-деформованих станів, іншими словами, знайдемо залежність мінімально припустимого радіуса скруглення від довжини косинки. Для цього знову скористаємося методом найменших квадратів.

Порівнюючи лінійну $R1(L)$ і квадратичну $R2(L)$ регресійні моделі, доходимо до висновку про допустимість лінійної залежності (рис. 2.13):

$$R1(L) = -31,78 + 0,333 \cdot L; \quad R2(L) = -30,6 + 0,318 \cdot L + 0,000044 \cdot L^2.$$

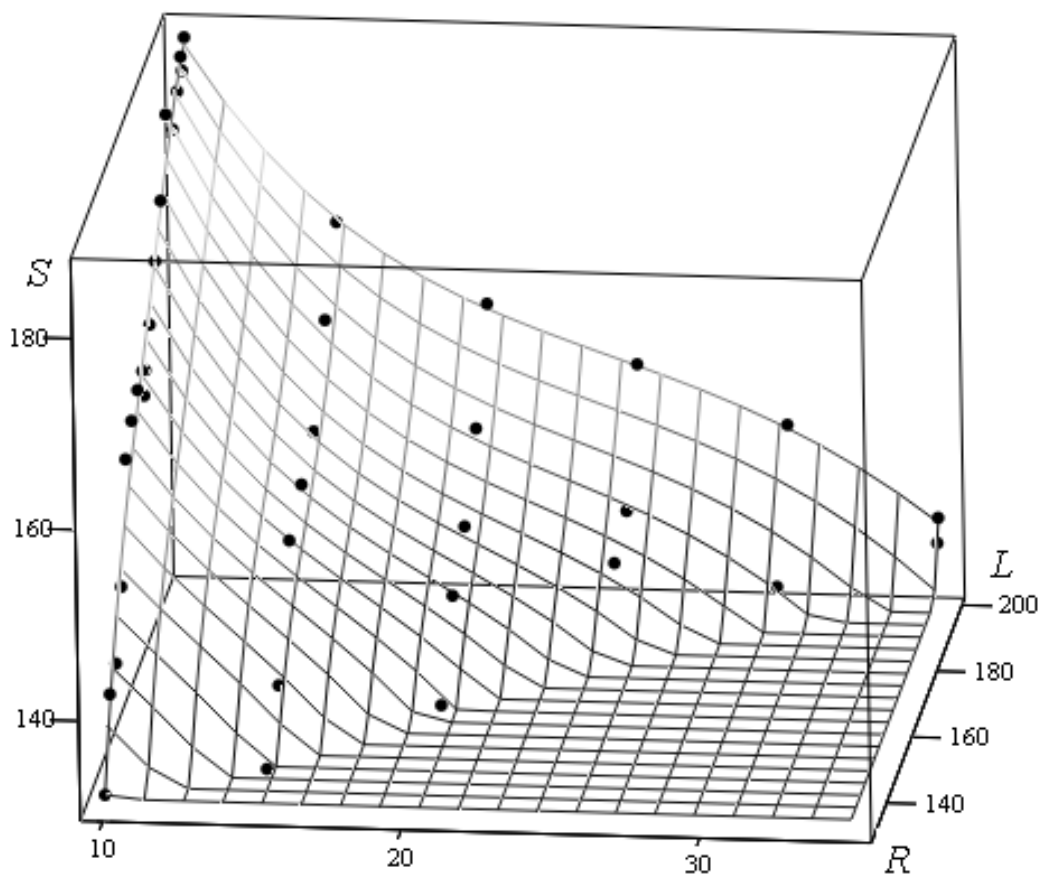


Рисунок 2.12 – Порівняння експериментально отриманих значень максимальних інтенсивностей напружень із сіткою, побудованою на поліномі четвертого ступеня

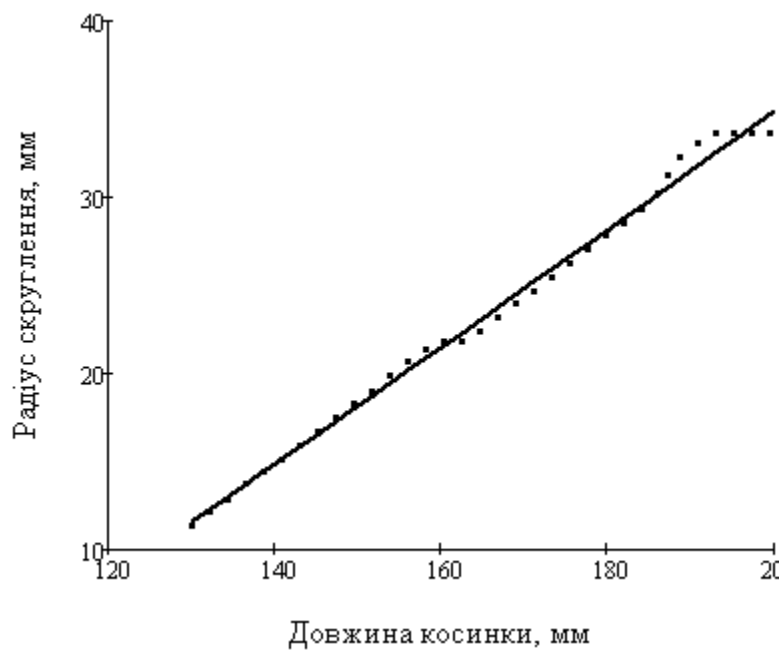


Рисунок 2.13 – Порівняння експериментально отриманих значень радіуса скруглення з лінійною регресійною моделлю

2.3 Висновки

1. У досліджуваній конструкції барабана бобінної підйомної машини з гумотросовим канатом доцільно використовувати укорочені ребра, які не зв'язані з обичайкою.
2. Застосування косинок традиційної форми приводить до виникнення концентратора напруг типу внутрішнього кута
3. Застосування обробки після зварювання для створення зняття концентратора напруг дає змогу знизити напруги в косинці до рівня кільцевих напруг в обичайці.
4. Математична модель напруг у косиночному підкріпленні бобини – це регресійний поліном четвертого ступеня.
5. З точністю застосованого методу кінцевих елементів залежність мінімально припустимого радіуса скруглення від довжини косинки є лінійною.

3 РОЗРОБКА СТРУКТУРИ ТА АЛГОРИТМІВ ПРОЕКТУВАННЯ ГЛИБОКОВОДНИХ ЕРЛІФТНИХ ГІДРОПІДЙОМІВ

Створення глибоководних ерліфтних гідропідйомів (ГЕГ) для транспортування твердих корисних копалин (ТКК) з дна Світового океану - комплексна науково-технічна проблема. Комплексність проблеми обумовлена технологічним зв'язком процесів видобутку і підйому ТКК на поверхню. Ось чому проектування таких унікальних машинобудівних конструкцій пов'язано з вирішенням цілого ряду завдань:

- визначенням статичних і динамічних характеристик напружено-деформованого стану (НДС) трубного ставу (ТС) [4-7];
- визначенням просторової форми ТС при його буксируванні в товщі води [8];
- розробкою локальних систем регулювання параметрів ГЕГ [9] та ін.

Різноманіття і складність цих завдань визначає загальну структуру проектування ГЕГ як багаторівневого ієрархічного об'єкта.

Дослідження, спрямовані на освоєння гідрокосмоса, по суті - піонерські розробки. Ця обставина вимагає істотного переосмислення деяких стереотипів традиційного проектування. На сьогоднішній день геометричні розміри пульпопроводу базового варіанту дослідної установки ГЕГ вибрані тільки з міркувань забезпечення статичної міцності конструкції і функціонального призначення і на даному етапі проектування зміни не підлягають [10-12]. Це обумовлено тим, що для подальших етапів проектування ГЕГ потрібна експериментальна перевірка розрахункових даних

(з подальшою кореляцією основних припущень, алгоритмів та розрахункових схем) в натурних морських умовах з використанням дослідної установки ГЕГ. Результати теоретичних досліджень також є основою для проведення цілеспрямованих експериментів.

Метою даного етапу проектування є визначення за заданими геометричними і фізичними параметрами базового варіанту дослідної установки ГЕГ полів переміщень і напружень, які виникають в елементах ТС під дією зовнішніх і внутрішніх навантажень, а також встановлення амплітудно-частотних характеристик. Інформація по частотному спектру потрібна для настройки від можливих резонансних режимів шляхом зміни масових і пружних характеристик ГЕГ. Розрахункове визначення навантажень - найбільш відповідальний етап процесу проектування та його значимість зростає з розвитком комп'ютерної техніки і методів обчислювальної математики.

Розроблена морфологічна структура проектування ГЕГ побудована для умов багаторівневого вирішення завдань і містить такі основні модулі [4]:

- введення вихідних даних, що характеризують технологічний процес розробки, умови експлуатації ГЕГ, фізичні параметри ТКК та ін;
- адаптивні моделі рівня ієрархії, на якому вирішується дана задача (визначення параметрів НДС ТС, нестационарних гідродинамічних характеристик, параметрів течії пульпи);
- алгоритм ідентифікації рівневих моделей;
- алгоритм оптимізації параметрів за критерієм енерговитрат;
- блоки обробки та видачі проміжної інформації;
- засоби організації ітераційного процесу обчислень за рівнями (розрахункові дані у вигляді вектора спостережень надходять з верхніх рівнів на нижні);
- висновок остаточних результатів.

Реалізація загальної структури досягається шляхом рівневої декомпозиції процесу проектування за рахунок модульного принципу вирішення задач теорії пружності, гідроаеропружності і гідродинаміки багатофазних течій.

У табл. 3.1 зображена спрощена схема 3-рівневої блочно-ієрархічної структури проектування ГЕГ, що містить два основні блоки: пружний і

гідродинамічний. Пропонована структура організовує послідовне вирішення завдань всіх ієрархічних рівнів з передачею результатів на нижчі рівні у вигляді відповідних обмежень або умов вирішення завдань цих рівнів. Стрілками вказані підпорядкованість рівнів і напрям інформаційних потоків. Структура забезпечує діагностику модулів шляхом виконання перевірочних розрахунків із застосуванням контрольних тестів.

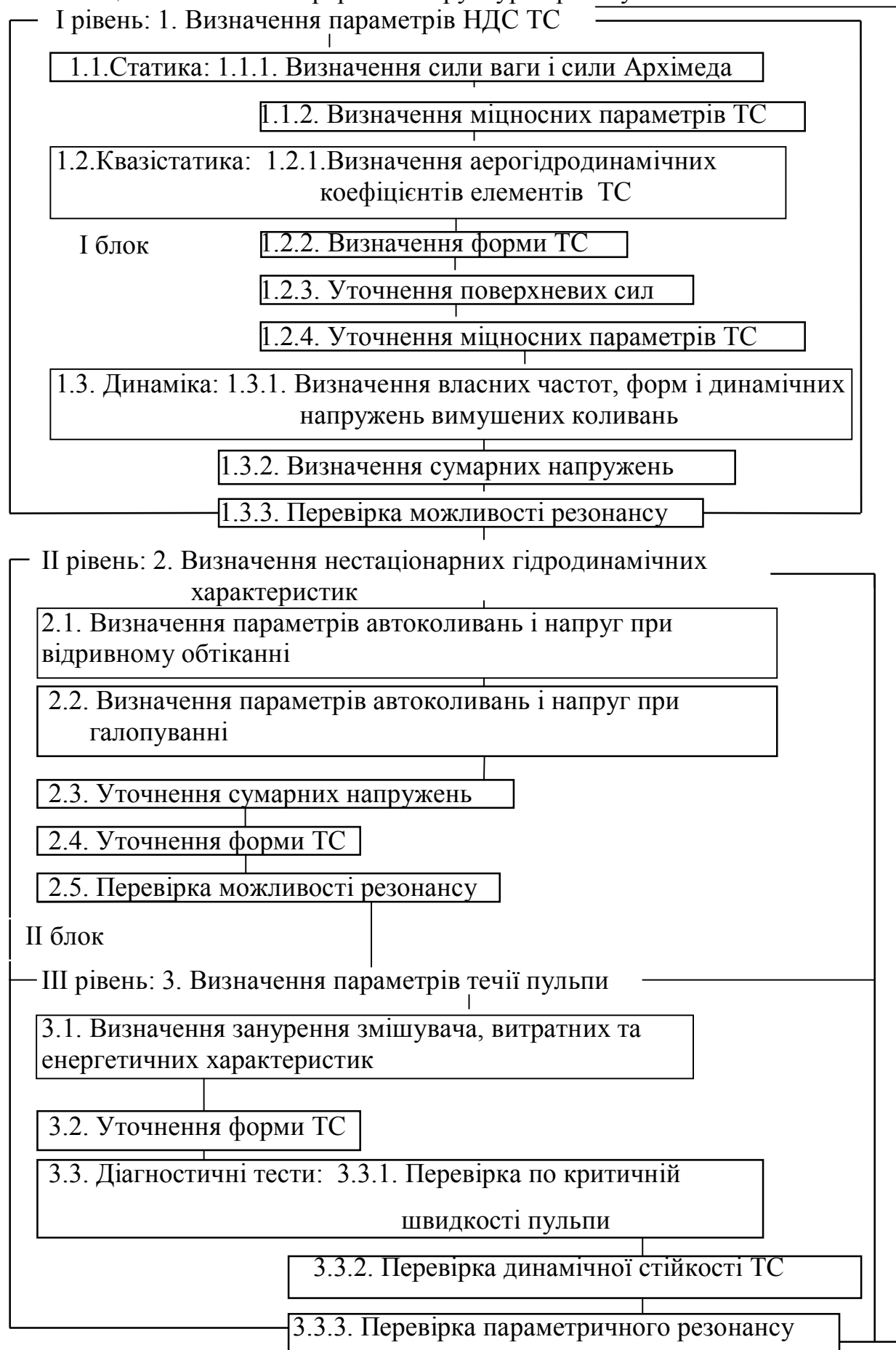
Аналіз наведеної структури показує, що в якості передаточної функції різних рівнів ієрархії виступає форма трубопроводу, що найбільш повно відображає механізм причинно-наслідкових зв'язків ерліфтних процесів і взаємовплив пружних, гідродинамічних і енергетичних параметрів.

Особлива роль формі трубопроводу відводиться ще й тому, що на наступних етапах проектування, датчиками деформації ТС в контрольних перетинах на експериментальній повномасштабній установці, можна перерахунком визначити навантаження, що діють на елементи трубного ставу в робочому стані, що дозволить скорегувати використовувані математичні моделі.

У зв'язку з тим, що технологічні параметри агрегату збору також знаходяться на стадії проектування і остаточно не визначені [13], окремі алгоритми та модулі розробленої структури можуть уточнюватися на наступних стадіях проектування.

Укрупнений алгоритм виконання проектних робіт по створенню ГЕГ за пропонованою блочно-ієрархічною структурою передбачається наступний.

Таблиця 3.1 – Блочно-ієрархічна структура проектування ГЕГ



Попередньо обирається один або кілька варіантів конструкції ТЗ.

1.1.1. Обчислення сил тяжіння для окремих секцій, сил Архімеда на фланцевих з'єднаннях.

1.1.2. Визначення розтягуючих сил, осьових переміщень і осьових напружень, рішення відповідних рівнянь для окремих секцій зі стикуванням. Вибір товщин трубопроводів секції з умови міцності на розтяг. Відбір декількох варіантів ТС для подальшого опрацювання.

1.2.1. Для прийнятих варіантів конструкції ТС визначаються:

- аеродинамічні коефіцієнти сили опору C_{xi} , бічної сили C_{yi} і крутного моменту m_{zi} для кожної секції і сили, що діють на зосереджені елементи става;
- сили тертя і сили, що діють на фланцеві з'єднання.

1.2.2. Визначення рівноважної форми осі става в площині руху, в перпендикулярній площині за допомогою розробленого програмного забезпечення (ПЗ).

1.2.3. Уточнення поверхневих сил: сили тертя, сили статичного тиску на вигнуту поверхню (сили Архімеда); сил, що діють на торцеві з'єднання, на зосереджені елементи.

1.2.4. Визначення осьової сили N , згинаючого M та крутного моменту $M_{кр}$ в результаті використання ПЗ; визначення напружень у перерізах секцій і порівняння з допустимими за однією з теорій міцності. Відкидання конструктивних схем, що не задовольняють умови міцності.

1.3.1. Визначення декількох перших власних частот поздовжніх крутильних і поперечних коливань форм става. Визначення динамічних напруг при вимушених поздовжніх і поперечних коливаннях ТС при різних коливаннях моря.

1.3.2. Визначення сумарних напружень і перевірка елементів конструкції на міцність. Відбір варіантів, що задовольняють умовам міцності з урахуванням динамічних напруг.

1.3.3. Перевірка можливостей резонансу ТС при коливаннях за рахунок морського хвилювання і прийняття рішень щодо внесення змін у конструкцію, якщо є небезпека такого резонансу.

2.1. Визначення параметрів автоколивань і напруг при зривному обтіканні (вихровому резонансі).

2.2. Визначення параметрів автоколивань і напруг при галопуванні: перевірка всіх секцій ТС на критерій стійкості Ден-Гартога. Визначення амплітуд коливань за типом галопування.

2.3. Уточнення сумарних напружень елементів става вибраних конструкцій з урахуванням динамічних напружень, викликаних вихровим резонансом і галопуванням.

2.4. Уточнення форми ТС. На підставі розрахунків по вихровому резонансу і галопуванню приймаються рішення щодо внесення в конструкцію ТС елементів, спрямованих на запобігання зазначених явищ.

2.5. Перевірка можливості резонансу. Проведення розрахунків уточнених форм конструкції на власні частоти і форми коливань і порівняння з власними частотами хвильового руху моря.

3.1. Визначення занурення змішувача, витратних та енергетичних характеристик.

Проведення розрахунків параметрів течії гідросуміші в вигнутому ступінчастому пульпопроводі.

Визначення раціональних параметрів: глибини занурення змішувача, крупності часток, витрат твердого, витрати повітря та ін; проектних витратних параметрів з урахуванням деформації осі става.

3.2. Уточнення форми става. Розрахунок рівноважної форми става з урахуванням певних витрат води, твердого і газу.

3.3.1. Перевірка за критичною швидкістю пульпи. Перевіряються вибрані базові варіанти за умовою $V < V_{кр}$.

3.3.2. Перевірка динамічної стійкості базових варіантів за рахунок протікаючої рідини.

3.3.3. Перевірка параметричного резонансу. Проводиться перевірка на можливість виникнення параметричного резонансу.

Наприкінці здійснюється відбір єдиного базового варіанту і відповідних проектних та витратних параметрів, а також повернення до рівня І блочно-ієрархічної структури з метою уточненої перевірки обраного базового варіанту за всіма пунктами структури.

При розробці таких складних конструкцій з відомою мірою невизначеності вихідних даних (параметри вітро-хвильового режиму, режиму гідродинамічного обтікання ТС, тощо) слід вже на стадії проектування передбачити принципові способи і засоби локальних систем регулювання експлуатаційних параметрів ГЕГ. Їх можна розбити на чотири групи:

1. Регулювання витратних характеристик течії пульпи в транспортному трубопроводі з метою мінімізації питомих енерговитрат. Керованими параметрами буде щільність і швидкість течії транспортованої гідросуміші. Щільність регулюється шнеком, що подає в певній кількості твердий матеріал з бункера дозатора, а швидкість гідросуміші - зміною витрати повітря, що визначає «тягову» силу ерліфта.

2. Регулювання просторової форми ТЗ, наближаючи її до вертикальної, може здійснюватися наступними засобами:

- зміною швидкості і траєкторії руху судна в разі гнучкого зв'язку ТЗ з агрегатом збору;

- розміщенням у певних місцях трубного става спеціальних гвинтових рушіїв;

- розміщенням на технологічній платформі потужного підрулюючого пристрою;

- канатними лебідками поліспасної системи, що з'єднують судноносій з різними ділянками трубного става.

3. Регулювання параметрів автоколивальних процесів з метою зниження інтенсивності вібрацій зводиться до розробки спеціальних заходів,

спрямованих на порушення періодичності створення вихрів, зменшення нестационарного гідродинамічного впливу і збільшення гідродинамічного демпфування [8].

4. При вимушених коливаннях найбільш прийнятною є частотна відбудова, тобто зміна власної частоти коливань ТС по відношенню до частоти збуджуючої сили. З цією метою конструкцію ТС слід зробити модельно керованою. Наприклад, керувати пружним шарнірним обпиранням змінної жорсткості в спайдерному пристрої, забезпечити технологічну платформу керованими обтічниками для зміни її інерційних характеристик і т.д.

Стисло зупинимося на програмно-методичному забезпеченні процесу проектування ГЕГ.

Головне питання полягає в оптимальному виборі взаємопов'язаних математичних моделей, розрахункових схем та алгоритмів чисельного аналізу, що корелюють з точністю і повнотою наявних вихідних даних і метою конкретного етапу проектування.

На підставі запропонованих математичних моделей гідропружних взаємодій елементів ТС з навколишнім морським середовищем та протікаючою пульпою а також розрахункової схеми, що спирається на моделювання става у вигляді кінцевої сукупності стрижнів зі сталими по довжині механічними та геометричними характеристиками, розроблено програмно-методичне забезпечення розрахунку міцності і гідравлічних параметрів глибоководної ерліфтний системи для підйому корисних копалин [14], що дозволяє враховувати наступні характерні риси та особливості конструкції:

- кусково-постійний по довжині пульпопроводу закон зміни геометричних, механічних і фізичних параметрів, а також наявність зосереджених елементів;

- розподілені і зосереджені статичні і динамічні навантаження, що утворюють просторову схему сил;

- асиметричність поперечного перерізу трубної системи підйому щодо осі центрального видобувного трубопроводу;

- вертикальні і поперечні (попутні і бічні) коливання трубного ставу біля положення рівноваги;

- ступеневу деформовану форму рухомого транспортного трубопроводу при розрахунку гідравлічних параметрів течії пульпи.

Тестування розробленого програмного забезпечення здійснювалося в результаті аналізу збіжності динамічних розрахункових величин до їх статичних значень (стаціонарних рівноважних параметрів) при прагненні до нуля збурюючих впливів, а також коригуванням обчислювальної похибки при зменшенні кроку інтегрування з тимчасової і просторової координатах.

Побудова засобів ПЗ передбачає умови розвитку і розширення їх функціональних можливостей при вдосконаленні методів автоматизованого проектування ГЕГ, а також високу гнучкість, що дозволяє оперативно налаштовуватись на конкретні умови. З цією метою до складу ПЗ входить програмний модуль, призначений для систематизації та архівування експериментальних даних по мірі їх накопичення.

Нижче наводиться опис способів і технічних засобів підвищення ефективності ГЕГ з використанням розробленої структури та алгоритмів проектування.

3.1 Опис способу підйому твердого матеріалу і системи для його реалізації

З урахуванням специфіки транспортування твердих частинок в підйомній трубі ерліфта в умовах кафедри гірничої механіки НГУ був розроблений спосіб управління роботою установки, що гарантовано забезпечує стійкий підйом твердого матеріалу і підвищує ефективність глибоководних ерліфтів [9], [15-19].

Спосіб за допомогою комплексу розробки підводних родовищ корисних копалин (рис. 3.1, 3.2, 3.3 і 3.4) реалізується наступним чином.

Попередньо здійснюють монтаж морського гірничодобувного комплексу.

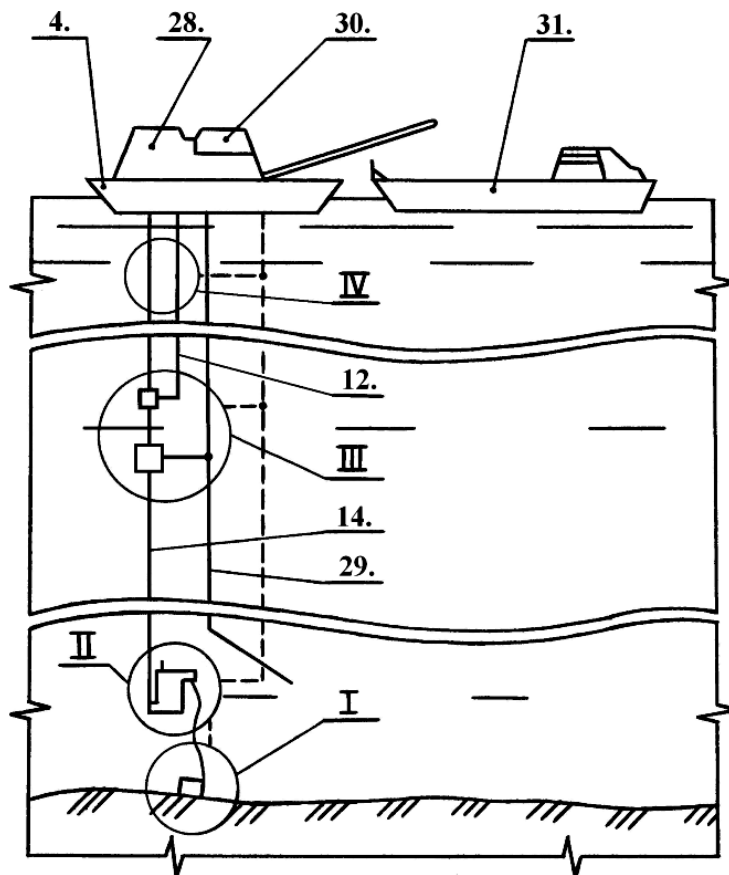


Рисунок 3.1 – Комплекс розробки підводних родовищ корисних копалин

Задають умови співвідношення робочої величини концентрації твердого матеріалу в потоці багатокомпонентної суміші у верхній частині става підйомного трубопроводу 15 до робочої величини концентрації твердого компонента в потоці гідросуміші підвідного трубопроводу 14.

Перед запуском комплексу керовані засувки 10 і 21 повністю закриті.

Відкривають керовану засувку 10. Формують потік водоповітряної суміші в підйомному трубопроводі 15 і потік води в підвідному трубопроводі 14 шляхом подання попередньо стисненого повітря по повітропроводу 12, через відкриту керовану засувку 10 і зворотний клапан 11, в з'єднаний з підйомним трубопроводом 15 змішувач 25. Шляхом запуску насоса 6

створюють окремий потік води. Утворений насосом 6 окремий потік води по нагнітальному трубопроводу 8 через наконечник 38 надходить в бункер 5.

Після виходу насоса 6 на робочі характеристики, відкривають керовану засувку 21 і виконують запуск додаткового насоса 19, шнекового дозатора 23, дробарок первинного 13 і вторинного 17 подрібнення гірничої маси, конвеєрів 33 і 41, секційного колосникового вібраційного врівноваженого підбирача 35, а також приводять у рух самохідний апарат збору 1. При цьому управління рухом самохідного апарату збору 1 керується інформацією, що надходить від інтегрованої навігаційно-координаційної системи 3. Баки плавучості 2 запобігають критичному просіданню самохідного апарату збору 1 в мулисті відкладення дна водойми.

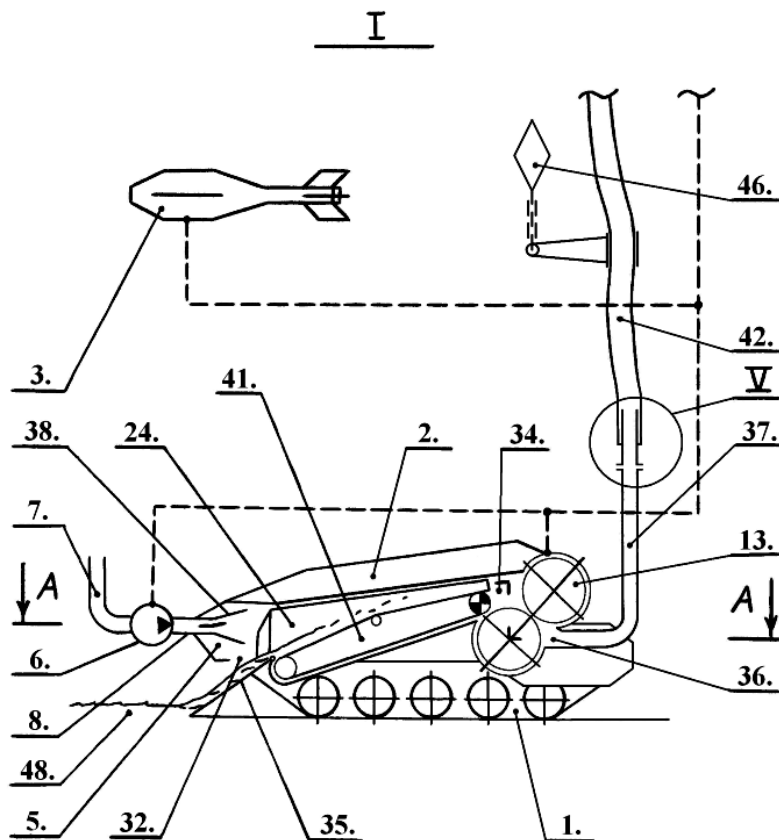


Рисунок 3.2, а) – Комплекс розробки підводних родовищ корисних копалин

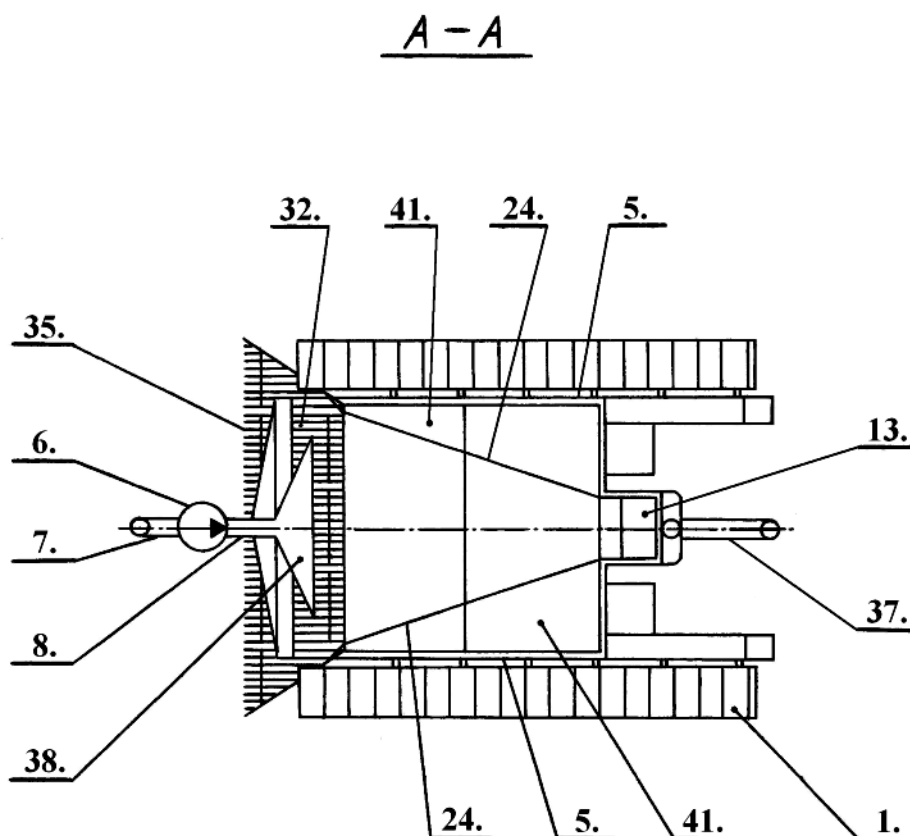


Рисунок 3.2, б) – Комплекс розробки підводних родовищ корисних копалин

Утворений помпою 6 окремий потік води забезпечує підвищений тиск в бункері 5 відносно тиску за його межами. Це обумовлює вихід частини окремого потоку води, через розташований в донній частині бункера 5 прийомних люк 32, в басейн водойми. Питома вага залізомарганцевих конкрецій перевищує питому вагу мулу, що входить до складу розроблювального пласта гірничої маси 48. Тому вихід частини окремого потоку води через приймальний люк 32 в басейн водойми при використанні секційного підбирача 35 колосникового типу, забезпечить ефективне видалення значної кількості мулу із збираємої гірської маси, шляхом її промивання. Таким чином, в бункер 5 буде надходити гірнична маса з високою концентрацією залізомарганцевих конкрецій.

Промита гірнична маса, що потрапила до бункера 5 транспортується за допомогою конвеєра 41 і окремого потоку води в дробарку первинного

подрібнення гірничої маси 13. Збільшення площі умовного поперечного перерізу накінецьника 38, у процесі руху в ньому потоку води, покращує рівномірність транспортування промитої гірської маси через обсяг бункера 5. Встановлений у бункер 5 направляючий апарат 24 забезпечує надходження промитої гірської маси в завантажувальне вікно 34 дробарки 13. У дробарці 13 відбувається первинне подрібнення промитої гірської маси. Що проходить через дробарку 13 окремий потік води захоплює первинно дроблену гірську масу через випускне вікно 36 у додатковий трубопровід 37.

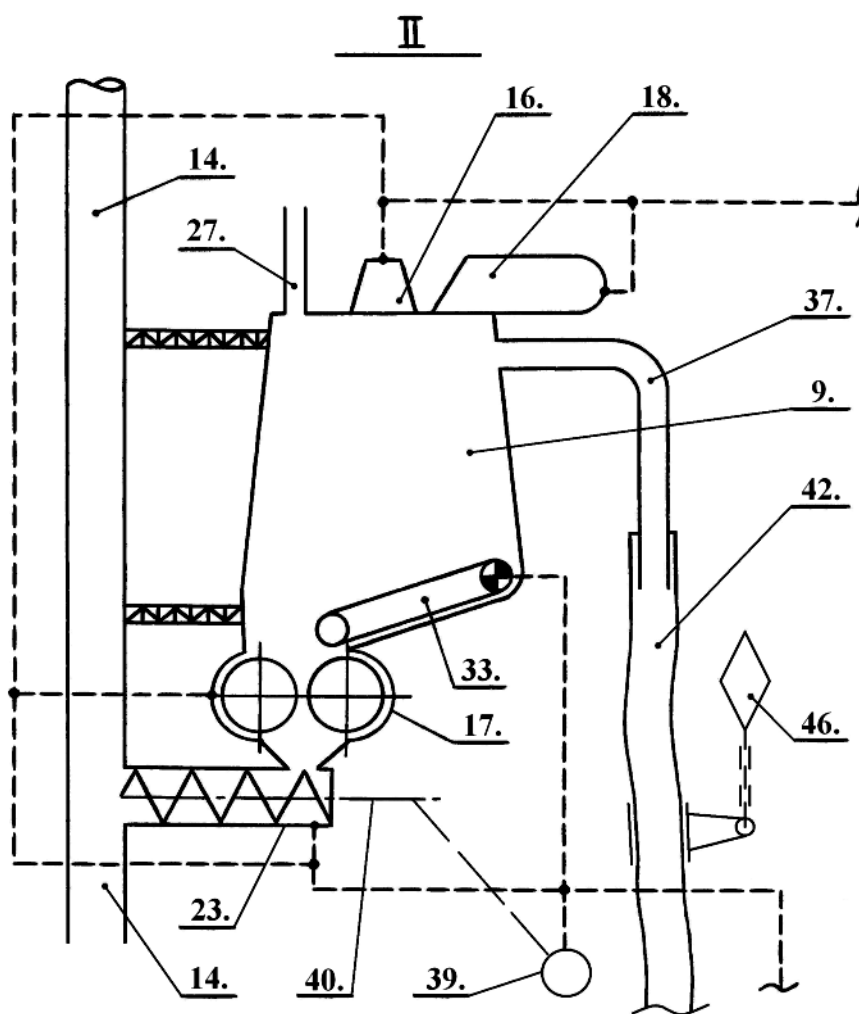


Рисунок 3.3, а) – Комплекс розробки підводних родовищ корисних копалин

Транспортують первинно дроблену гірську масу в додатковому трубопроводі 37 від самохідного апарату збору 1 через гнучкий трубопровід 42 в бункер-накопичувач 9. Поплавки 46 дозволяють постійно підтримувати

гнучкий трубопровід 42 вище самохідного апарату збору 1, що забезпечує безперешкодне його пересування по дну водойми. При маневруванні самохідного апарату збору 1 поворотна муфта 45 зменшує навантаження на гнучкий трубопровід 42, що збільшує термін його експлуатації. У бункері-накопичувачі 9 Швидкість руху окремого потоку води знижується. Таким чином, під дією сил гравітації в бункері-накопичувачі 9 відбувається процес безперервного осадження твердих частинок первинно дробленої гірської маси. Гірську масу, що зосереджена в нижній частині бункера-накопичувача 9 перемішують за допомогою блоку 16. Окремий потік води з бункера-накопичувача 9 по патрубку 27 виводиться у басейн водойми.

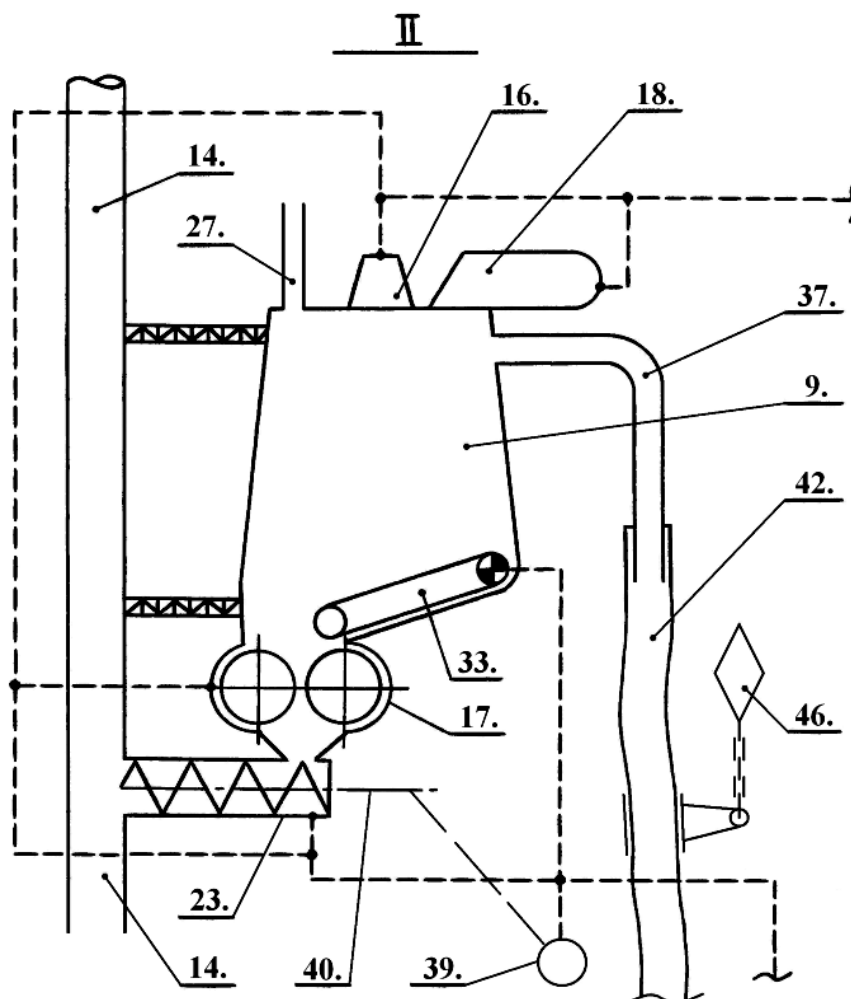


Рисунок 3.3, б) – Комплекс розробки підводних родовищ корисних копалин

Вдруге подрібнюють гірську масу в дробарці 17. Встановлений у бункері-накопичувачі 9 конвеєр 33 підтримує стабільність надходження

первинно дробленої гірничої маси на вторинне подрібнення. Підтримують рівень наповнення бункера-накопичувача 9 твердим матеріалом в допустимих межах шляхом зміни продуктивності дробарки 17. Формують потік гідросуміші внаслідок подання вдруге подрібненої гірської маси за допомогою шнекового дозатора 23 в підвідний трубопровід 14. Утворений потік гідросуміші рухається в станцію первинного збагачення гірської маси 26. У станції 26 безперервно класифікують тверді частинки за масою, не виводячи їх з потоку транспортуючого середовища. Отримані в результаті класифікації не утворені компонентами корисних копалин частинки гірської маси відводять по всмоктуючому 20 і нагнітальному 22 трубопроводах, системі шламових трубопроводів 29, через додатковий насос 19 і відкриту керовану засувку 21, на ділянки дна водойми, де відпрацьовано пласт гірської маси 48. Первинно збагачену гірську масу продовжують піднімати далі в потоці гідросуміші підвідного трубопроводу 14 і в потоці багатокомпонентної суміші підйомного трубопроводу 15 до розташованому на поверхні водойми базового плаваючого засобу 4.

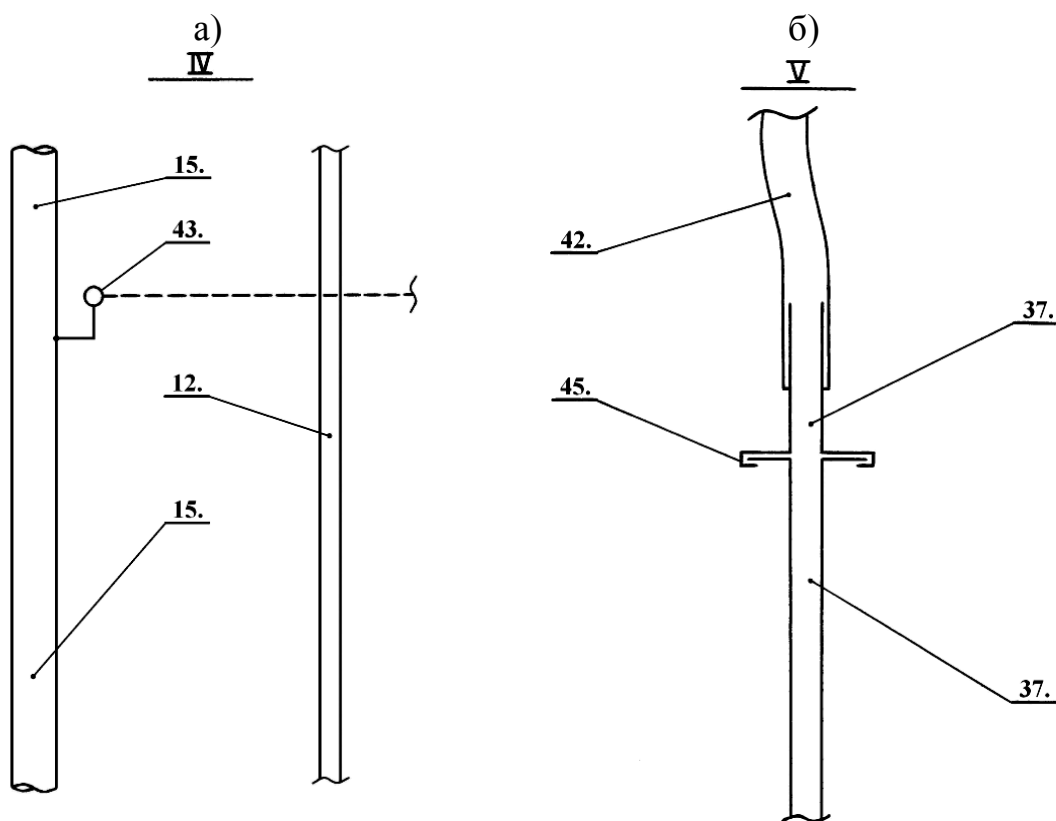


Рисунок 3.4 – Комплекс розробки підводних родовищ корисних копалин

Забезпечують узгоджений в часі і просторі рух базового плавучого засобу 4, бункера-накопичувача 9 і самохідного апарату збору 1. При цьому переміщення бункера-накопичувача 9 здійснюють за допомогою рушійного блоку 18.

В умовах збагачувального комплексу 28 виконують вторинне збагачення що надходить на базовий плаваючий засіб 4 гірничої маси. Хвости вторинного збагачення за системою шламових трубопроводів 29 скидають на відпрацьовані ділянки підводного родовища. Отриманий концентрат корисних копалин відвантажують у морські транспортні засоби 31 для його подальшого відправлення на металургійні комплекси.

Живлення електричною енергією технічного обладнання комплексу відбувається від автономної системи енергопостачання 30.

У підйомному трубопроводі 15 виникають різні структури течії багатокомпонентної суміші (бульбашкова, снарядна, кільцева, дисперсна). При цьому снарядна структура становить загрозу акумуляції достатнього для забутовки підйомного трубопроводу 15 критичного обсягу твердого компонента.

У процесі функціонування комплексу поступово збільшують величину подачі вдруге дробленої гірської маси в потік води підвідного трубопроводу 14 і величину подачі стисненого повітря в змішувач 25. Регулювання надходження мінеральної сировини в підводний трубопровід 14 здійснюють шляхом зміни швидкості обертання вала 40 шнекового дозатора 23. За допомогою консистометрів 43 і 44 визначають фактичні поточні значення робочої величини концентрації твердого матеріалу у верхній частині става підйомного трубопроводу 15 і підвідному трубопроводі 14 відповідно. За допомогою тахометра 39 визначають швидкість обертання вала 40 шнекового дозатора 23, а на підставі показань витратоміра 47 визначають величину подачі стисненого повітря в змішувач 25. Контролюють в процесі функціонування ерліфта виконання заданої умови. Досягають максимальної величини витрат що подається в потік води підвідного трубопроводу 14

вторинно дробленої гірської маси при забезпеченні стабільного виконання в часі заданої умови.

У разі невиконання заданої умови поступово зменшують величину витрати яка подається в потік води підвідного трубопроводу 14 вторинно дробленої гірської маси, шляхом зменшення швидкості обертання вала 40 шнекового дозатора 23, і знижують величину витрати що подається в змішувач 25 стислого повітря.

Після досягнення виконання заданої умови стабілізують величини витрат що подається у потік води підвідного трубопроводу 14 вторинно дробленої гірської маси, шляхом стабілізації швидкості обертання вала 40 шнекового дозатора 23, і що подається в змішувач 25 стислого повітря.

Переваги розробленого способу:

– можливість досягнення гарантованого виключення заштибовки підйомного трубопроводу ерліфта твердим матеріалом;

– підвищення надійності роботи обладнання морського гірничодобувного комплексу, який функціонує в складних умовах високих тисків на значних глибинах.

Таким чином, запатентований спосіб є базовим варіантом алгоритму реалізації підводної розробки родовищ корисних копалин з урахуванням динаміки твердих частинок.

3.2 Опис технічних засобів забезпечення сталого підйому твердого матеріалу.

Для традиційної схеми глибоководного ерліфтного гідропідйому стійкий підйом твердого матеріалу в підйомній трубі може досягатися за рахунок спеціально розроблених авторами конструктивних рішень [20].

Транспортуючи здатність багатокомпонентного потоку в основному визначають значення параметрів його щільності і швидкості. Тому розроблені конструктивні рішення передбачають зміну геометричних параметрів

багатокомпонентного потоку шляхом варіювання діаметром підйомної труби ГЕГ [20] або установки в ставі підйомної труби ряду акумуляторів. При цьому дані конструктивні рішення не виключають можливість реалізації розроблених для забезпечення сталого підйому твердого матеріалу в підйомній трубі ГЕГ технологічних рішень, які полягають у збільшенні швидкості транспортуючого потоку в певному діапазоні і/або здійснення попереднього дроблення твердого матеріалу перед його введенням в нижню трубу ГЕГ.

Варіювання діаметром підйомної труби ГЕГ передбачає зміну геометричних параметрів багатокомпонентного потоку, що призводить до зміни швидкості. Діапазон зміни діаметра підйомної труби ГЕГ повинен забезпечувати усунення характерних для області критичного перерізу довжин повітряних снарядів, а також неможливість зниження швидкості суміші нижче критичної швидкості підйому твердого матеріалу для даних параметрів потоку і частинок [5, 7].

Установка акумуляторів в ставі підйомної труби ГЕГ на ділянці розповсюдження по її довжині області критичного перерізу, що визначається для твердих частинок максимальних розмірів з найбільшою щільністю, що підлягають транспортуванню, також може забезпечити стійкий підйом твердого матеріалу. У цьому випадку підвищення транспортуючої здатності потоку підйомної труби ГЕГ забезпечується внаслідок порушення геометричних форм повітряних снарядів небезпечної довжини і перемішування між собою повітряних снарядів та рідинних пробок. Відстань між акумуляторами має забезпечувати неможливість відновлення геометричних форм повітряних снарядів та рідинних пробок на ділянці розповсюдження по довжині підйомної труби ГЕГ області критичного перерізу, що визначається для твердих частинок максимальних розмірів з найбільшою щільністю, що підлягають транспортуванню. Таким чином, досягається стійкий підйом твердих частинок без порушення росту швидкості транспортуючого потоку на значній за довжиною ділянці підйомної

труби ГЕГ.

На підставі проведених досліджень, авторами монографії також рекомендується ряд заходів, спрямованих на оптимізацію параметрів ГЕГ.

Для раціонального використання пневматичної енергії необхідне дотримання наступних правил [14], спрямованих на забезпечення мінімальної швидкості спливання повітряних бульбашок в рухомому потоці рідини (швидкості ковзання), і, в кінцевому підсумку, на підвищення ККД ГЕГ:

- В момент відриву від сопел змішувача розміри бульбашок повітря повинні бути мінімальними;

- Для запобігання передчасного злиття міхурів (або утворення так званих струменевих ланцюжків на виході з сопла) необхідне прийняття спеціальних заходів, що ускладнюють потрапляння наступного міхура в гідродинамічний слід попереднього;

- Для більш рівномірного розподілу повітряних бульбашок по поперечному перерізі підйомної труби бажано перешкоджати їх скупченню в периферійній області (наприклад, використання відцентрових сил внаслідок закручування потоку).

Викладені правила лежать в основі розробки конструкції морського ерліфта, відображеної на рис. 3.5 і 3.6 [20].

Морський ерліфт містить підйомну 1 і підвідну труби 2, з'єднаний з підйомною 1 і підвідною 2 трубами акумулятор 3 та тангенціально приєднаний до акумулятора 3 повітропровід 4 (див. рис. 3.6, а). При цьому підйомна труба 1 через тангенціально розташовані жиклери 5 і 6 узгоджена з акумулятором 3, повітровідділителі 7 встановлені на підйомній трубі 1, повітропровід 4 обладнаний керованою засувкою 8 і зворотним клапаном 9. Підйомна труба 1 з'єднана з підвідною трубою 2. Внутрішні канали жиклерів 5 і 6 нахилені під кутами α_1 і α_2 відповідно (див. рис. 3.6, б) до горизонталі в сторону підвідною труби 2. Підйомна труба 1 містить ділянку АВ (див. рис. 3.5, б), площа умовних поперечних перерізів якої, збільшується в напрямку до повітровідділителя 7, а вихідні отвори жиклерів 5 і 6 безпосередньо

з'єднано з підйомною трубою 1 на різних горизонтальних рівнях.

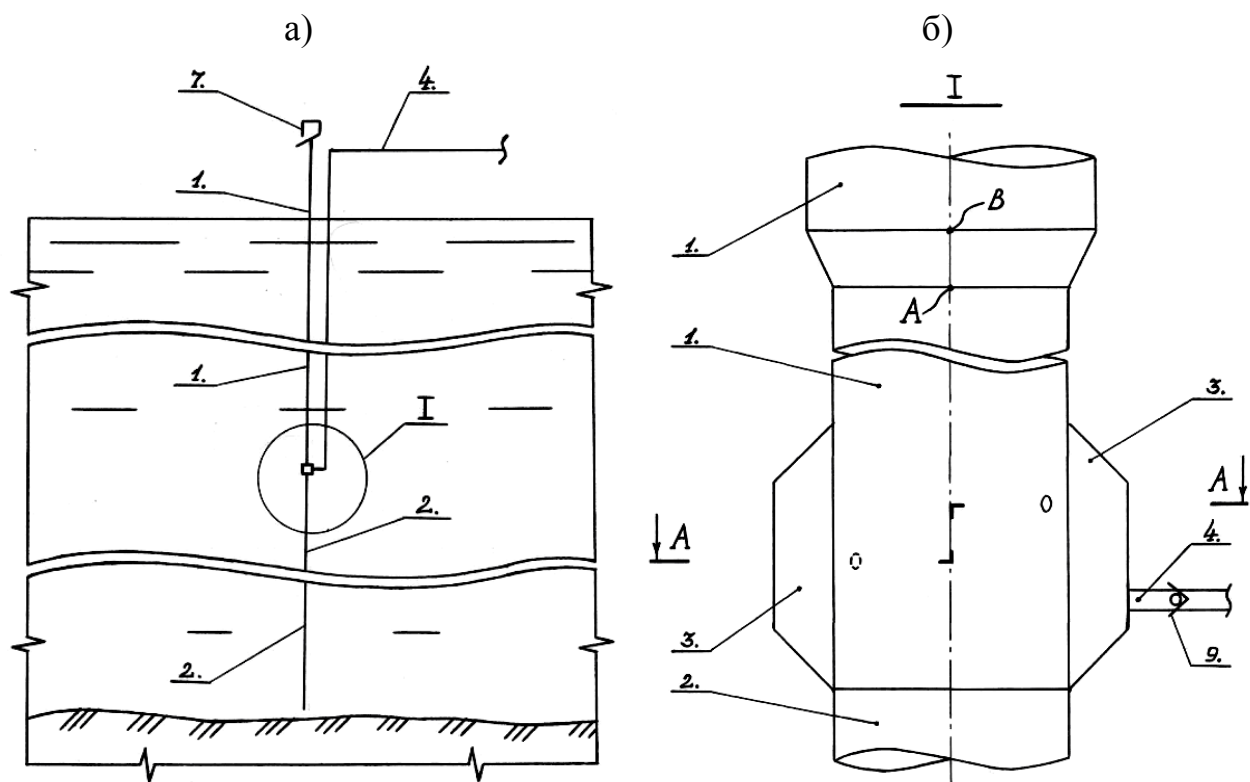


Рисунок 3.5 – Морський ерліфт

Подача стисненого повітря в підйомну трубу 1 з акумулятора 3, через жиклери 5 і 6, призводить до утворення пухирців газоподібного компонента малого діаметру. Кути нахилу α_1 і α_2 внутрішніх каналів відповідних жиклерів 5 і 6 до горизонталі в сторону труби 2 знижують опір подачі стисненого повітря в потік рідини.

Тангенціальне введення стисненого повітря з жиклерів 5 і 6 в підйомну трубу 1 сприяє кращому перемішуванню газоподібного і рідинного компонентів. Це забезпечує рівномірний розподіл газоподібного компонента по умовним поперечним перерізам гетерогенного потоку, а також перешкоджає швидкому переміщенню повітря в центральну частину потоку. Тангенціальне з'єднання акумулятора 3 з повітропроводом 4 дозволяє попередньо закручувати потік стисненого повітря, що надходить в жиклери 5 і 6.

Розташування вихідних отворів жиклерів 5 і 6 в ставі підйомної труби 1 на різних горизонтальних рівнях дозволяє уникнути скупчення малих бульбашок стисненого повітря в зоні змішування та їх об'єднання між собою. Це також сприяє рівномірному розподілу газоподібного компонента в напрямку руху гетерогенного потоку, а також покращує міцнісні характеристики става підйомної труби 1.

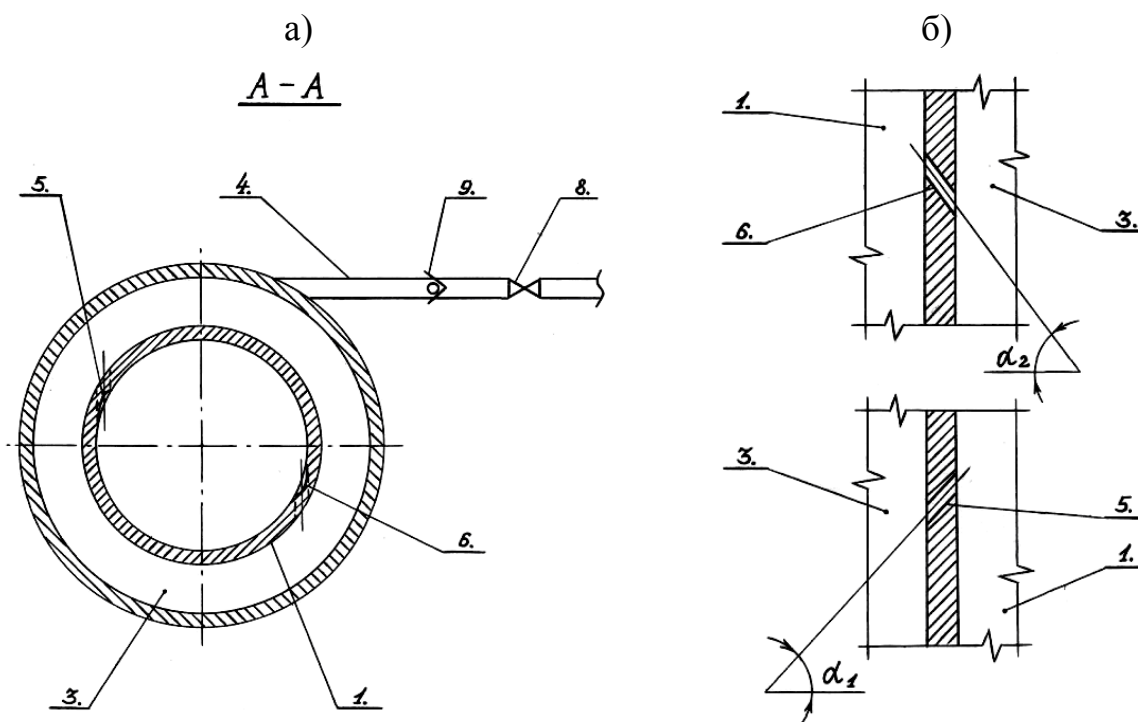


Рисунок 3.6 – Морський ерліфт

Швидкість руху потоку багатокомпонентної суміші підйомної труби 1 безпосередньо в зоні введення в нього стисненого повітря з жиклера 6 перевищує швидкість руху потоку гідросуміші підйомної труби 1 безпосередньо в зоні введення в нього стисненого повітря з жиклера 5, тому кут α_2 більше кута α_1 . Таким чином, нахил в бік труби 2 внутрішніх каналів відповідних жиклерів 5 і 6 збільшується по ходу руху гетерогенного потоку в підйомній трубі 1, що дозволяє додатково зменшувати опір впуску стиснутого повітря через жиклери 5 і 6 в потік підйомної труби 1.

Ділянка АВ підйомної труби 1, площа умовних поперечних перерізів якої збільшується в напрямку до повітровідділителя 7, забезпечує

ефективний ерліфтний підйом з урахуванням розширення стисненого повітря по довжині багатокomпонентного потоку.

До переваг даної конструкції морського ерліфта можна віднести:

- Зменшення опорів впуску стиснутого повітря в потік транспортуючого середовища;
- Зменшення опорів руху багатокomпонентного потоку по довжині підйомної труби ерліфта;
- Рівномірний розподіл газоподібного компонента в умовних поперечних перерізах гетерогенного потоку;
- Рівномірний розподіл газоподібного компонента в напрямку руху багатокomпонентного потоку.

3.3 Висновки

Розроблено структуру та алгоритми проектування глибоководних ерліфтних гідропідйомів. Розроблену структуру надано у формі спрощеної таблиці, що містить два основні блоки: пружний і гідродинамічний.

За допомогою розроблених структур авторами стало можливим за заданими геометричними і фізичними параметрами базового варіанту дослідної установки глибоководного ерліфту визначити поля переміщень і напружень, які виникають в елементах трубного ставу під дією зовнішніх і внутрішніх навантажень, а також встановити амплітудно-частотні характеристики.

У результаті аналізу розробленої структури встановлено, що в якості передаточної функції різних рівнів ієрархії виступає форма трубопроводу, що найбільш повно відображає механізм причинно-наслідкових зв'язків ерліфтних процесів і взаємовплив пружних, гідродинамічних і енергетичних параметрів.

З використанням отриманої структури та алгоритмів проектування розроблено спосіб підйому твердого матеріалу і систему для його реалізації, а також технічні засоби для забезпечення сталого підйому.

4 РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ З РОЗРАХУНКУ ТА ЗАСТОСУВАННЯ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ВИДОБУТКУ ТВЕРДИХ КОРИСНИХ КОПАЛИН

4.1 Розрахунок параметрів гідротранспортної системи землесосного снаряду

4.1.1 Перерахунок характеристик ґрунтового насоса з води на гідросуміш. При роботі ґрунтового насоса на гідросуміші його параметри відрізняються від відповідних параметрів при роботі на воді. Перерахунок параметрів насоса з води на гідросуміш виконується по відомій методиці.

Натиск насоса при роботі на гідросуміші визначається по формулі

$$H_m = H_l \left[1 - K_p K_z K_{\beta_{2л}} \sum_{k=1}^p \sum_{i=1}^n K_{nik} \frac{q_{ik} S_{vk}}{10^4} \cdot \frac{\rho_{sk} - \rho_l}{\rho_m} \right], \quad (4.1)$$

де H_l – натиск насоса при перекачуванні води, м;

K_{nik} – коефіцієнт зниження натиску, який підраховується для кожного розміру $d_{ik_{cp}}$ і щільності ρ_{sk} твердих частинок по формулі

$$K_{nik} = 0,15 \frac{\rho_{sk} - \rho_e}{\rho_e} + 0,56 \lg \frac{d_{ik_{sp}}}{D_2} + 1,813, \quad (4.2)$$

де ρ_e – щільність води, $кг/м^3$;

$d_{ik_{cp}}$ – середній розмір частинок перекачуваного ґрунту, мм;

q_{ik} – вміст і-тої фракції в загальній кількості k-го твердого матеріалу %
(з гранулометричного складу);

S_{vk} – об'ємний зміст k-того твердого матеріалу в гідросуміші, %;

K_p – коефіцієнт, що враховує вплив режиму роботи насоса;

K_z – коефіцієнт, що враховує вплив кількості лопаток робочого колеса насоса;

c – коефіцієнт, що враховує вплив кута виходу лопаткиробочого колеса;

D_2 – діаметр робочого колеса, мм;

Найменування індексів: v – рідка фаза (вода), m – гідросуміш, s – тверда фаза, k – компонент (матеріал) твердої фази, щільність якого задана щільністю ρ_{sk} , i – фракція k-того компонента, крупність якого задана розміром d_{ik} .

Для гідросумішей, що містять один вид твердого матеріалу, ($\rho_{sk} = \rho_s = const$), вираз (4.1) приймає вигляд

$$H_m = H_l \left[1 - K_p K_z K_{\beta_{2л}} \frac{\rho_m - \rho_l}{\rho_m} \sum_{i=1}^n K_{nik} \frac{q_{ik}}{100} \right]. \quad (4.3)$$

Поправочні коефіцієнти обчислюються по формулах:

$$K_p = 1,94 - 1,68 \frac{Q}{Q_{onm}} + 0,74 \left(\frac{Q}{Q_{onm}} \right)^2;$$

$$K_z = 0,546 + 0,159z - 0,011z^2;$$

$$K_{\beta_{2л}} = 1,215 - 0,0077\beta_{2л}.$$

При роботі насоса в оптимальному режимі, з робочим колесом, що має $z=4$ и $\beta_{2л} = 28^\circ$, $K_p=1$, $K_z=1$, $K_{\beta_{2л}}=1$.

Потужність, споживана насосом при роботі насоса по перекачуванню гідросуміші, визначається по формулі

$$N_m = N_\epsilon \frac{\rho_m}{\rho_\epsilon}, \quad (4.4)$$

де N_ϵ – потужність насоса витрачається на перекачування чистої води, Вт.

Коефіцієнт корисної дії насоса при роботі на гідросуміші визначається по формулі

$$\eta_m = \eta_\epsilon \frac{H_m}{H_\epsilon}, \quad (4.5)$$

η_ϵ – коефіцієнт корисної дії насоса при перекачуванні чистої води.

Запас кавітації насоса, що допускається, в метрах перекачуваної гідросуміші $\Delta h_m = \Delta h_\epsilon$.

4.1.2 Продуктивність землесосного снаряда. Продуктивність земснаряду залежить від фізико-механичних властивостей порід, що розробляються. Годинна технічна продуктивність земснаряду визначається по формулі [21]

$$Q_T = \frac{Q_{II} K_3}{[q_\epsilon + (1 - m)]}, \quad (4.6)$$

де Q_{II} – годинна продуктивність ґрунтового насоса земснаряду по гідросуміші, м³/ч;

$K_3 = 0,9$ – коефіцієнт, що враховує зменшення технічної продуктивності земснаряду при великій висоті уступу, приймається при загальній висоті забою менше вказаною в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Висота забою для землесосних снарядів, менше якої застосовується знижуючий коефіцієнт K_z

Продуктивність землесосних снарядів по воді, м ³ /Г	Загальна висота, м	Максимальна глибина розробки нижче рівня води (допустима), м
До 1300	2,4	1,5
1300...2200	3,2	2,5
2200...4000	4,8	3,5
Більш 4000	6,4	5,0

Годинна продуктивність ґрунтового насоса земснаряду по гідросуміші визначається по формулі

$$Q_{\Pi} = \frac{Q_{з.в} \rho_{в}}{\rho_{\Pi}}, \quad (4.7)$$

де $Q_{з.в}$ – продуктивність землесоса по воді (визначається по технічній

характеристиці і відповідає оптимальному режиму землесоса), м³/Г;

$\rho_{в}$ – щільність води, кг/м³;

ρ_{Π} – щільність пульпи, кг/м³.

Щільність пульпи розраховується за залежністю

$$\rho_{\Pi} = \frac{q_{в} \rho_{в} + \rho_{Г} (1 - m)}{q_{в} + 1 - m}, \quad (4.8)$$

де $q_{в}$ – питома витрата води на розробку і транспортування 1 м³ породи

(табл. 4.2), м³/м³;

$\rho_{Г}$ – щільність скелета ґрунту, кг/м³; m – пористість породи;

Таблиця 4.2 – Розподіл порід по групах при їх розробці землесосними снарядами

Група ґрунтів	Питома витрата води, м ³ , на розробку і транспортування 1 м ³ ґрунту	Найменування ґрунтів	Гранулометрична характеристика ґрунтів (розміри частинок, мм, і кількість їх по вазі, %)					гравієвих 2...40		
			глинистих менше 0,005	глинистих 0,005... 0,05	піщаних					
					дрібних 0,05...0,25	середніх 0,25...0,5	великих 0,5...2			
I	7	Піски:	До 3	До 15	Більше 50	До 50	До 10	До 1		
		дрібнозернисті								
		середньозернисті			До 50	Більше 50				
		різнозернисті			До 50	До 50				
		пылеватые			До 20	Не регламентується				
Или текучі	Не регламентується									
II	9	Піски різнозернисті	До 3	До 15	До 50	До 50	10...50	До 5		
		Піски пилуваті			20...50	Не регламентується				
		Піски грубозернисті			До 15	До 50			До 50	Більше 50
		Супіски легені			3...6	До 50			Не регламентується	
III	11	Піски різнозернисті	До 3	Не регламентується			До 10			
		Супіски важкі	6...10	До 50	Не регламентується		До 5			
IV	14	Піщано-гравійні ґрунти	До 3	Не регламентується			До 5			
		Суглинки легені	10...15				До 10			
V	18	Піщано-гравійні ґрунти	До 5				До 10			
		Суглинки середні	15...20				До 40			
VI	22	Гравієво-піщані ґрунти	До 5				До 40			
		Суглинки важкі	20...30				До 10			
		Глини худі текучі	До 40							

Річна продуктивність земснаряду, м³/рік

$$Q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} T_{\text{год}} K_{\text{и.з}}, \quad (4.9)$$

де $T_{\text{год}}$ – річний фонд календарного часу, ч;

$K_{\text{и.з}}$ – коефіцієнт використання земснаряду в часі (табл. 4.3).

Таблиця 4.3 – Характеристика використання земснаряду в часі $K_{\text{и.з}}$

Характеристики умов роботи	Кількість перекачуючих станцій			
	Немає	1	2	3
При транспортуванні землесосним снарядом піщано-гравійної суміші із змістом гравію, %:				
до 5	0,7	0,67	0,64	0,61
до 20	0,65	0,62	0,59	0,56
20...40	0,6	0,57	0,54	0,51
40...60	0,55	0,52	0,49	0,47

4.1.3 Розрахунок необхідного діаметру трубопроводу. Діаметр трубопроводу вибирається відповідно до орієнтовних значень швидкостей гідротранспорту ґрунтів і продуктивності гідротранспортної системи по пульпі

$$D = 1,128 \cdot \sqrt{\frac{Q_n}{V}}, \quad (4.10)$$

де Q_n – продуктивність земснаряду по пульпі м³/с;

V – швидкість руху пульпи по трубопроводу, приймають 3 м/с [21, 22].

Фактичний діаметр трубопроводу D_{ϕ} вибирають з сортаменту труб відповідно до ГОСТу, найближчий до розрахункового D . Раціональний режим гідротранспортування забезпечується при перевищенні фактичної швидкості гідротранспортування над критичною в межах 10-30%.

4.1.4 Визначення критичної швидкості руху гідросуміші. Фактична швидкість руху пульпи по трубопроводу складає:

$$V_{\phi} = \frac{4 \cdot Q_{\text{п}}}{\pi D_{\phi}^2}, \text{ м/с.} \quad (4.11)$$

Вибраний діаметр пульпопроводу повинен забезпечувати гидротранспортування пульпи із швидкістю більшої, або рівною критичній.

Величина критичної швидкості пульпи, може бути визначена по наступній залежності [21, 22]

$$V_{\text{кр}} = 2,8 \cdot \frac{\sqrt[6]{P} \cdot \sqrt{q_{\text{в}} \cdot D_{\phi}}}{\sqrt[4]{C_{\phi}}}, \quad (4.12)$$

де P – об'ємна консистенція ґрунту в пульпі; $q_{\text{в}}$ – питома витрата води, приймається по таблиці 4.2, $\text{м}^3/\text{м}^3$;

D_{ϕ} – фактичний діаметр пульпопроводу, м;

C_{ϕ} – середній коефіцієнт лобового опору (табл. 4.4).

Об'ємну консистенцію ґрунту в пульпі визначають по формулі

$$P = \frac{\rho_{\text{п}} - \rho_{\text{в}}}{\rho_{\text{г}} - \rho_{\text{в}}}, \quad (4.13)$$

де $\rho_{\text{п}}$ – щільність пульпи, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$\rho_{\text{в}}$ – щільність води, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$\rho_{\text{г}}$ – щільність скелета ґрунту, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Таблиця 4.4 – Середній коефіцієнт лобового опору

Найменування ґрунту	Лессовід- ние суглинки	Піски різнозерни сті, пиловаті	Грубо зернисті піски	Піски гравелисті	Піски гравелис то-галечні
Зміст гравію, %	0	до 1	до 10	20...45	більш 45
$d_{\text{ср}}$, мм	0,12	0,12...0,4	0,89	2,2	8,8
C_{ϕ}	17,8	3,9	1,8...2,0	0,9...1,0	0,6

4.1.5 Розрахунок напірної характеристики трубопроводу

Розрахунок напірної характеристики трубопроводу виконують за формулою

$$H = h_n \frac{\rho_n}{\rho_v} + h_3 \frac{\rho_n}{\rho_v} + h_d + h_m + h_{вс} + H_0, \quad (4.14)$$

де h_n – геометрична висота підйому пульпи, м;

h_3 – геометрична висота всмоктування пульпи, м;

ρ_n – щільність пульпи, кг/м³;

ρ_v – щільність води – 1000 кг/м³;

h_d – втрати натиску на тертя в пульпопроводі, м.вод.ст.;

h_m – місцеві втрати натиску, м.вод.ст.;

$h_{вс}$ – втрати натиску у всмоктуючому трубопроводі, $h_{вс}=2$ м.вод.ст.;

H_0 – залишковий натиск при випуску пульпи – 0,5...1,0 м.вод.ст.

Втрати натиску в пульпопроводі (h_d) визначають за формулою:

$$h_d = i_n \cdot L \cdot K, \text{ м. вод.ст.}, \quad (4.15)$$

де K – коефіцієнт = 1,015

L – найбільша відстань гидротранспортування, м;

i_n – питомі втрати натиску для пульпи, м.вод.ст.

$$i_n = i_0 \cdot (1 + 6 \cdot \sqrt{P}), \quad (4.16)$$

де i_0 - питомі втрати натиску для води при швидкостях, відповідних критичним, м.вод.ст.

$$i_0 = \frac{\lambda \cdot V_\phi^2}{2 \cdot g \cdot D_\phi}, \quad (4.17)$$

де λ - коефіцієнт опору трубопроводу, визначається по формулі:

$$\lambda = \frac{0,31}{(\lg \text{Re} - 1)^2}. \quad (4.18)$$

Число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{V_\phi \cdot D_\phi}{\nu}, \quad (4.19)$$

де V_ϕ - фактична швидкість води в трубопроводі, м/с;

D_ϕ - діаметр пульпопроводу, м;

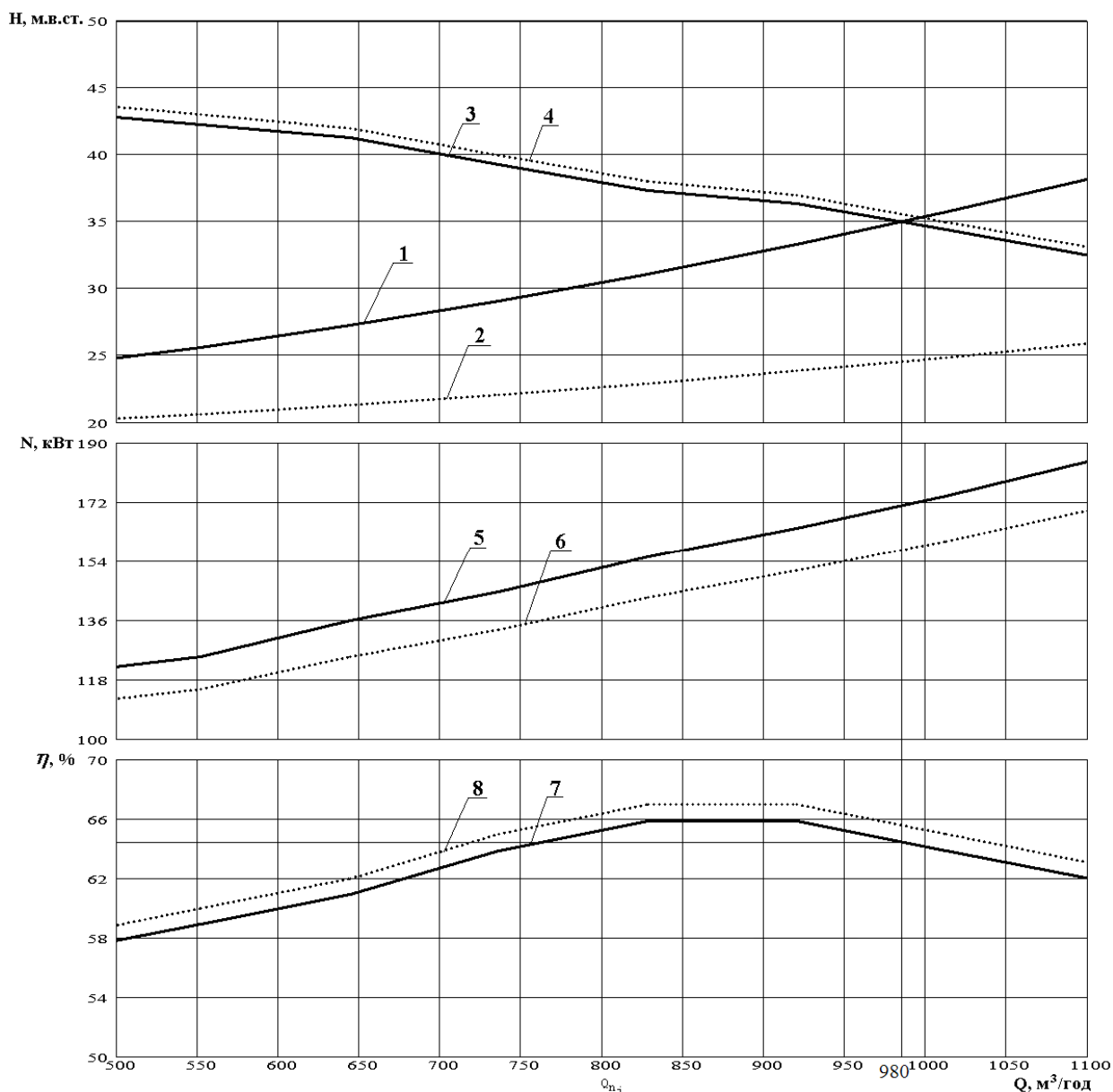
$\nu=1,01 \cdot 10^{-6}$ м²/с кінематична в'язкість води.

При перекачуванні пульпи рефулерним пульпопроводом втрати натиску на місцеві гідравлічні опори в трубопроводі h_m з великою мірою достовірності визначають по формулі [22]

$$h_m = (0,05 - 0,1)h_o,$$

4.1.6 Побудова витратно-напірної характеристики транспортного пульпопроводу і ґрунтового насоса. У якості прикладу виконаний розрахунок параметрів гідротранспортної системи землесосного снаряду з ґрунтовим насосом ГрУ 800-40. Розрахунок виконаний у програмі MathCad 14 та приведений у додатку Б. В результаті розрахунку побудована видатково-напірна характеристика гідротранспортної системи землесосного снаряду та встановлені експлуатаційні характеристики системи «ґрунтовий насос-пульпопровід» (рис. 4.1).

Розрахункові експлуатаційні параметри гідротранспортної системи землесосного снаряду з ґрунтовим насосом ГрУ 800-40 при транспортуванні пульпопроводом Ø355 завдовжки 250 м приймуть такі значення: виробність за пульпою 980 м³/год, потрібна потужність привідного двигуна 171 кВт, к.к.д. насосу 64,5%.



- 1 – характеристика пульпопроводу $\text{Ø}355$ мм при перекачуванні пульпи;
- 2 – характеристика пульпопроводу $\text{Ø}355$ мм при перекачуванні води;
- 3 – характеристика ГрУТ 800/40 при перекачуванні пульпи;
- 4 – характеристика ГрУТ 800/40 при перекачуванні води;
- 5 – потужність ГрУТ 800/40 при перекачуванні пульпи;
- 6 – потужність ГрУТ 800/40 при перекачуванні води;
- 7 – к.к.д. ГрУТ 800/40 при перекачуванні пульпи;
- 8 – к.к.д. ГрУТ 800/40 при перекачуванні води;

Рисунок 4.1 – Витратно-напірна характеристика транспортного пульпопроводу $\text{Ø}355$ завдовжки 250 м і ґрунтового насосу ГрУТ 800/40

4.2 Розрахунок параметрів системи розмиву

4.2.1 Розрахунок параметрів водопостачання системи розмиву.

Дана група розрахунків передбачає обґрунтування технологічних і конструктивних параметрів водопостачання системи розмиву землесосного снаряда, вибір водяного насоса, обґрунтування діаметру напірного водопроводу і вибір трубопроводів з існуючого сортаменту. Побудова витратно-напірної характеристики системи водяний насос-водопровод-система розмиву.

Діаметр водопроводу вибирається на підставі розрахункового значення, що отримується по формулі 4.10 і сортаментом труб відповідно до ГОСТу. Розрахункові експлуатаційні параметри системи водяний насос-водопровод-система розмиву визначають в результаті побудови напірної характеристики, користуючись формулами 4.14-4.19. Значення залишкового натиску при закінченні води H_0 вибирається виходячи з вимог до початкової швидкості закінчення розмиваючого струменя.

Розрахунок параметрів водопостачання системи розмиву для землесосного снаряда з ґрунтовим насосом ГрУ 800-40 виконаний в програмі MathCad 14 і приведений в додатку В.

4.2.2 Розрахунок розмиваючої швидкості ґрунту.

Оскільки ґрунтом, що розмивається, є сукупність мономінеральних частинок кулястої форми, у взаємозв'язках яких відсутні сили зчеплення, розрахунок розмиваючої швидкості на похилій поверхні підводної зони розмиву виконаний із застосуванням розробленої раніше математичної моделі [1, 23]

Таким чином, формула для визначення розмиваючої швидкості на горизонтальній поверхні підводної зони розмиву має наступний вигляд

$$U_p = \sqrt{\frac{2g}{C_{\Pi}\rho_v} \left[\frac{2}{3}(\rho_{ск} - \rho_v)d_{cp} \sin \beta \cos \gamma + \sigma_p + \sigma_{сш} \right]}. \quad (4.20)$$

де C_{Π} – коефіцієнт під'ємної сили;

ρ_v – щільність води, $\rho_v=1000$ кг/м³;

$\rho_{ск}$ – щільність скелета ґрунту, $\rho_{ск}=2650$ кг/м³;

d_{cp} – середній діаметр зерен ґрунту (середня велика ґрунту, що розмивається), м;

β, γ – кут нахилу створюючої зони розмиву, град [1, 23].

Значення коефіцієнта під'ємної сили, визначимо із застосуванням отриманій раніше наступній аналітичній залежності

$$C_{\Pi} = \begin{cases} 0,027 \left(\frac{d_{cp}}{d^{cp}} \right) - 0,0004 \left(\frac{d_{cp}}{d^{cp}} \right)^2 - 0,017 & \text{при } d_{cp} \leq 0,0016 \\ 0,019 \ln \left(\frac{d_{cp}}{d^{cp}} \right) + 0,085 & \text{при } d_{cp} > 0,0016 \end{cases} \quad (4.21)$$

Значення граничної крупності частинок ґрунту прийняте $d^{cp}=0,00016$ м. Таке значення граничної крупності прийняте на підставі даних нормативної документації якості природних і штучних (техногенних) пісків [25, 26], відповідно до яких частинки крупністю менше 0,00016 м (160 мкм) вважаються мелкодисперсними і кількість їх в товарному продукті обмежується.

Виходячи з розрахункової схеми (рис. 4.2) схема для розрахунку параметрів підводної зони розмиву прийме вигляд (рис. 4.3). Таким чином, кут нахилу осі розмиваючого струменя для вказаних умов експлуатації складе $\xi = 90 - \varphi = 45^\circ - 13^\circ = 32^\circ$, а враховуючи кут розширення турбулентного затопленого струменя ($\varphi \approx 13^\circ$), кут нахилу створюючої підводної зони розмиву складе $\beta = \xi - \varphi = 32^\circ - 13^\circ = 19^\circ$.

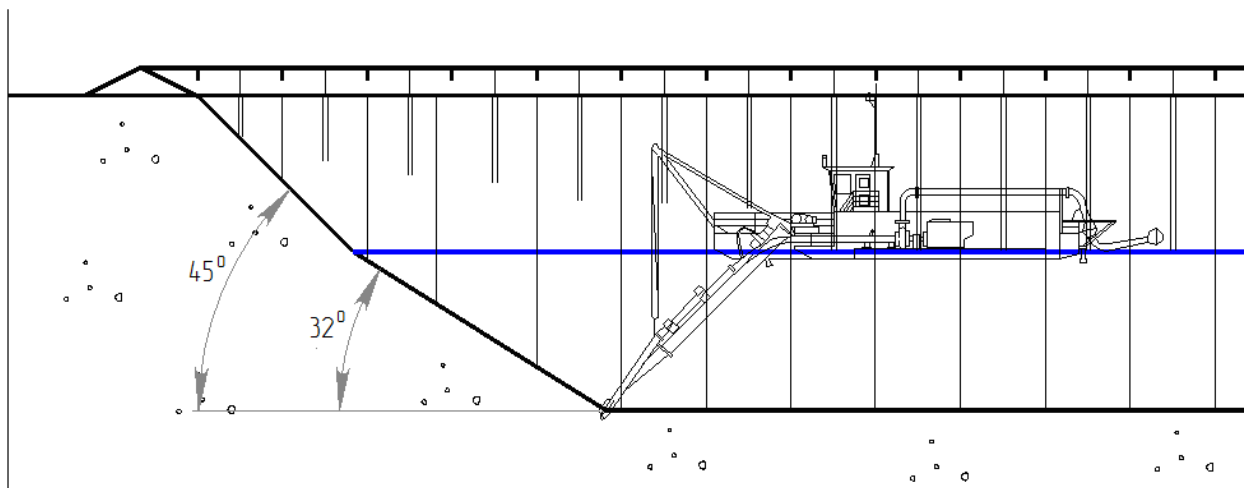


Рисунок 4.2. – Схема роботи землесосного снаряду у підводному вибої

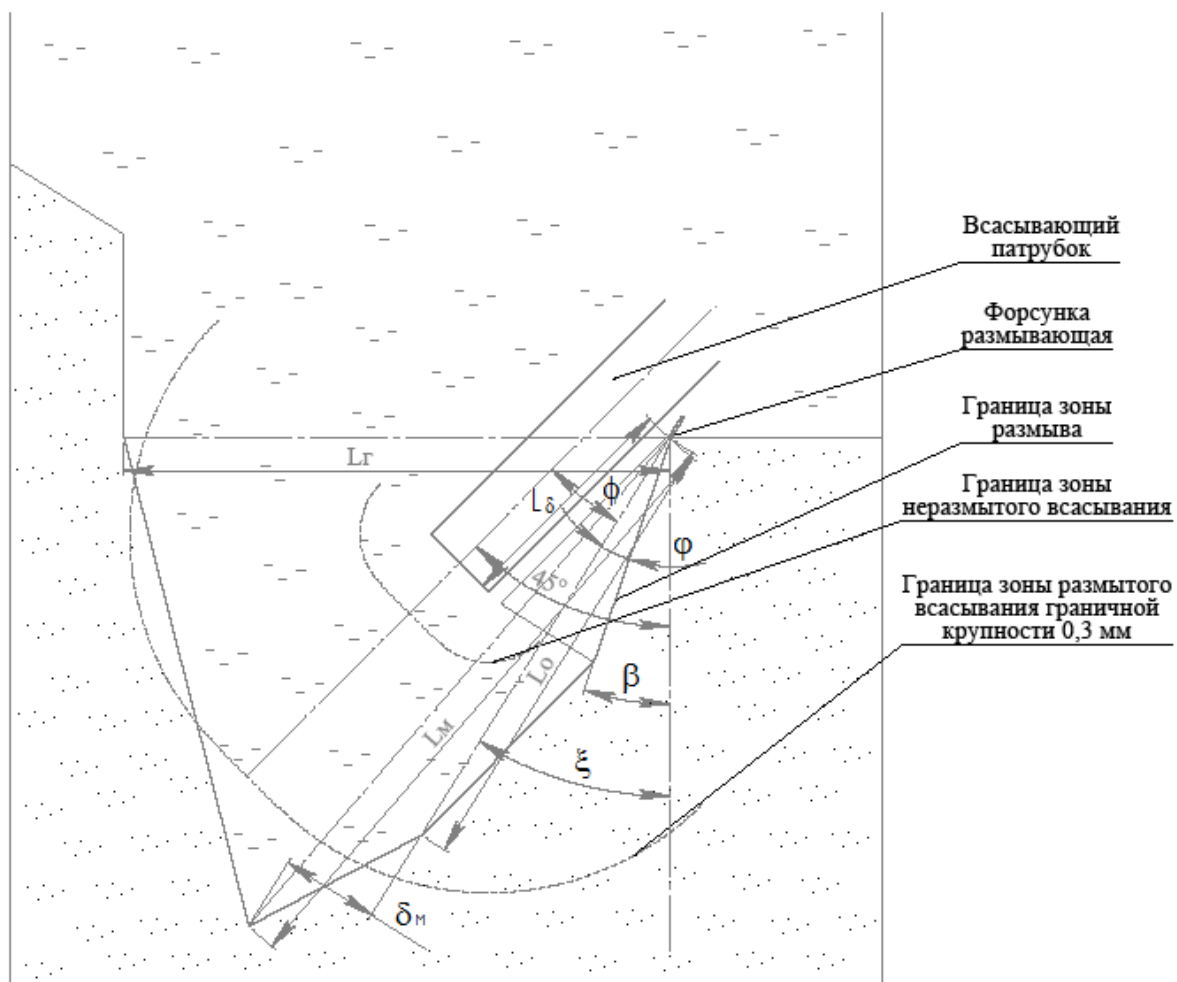


Рисунок 4.3 – Схема руйнування підводного вибою затопленим струменем гідромонітора.

Значення розмиваючої швидкості U_p у будь-якій точці похилої поверхні, створюючої підводну зону розмиву, отримані із застосуванням залежностей 4.20, 4.21 приведені в таблиці 4.5.

Таблиця 4.5 – Значення розмиваючої швидкості ґрунту при його розмиві водяним струменем в підводному забої, м/с:

- середня крупність ґрунту, що розмивається $d_{cp}=1\dots2,5$ мм;
- щільність скелету ґрунту, що розмивається (кварцевий пісок) $\rho_{ск}=2650$ кг/м³.

Кут нахилу створюючої підводної зони розмиву β , град.	Значення кута γ , град.								
	0	15	30	45	60	75	80	85	90
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0,071	0,07	0,066	0,06	0,05	0,036	0,03	0,021	$5,56 \cdot 10^{-10}$
2	0,101	0,099	0,094	0,085	0,071	0,051	0,042	0,03	$7,87 \cdot 10^{-10}$
3	0,123	0,121	0,115	0,104	0,087	0,063	0,051	0,036	$9,63 \cdot 10^{-10}$
4	0,142	0,14	0,132	0,12	0,1	0,072	0,059	0,042	$1,11 \cdot 10^{-9}$
5	0,159	0,156	0,148	0,134	0,112	0,081	0,066	0,047	$1,24 \cdot 10^{-9}$
6	0,174	0,171	0,162	0,146	0,123	0,089	0,072	0,051	$1,36 \cdot 10^{-9}$
7	0,188	0,185	0,175	0,158	0,133	0,096	0,078	0,055	$1,47 \cdot 10^{-9}$
8	0,201	0,197	0,187	0,169	0,142	0,102	0,084	0,059	$1,57 \cdot 10^{-9}$
9	0,213	0,209	0,198	0,179	0,15	0,108	0,089	0,063	$1,67 \cdot 10^{-9}$
10	0,224	0,22	0,209	0,189	0,159	0,114	0,093	0,066	$1,76 \cdot 10^{-9}$
11	0,235	0,231	0,219	0,198	0,166	0,12	0,098	0,069	$1,84 \cdot 10^{-9}$
12	0,245	0,241	0,228	0,206	0,173	0,125	0,102	0,072	$1,92 \cdot 10^{-9}$
13	0,255	0,251	0,237	0,215	0,18	0,13	0,106	0,075	$2,0 \cdot 10^{-9}$
14	0,265	0,26	0,246	0,223	0,187	0,135	0,11	0,078	$2,07 \cdot 10^{-9}$
15	0,274	0,269	0,255	0,23	0,194	0,139	0,114	0,081	$2,14 \cdot 10^{-9}$
16	0,282	0,278	0,263	0,238	0,2	0,144	0,118	0,083	$2,2 \cdot 10^{-9}$
17	0,291	0,286	0,271	0,245	0,206	0,148	0,121	0,086	$2,28 \cdot 10^{-9}$
18	0,299	0,294	0,278	0,252	0,212	0,152	0,125	0,088	$2,34 \cdot 10^{-9}$
19	0,307	0,302	0,286	0,258	0,217	0,156	0,128	0,091	$2,4 \cdot 10^{-9}$
20	0,315	0,309	0,293	0,265	0,223	0,16	0,131	0,093	$2,46 \cdot 10^{-9}$
21	0,322	0,317	0,3	0,271	0,228	0,164	0,134	0,095	$2,52 \cdot 10^{-9}$
22	0,329	0,324	0,306	0,277	0,233	0,168	0,137	0,097	$2,58 \cdot 10^{-9}$
23	0,336	0,331	0,313	0,283	0,238	0,171	0,14	0,099	$2,63 \cdot 10^{-9}$

Продовження табл. 4.5

24	0,343	0,337	0,319	0,289	0,243	0,175	0,143	0,101	$2,69 \cdot 10^{-9}$
25	0,35	0,344	0,326	0,294	0,247	0,178	0,146	0,103	$2,74 \cdot 10^{-9}$
26	0,359	0,35	0,332	0,3	0,252	0,181	0,148	0,105	$2,79 \cdot 10^{-9}$
27	0,363	0,356	0,337	0,305	0,256	0,184	0,151	0,107	$2,84 \cdot 10^{-9}$
28	0,369	0,362	0,343	0,31	0,261	0,188	0,154	0,109	$2,89 \cdot 10^{-9}$
29	0,375	0,368	0,349	0,315	0,265	0,191	0,156	0,111	$2,93 \cdot 10^{-9}$
30	0,38	0,374	0,354	0,32	0,269	0,194	0,159	0,112	$2,98 \cdot 10^{-9}$
31	0,386	0,38	0,359	0,325	0,273	0,196	0,161	0,114	$3,02 \cdot 10^{-9}$
32	0,392	0,385	0,365	0,329	0,277	0,199	0,163	0,116	$3,07 \cdot 10^{-9}$
33	0,397	0,39	0,37	0,334	0,281	0,202	0,165	0,117	$3,11 \cdot 10^{-9}$
34	0,402	0,395	0,374	0,338	0,285	0,205	0,168	0,119	$3,15 \cdot 10^{-9}$
35	0,408	0,401	0,379	0,343	0,288	0,207	0,17	0,12	$3,19 \cdot 10^{-9}$
36	0,413	0,405	0,384	0,347	0,292	0,21	0,172	0,122	$3,23 \cdot 10^{-9}$
37	0,417	0,41	0,388	0,351	0,295	0,212	0,174	0,123	$3,27 \cdot 10^{-9}$
38	0,422	0,415	0,393	0,355	0,299	0,215	0,176	0,125	$3,30 \cdot 10^{-9}$
39	0,427	0,42	0,397	0,359	0,302	0,217	0,178	0,126	$3,34 \cdot 10^{-9}$
40	0,431	0,424	0,401	0,363	0,305	0,219	0,18	0,127	$3,38 \cdot 10^{-9}$
41	0,436	0,428	0,406	0,366	0,308	0,222	0,182	0,129	$3,41 \cdot 10^{-9}$
42	0,44	0,433	0,41	0,37	0,311	0,224	0,183	0,13	$3,44 \cdot 10^{-9}$
43	0,444	0,437	0,414	0,374	0,314	0,226	0,185	0,131	$3,48 \cdot 10^{-9}$
44	0,448	0,441	0,417	0,377	0,317	0,228	0,187	0,132	$3,51 \cdot 10^{-9}$
45	0,452	0,445	0,421	0,38	0,32	0,23	0,189	0,134	$3,54 \cdot 10^{-9}$
46	0,456	0,449	0,425	0,384	0,323	0,232	0,19	0,135	$3,57 \cdot 10^{-9}$
47	0,46	0,452	0,428	0,387	0,325	0,234	0,192	0,136	$3,6 \cdot 10^{-9}$
48	0,464	0,456	0,432	0,39	0,328	0,236	0,193	0,137	$3,63 \cdot 10^{-9}$
49	0,467	0,459	0,435	0,393	0,331	0,238	0,195	0,138	$3,66 \cdot 10^{-9}$
50	0,471	0,463	0,438	0,396	0,333	0,24	0,196	0,139	$3,69 \cdot 10^{-9}$
51	0,474	0,46	0,441	0,399	0,335	0,241	0,198	0,14	$3,71 \cdot 10^{-9}$
52	0,478	0,469	0,444	0,402	0,338	0,243	0,199	0,141	$3,74 \cdot 10^{-9}$
53	0,481	0,473	0,447	0,404	0,34	0,245	0,2	0,142	$3,76 \cdot 10^{-9}$
54	0,484	0,476	0,45	0,407	0,342	0,246	0,202	0,143	$3,79 \cdot 10^{-9}$
55	0,487	0,479	0,453	0,41	0,344	0,248	0,203	0,144	$3,81 \cdot 10^{-9}$
56	0,49	0,482	0,456	0,412	0,346	0,249	0,204	0,145	$3,83 \cdot 10^{-9}$
57	0,493	0,484	0,459	0,414	0,348	0,251	0,205	0,145	$3,86 \cdot 10^{-9}$
58	0,496	0,487	0,461	0,417	0,35	0,252	0,206	0,146	$3,88 \cdot 10^{-9}$
59	0,498	0,49	0,464	0,419	0,352	0,253	0,208	0,147	$3,9 \cdot 10^{-9}$
60	0,501	0,492	0,466	0,421	0,354	0,255	0,209	0,148	$3,92 \cdot 10^{-9}$
61	0,503	0,495	0,468	0,423	0,356	0,256	0,21	0,149	$3,94 \cdot 10^{-9}$
62	0,506	0,497	0,471	0,425	0,358	0,257	0,211	0,149	$3,96 \cdot 10^{-9}$
63	0,508	0,499	0,473	0,427	0,359	0,258	0,212	0,15	$3,97 \cdot 10^{-9}$
64	0,51	0,501	0,475	0,429	0,361	0,26	0,213	0,151	$3,99 \cdot 10^{-9}$
65	0,512	0,503	0,477	0,431	0,362	0,261	0,213	0,151	$4,01 \cdot 10^{-9}$

Продовження табл. 4.5

66	0,514	0,505	0,479	0,432	0,364	0,262	0,214	0,152	$4,02 \cdot 10^{-9}$
67	0,516	0,507	0,48	0,434	0,365	0,263	0,215	0,152	$4,04 \cdot 10^{-9}$
68	0,518	0,509	0,482	0,436	0,366	0,264	0,216	0,153	$4,05 \cdot 10^{-9}$
69	0,52	0,511	0,484	0,437	0,368	0,264	0,217	0,153	$4,07 \cdot 10^{-9}$
70	0,522	0,513	0,485	0,439	0,369	0,265	0,217	0,154	$4,08 \cdot 10^{-9}$
71	0,523	0,514	0,487	0,44	0,37	0,266	0,218	0,154	$4,09 \cdot 10^{-9}$
72	0,525	0,516	0,488	0,441	0,371	0,267	0,219	0,155	$4,11 \cdot 10^{-9}$
73	0,526	0,517	0,49	0,442	0,372	0,268	0,219	0,155	$4,12 \cdot 10^{-9}$
74	0,528	0,518	0,491	0,444	0,373	0,268	0,22	0,156	$4,13 \cdot 10^{-9}$
75	0,529	0,52	0,492	0,445	0,274	0,269	0,22	0,156	$4,14 \cdot 10^{-9}$
76	0,53	0,521	0,4983	0,446	0,375	0,27	0,221	0,156	$4,15 \cdot 10^{-9}$
77	0,531	0,522	0,494	0,447	0,376	0,27	0,221	0,157	$4,16 \cdot 10^{-9}$
78	0,532	0,523	0,495	0,447	0,376	0,271	0,222	0,157	$4,16 \cdot 10^{-9}$
79	0,533	0,524	0,496	0,448	0,377	0,271	0,222	0,157	$4,17 \cdot 10^{-9}$
80	0,534	0,525	0,497	0,449	0,378	0,272	0,223	0,158	$4,18 \cdot 10^{-9}$
81	0,535	0,526	0,498	0,45	0,378	0,272	0,223	0,158	$4,18 \cdot 10^{-9}$
82	0,535	0,526	0,498	0,45	0,379	0,272	0,223	0,158	$4,19 \cdot 10^{-9}$
83	0,536	0,527	0,499	0,451	0,379	0,273	0,223	0,158	$4,2 \cdot 10^{-9}$
84	0,537	0,527	0,499	0,451	0,379	0,273	0,224	0,158	$4,2 \cdot 10^{-9}$
85	0,537	0,528	0,5	0,452	0,38	0,273	0,224	0,159	$4,2 \cdot 10^{-9}$
86	0,537	0,528	0,5	0,452	0,38	0,273	0,224	0,159	$4,21 \cdot 10^{-9}$
87	0,538	0,528	0,5	0,452	0,38	0,274	0,224	0,159	$4,21 \cdot 10^{-9}$
88	0,538	0,529	0,501	0,452	0,38	0,274	0,224	0,159	$4,21 \cdot 10^{-9}$
89	0,538	0,529	0,501	0,452	0,38	0,274	0,224	0,159	$4,21 \cdot 10^{-9}$
90	0,538	0,529	0,501	0,452	0,38	0,274	0,224	0,159	$4,21 \cdot 10^{-9}$

4.2.3 Розрахунок геометричних параметрів підводної зони розмиву землесосного снаряда. Для визначення геометричних параметрів розмиваючого струменя і відповідно підводного забою землесосного снаряда необхідно застосувати розроблену раніше математичну модель [1, 27]:

$$L_{\delta} = \frac{R}{kc} \sqrt{\frac{U_0}{U_p^{\beta\gamma}}}, \text{ м,} \quad (4.22)$$

довжина основної ділянки струменя

$$-k = \left(\frac{\alpha}{\xi}\right)^m (a - bU_0) \quad (4.23)$$

коефіцієнт відповідності

максимальна
напівширина
основної ділянки
струменя

$$\delta = 0,22L_{\delta}, \text{ м}, \quad (4.24)$$

далекобійність
струменя

$$L_o = c_{L_o} D_{\phi} U_0 - d_{L_o} U_0 + e_{L_o}, \text{ м}, \quad (4.25)$$

максимально
видалена точка
струменя

$$L_m = c_{L_m} D_{\phi} U_0 - d_{L_m} U_0 + e_{L_m}, \text{ м}, \quad (4.26)$$

відстань від крапки
М до осі струменя

$$\delta_m = c_{\delta_m} D_{\phi} U_0 - d_{\delta_m} U_0 + e_{\delta_m}, \text{ м}, \quad (4.27)$$

далекобійність по
горизонталі

$$L_2 = c_{L_2} D_{\phi} U_0 - d_{L_2} U_0 + e_{L_2}, \text{ м}. \quad (4.28)$$

де α – кут природного укосу підводного уступу землесосного снаряда.

Нормативне значення кута для водонасиченого середньозернистого піску

$\alpha = 32$ град. [21];

ξ – кут нахилу осі розмиваючого струменя, відкладений від вертикалі,
град;

a, b, m - емпіричні коефіцієнти.

$c_{L_o}, d_{L_o}, e_{L_o}; c_{L_m}, d_{L_m}, e_{L_m}; c_{\delta_m}, d_{\delta_m}, e_{\delta_m}; c_{L_2}, d_{L_2}, e_{L_2}$ -
емпіричні коефіцієнти.

R – радіус сопла форсунки, м;

D_{ϕ} - діаметр сопла форсунки, м;

U_0 – початкова швидкість закінчення рідини з форсунки, м/с;

U_p – розмиваюча швидкість ґрунту на похилій поверхні зони розмиву, м/с;

Об'єм підготовленого струменевим розпушувачем ґрунту, з великою мірою достовірності, визначають шляхом розрахунку площі $S_{з.р.}$ фігури ОАРМГД (рис. 4.4), яка характеризує перетин розмиваючого струменя в

підводному забої у вертикальній площині, що проходить через вісь струменя. Площа перетину підводної зони розмиву $S_{з.р.}$ і площі перетину елементів S_i визначають із застосуванням залежностей (4.29 - 4.38). Розрахунок геометричних параметрів підводної зони розмиву виконаний в програмі MathCad 14 і приведений в додатку Г.

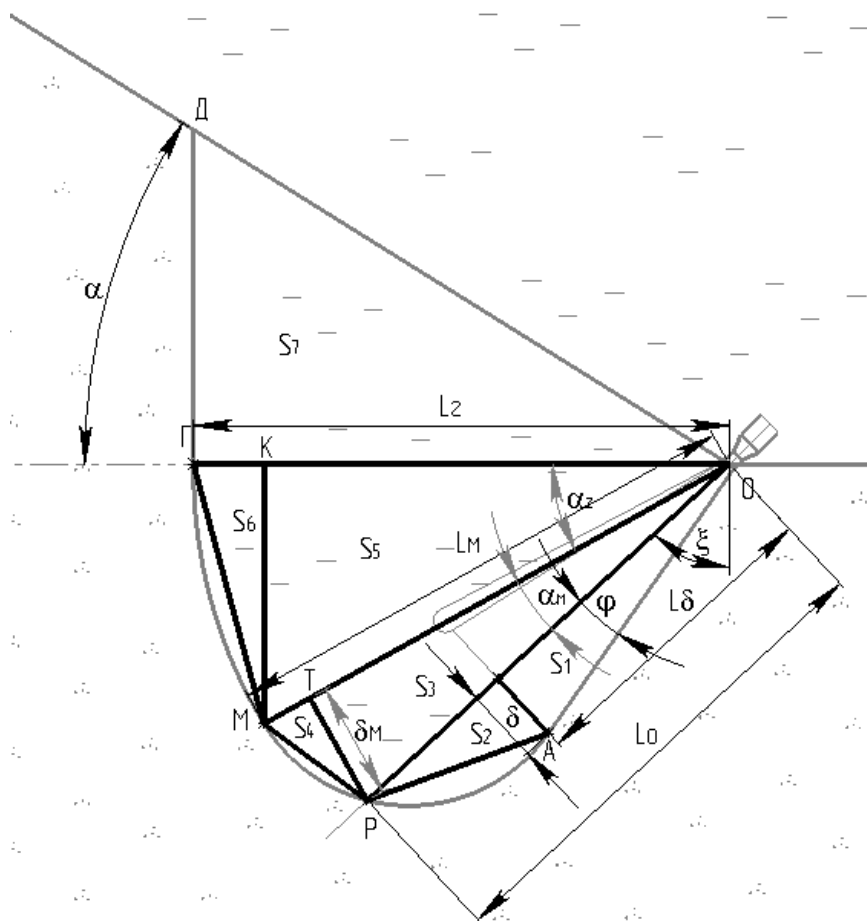


Рисунок 4.4– Розрахункова схема до визначення геометричних параметрів підводного вибою землесосного снаряда

$$S_{з.р.} = \sum_i S_i, \text{ м}^2, \quad (4.29)$$

$$S_1 = 0,11L_\delta^2, \text{ м}^2, \quad (4.30)$$

$$S_2 = 0,11L_\delta(L_0 - L_\delta), \text{ м}^2, \quad (4.31)$$

$$S_3 = \frac{1}{2}L_0^2 \cos(\alpha_m)\sin(\alpha_m), \text{ м}^2, \quad (4.32)$$

$$S_4 = \frac{1}{2} L_o \sin(\alpha_M) (L_M - L_o \cos(\alpha_M)), \text{ м}^2, \quad (4.33)$$

$$S_5 = \frac{1}{2} L_M^2 \cos(\alpha_2) \sin(\alpha_2), \text{ м}^2, \quad (4.34)$$

$$S_6 = \frac{1}{2} L_M \sin(\alpha_2) (L_2 - L_M \cos(\alpha_2)), \text{ м}^2, \quad (4.35)$$

$$S_7 = \frac{\text{tg}(\alpha)}{2} L_2^2, \text{ м}^2, \quad (4.36)$$

$$\alpha_M = \arcsin\left(\frac{\delta_M}{L_M}\right), \text{ град}, \quad (4.37)$$

$$\alpha_2 = 90 - \xi - \varphi - \alpha_M, \text{ град}. \quad (4.38)$$

В результаті розрахунку геометричних параметрів підводної зони розмиву, виконаного в програмі MathCad 14 параметри підводного вибою приймуть вигляд, зображений на рис. 4.5.

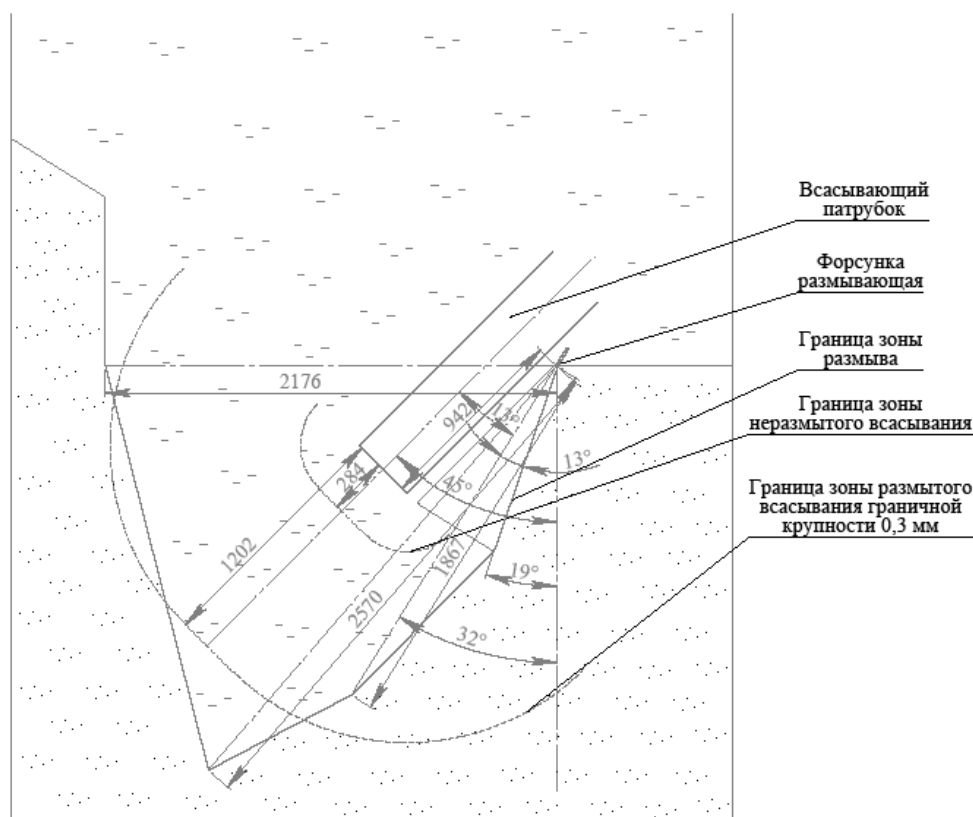


Рисунок 4.5– Розрахункові геометричні параметри підводного вибою землесосного снаряду

4.2.4 Обґрунтування експлуатаційних параметрів ґрунтозабірною пристрою. Одним з основних експлуатаційних параметрів землесосного снаряда і системи всмоктування є швидкість робочого переміщення, в результаті якого здійснюється постійний контакт ґрунтозаборною пристрою з ґрунтом. Достовірне визначення цього параметра дозволить наблизити продуктивність землесосного снаряда до оптимальної. Швидкість робочого переміщення визначають по формулі

$$V_n = \frac{Q_T}{60S_{з.р.}}, \text{ м/хв.}$$

4.3 Висновки

1. Розроблена методика розрахунку раціональних параметрів ґрунтозаборних пристроїв землесосних снарядів із струменевими розпушувачами. Методика виконана на базі аналітичних залежностей, отриманих в результаті дослідження процесів, що протікають в підводній зоні розмиву. У справжній методиці також застосовані відомі залежності, вживані при визначенні параметрів систем водопостачання і гидротранспортування.

2. Розроблена методика дозволяє визначити достатню кількість параметрів, потрібну для проектування систем розмиву ґрунтозаборних пристроїв, а також систем здобиччю, гидротранспортної і технологічного водопостачання землесосного снаряда.

3. Виконаний приклад розрахунку раціональних параметрів ґрунтозаборною пристрою землесосного снаряда з найбільш поширеним ґрунтовим насосом ГрУ 800-40 із струменевим розпушувачем, виконаний в програмі MathCad 14. Розрахунок приведений в додатках Б, В, Г.

5 МОРСЬКИЙ ГЛИБОКОВОДНИЙ АВТОНОМНИЙ ПОРОХОВИЙ ГРУНТОПІДЙОМНИК

5.1 Вихідні поняття

Пропонований пристрій називається «морський автономний пороховий ґрунтопідйомник», далі в тексті використовується скорочення МГП (морський ґрунтопідйомник пороховий).

Значення термінів: «глибоководний» - пробовідбірник може брати ґрунт на будь-яких глибинах, аж до 10 км. (максимальна глибина світового океану).; «автономний» – МГП не має механічного зв'язку з судном за допомогою троса, електричного кабелю і т.д.; «пороховий» – для спливання використовується горіння пороху.

Є попередня публікація автора цієї технічної пропозиції на тему МГП [27].

5.2 Призначення і область застосування

Пропонований МГП призначений для підняття гірських порід морського дна на поверхню моря.

Малі зразки МГП призначені для доставки на поверхню моря невеликих зразків морського дна для геологічних досліджень (можливо також для досліджень геофізичних, гідробіологічних та ін.). На подальших етапах розробки типоразмерного ряду МГП слід вивчити можливість використання крупних МГП для розробки морських корисних копалини в промислових масштабах.

5.3 Конструктивна схема

Конструктивна схема МГП представлена на рис. 5.1. Сталевий корпус 1 в даному випадку має сферичну форму. Форма корпусу може бути і іншою,

наприклад, веретеноподібною, що вплине на швидкість занурення і спливання. Товщина стінок корпусу відносно невелика, вона не розрахована на утримання повного тиску на граничній глибині порядку 10^8 Па, оскільки корпус має крізні отвори 2, що забезпечують зрівнювання тиску зовні і усередині корпусу на будь-якій глибині. У верхній частині корпусу є отвір 3 із замочним клапаном, призначене для випуску повітря з внутрішньої порожнини 4 при заповненні її баластною водою на початку занурення. У нижній частині корпуса закріплено зовні пробоотборное пристрій 5, наприклад, у вигляді труби з фіксатором проби ґрунту. Усередині корпусу розташований заряд порошу 6 з системою ініціації його горіння.

Деякі вузли і системи МГП на рис. 5.1 не показані: система ініціації вибуху порохового заряду при контакті МГП з морським дном; радіо- і/ або оптичні маяки для визначення місцезнаходження МГП, що сплив; скоби такелажів на корпусі 1; та ін.

5.4 Відмітні характеристики пропонованого морського ґрунтопідйомника

МГП працює повністю автономно, тобто при знаходженні в глибині моря, апарат не має якого-небудь механічного зв'язку з базовим судном у вигляді троса або кабелю. Енергетично апарат є автономним, не вимагає енергопідживлення з базового судна. Управляти його роботою на глибині також немає необхідності.

Для спливання використовується енергія заряду порошу 6 (рис.1). При такому способі спливання не потрібно мати на базовому судні підйомного пристрою типу лебідки для підйому ґрунтопідйомника. Особливості МГП, сформульовані вище, визначають малий час рейса цього апарату на дно моря і назад.

МГП не має обмежень на глибину занурення: можливе занурення як на 2,2 км (Чорне море), так і на максимальну глибину світового океану ≈ 10 км

(Марианська западина). У останньому випадку тиск порядку 10^8 Па, проте товщина стінок корпусу МГП відносно невелика, оскільки вона не розрахована на утримання повного тиску на великій глибині, оскільки корпус має крізні отвори 2 (рис. 5.1), що забезпечують зрівнювання тиску зовні і усередині на будь-якій глибині.

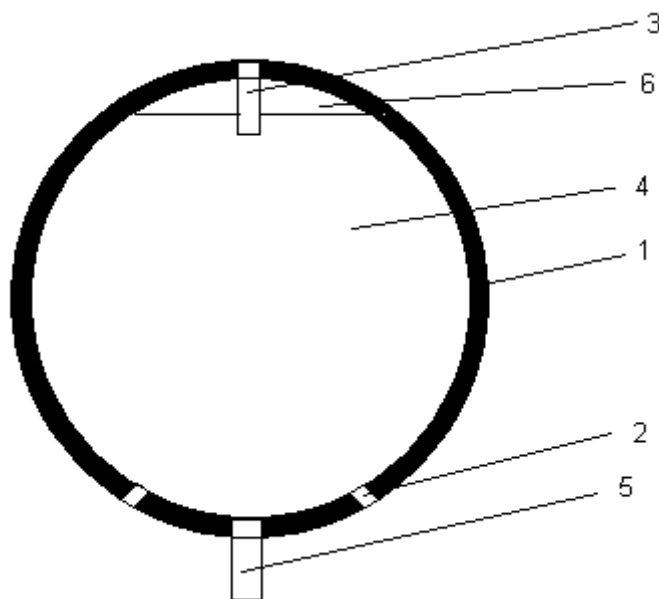


Рисунок 5.1 – Конструктивна схема морського ґрунтопідійомника порохового : 1 – корпус; 2 – нижні отвори в корпусі; 3 – верхній отвір із замочним клапаном; 4 – внутрішня порожнина; 5 – ґрунтовідбірний пристрій; 6 – заряд пороху.

Масштаб не дотриманий

5.5 Цикл роботи морського ґрунтопідійомника

Технологічний цикл роботи глибоководного ґрунтопід'ємника складається з декількох етапів, схематично зображених на рис.2. У даному п. 5.5 робота МГП описана якісно, кількісні розрахунки приведені далі в п. 5.6.

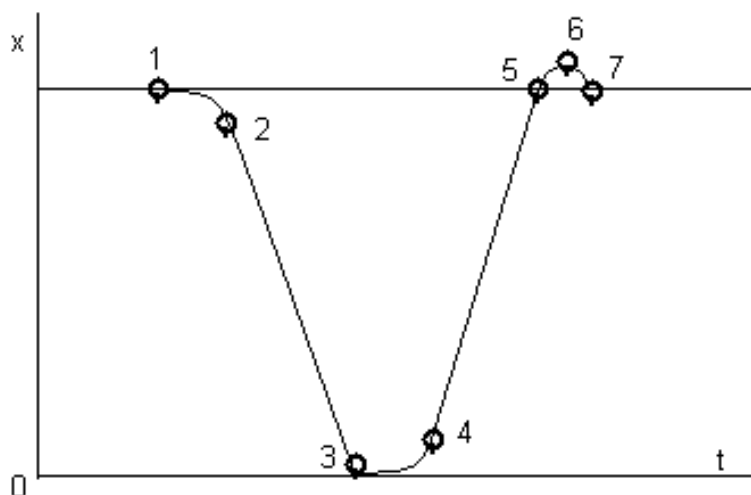


Рисунок 5.2 – (x, t) – діаграма траєкторії занурення-спливання ґрунтопідйомника. По горизонтальній осі відкладений час t , по вертикальній осі – висота над рівнем дна x . Положення ґрунтопідйомника: 1 – на поверхні води на старті, 2 – проміжне положення при зануренні, 3 - на дні, 4 – проміжне положення при спливанні, 5 – сплив на поверхню, 6 – вистрибнув в повітря, 7- фініш на поверхні води. Масштаб не дотриманий

Старт першого етапу починається із спуску сухого (у порожнині 4 – повітря) пробовідбірника з палуби судна на поверхню води (позиція 1 на рис.5.2). Далі внутрішня порожнина 4 через нижні отвори 2 в корпусі заповнюється водою, яка надалі є баластом. При заповненні порожнини 4 водою, що знаходилась там раніше, повітря виходить назовні через верхній отвір 3. Після виходу повітря отвір 3 закривається клапаном.

В результаті заповнення порожнини 4 водою пробовідбірник набуває негативної плавучості і починає занурюватися. На ділянці 1-3 діаграми на рис. 5.2 сила ваги пробовідбірника, включаючи вагу баластної води в порожнині 4, перевищує виштовхуючу силу Архімеда і пробовідбірник занурюється. На стартовій нестационарній ділянці занурення (1-2 на рис. 5.2) вертикальна швидкість істотно збільшується.

На наступній ділянці занурення (2-3 на рис. 5.2) зростає роль

гідродинамічного опору руху пробовідбірника, швидкість можна вважати сталою, а рух квазістаціонарним.

Етап квазістаціонарного занурення МГП закінчується контактом з дном моря ґрунтозаборного пристрою (5 на рис. 5.1), корпусу МГП, що знаходиться в нижній частині. Ґрунтозабірний пристрій ударно занурюється в ґрунт за рахунок кінетичної енергії масивного ґрунтопідійомника, що має значну вертикальну швидкість.

Після узяття проби ґрунту починається етап спливання. Старт спливання проводиться запаленням заряду пороху (6 на рис. 5.1). Продукти горіння пороху витісняють баластну воду з порожнини (4 на рис. 5.1) корпусу ґрунтопідійомника, внаслідок чого пристрій набуває позитивної плавучості, відривається від ґрунту і починається спливання (3-5 рис. 5.2). Перший етап (3-4 рис. 5.2) спливання полягає в збільшенні швидкості підйому, на ділянці (4-5) швидкість практично залишається постійною.

На останньому етапі спливання МГП підходить знизу до поверхні моря з великою швидкістю. Унаслідок цієї обставини МГП за інерцією вистрибує в повітря, а потім падає на поверхню моря (5-6-7 рис. 5.2), чим закінчується його рейс на дно моря і назад.

5.6 Чисельний розрахунок деяких визначальних параметрів

Математичною моделлю вертикального руху ґрунтопідійомника у воді є система рівнянь

$$\frac{dx}{dt} = U \quad (5.1)$$

$$(M_1 + M_2) \frac{dU}{dt} = -(M_1 + M_2)g + V\rho g + \frac{1}{2} C_D \pi R^2 U^2 \quad (5.2)$$

де x – вертикальна координата (початок координат – дно моря, рис. 5.2), t – час, U – швидкість, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння, $\rho = 10^3 \text{ кг/м}^3$ – питома маса води, M_1 - повна маса сухого ґрунтопідійомника, M_2 - маса баластної води у внутрішній порожнині,

R - радіус корпусу пробовідбірника, V – об'єм пробовідбірника (об'єм витисненої води), C – коефіцієнт гідродинамічного опору кулі, рухомій в рідині [27]. У рівнянні Ньютона (5.2) перший доданок в правій частині – сила тяжіння, друге – виштовхуюча сила Архімеда, третій – гідродинамічний опір руху кулі у воді. Зроблено спрощуюче припущення, що форма пробовідбірника – куля.

Система рівнянь (5.1), (5.2) використовується для розрахунку динаміки занурення МГП.

Динаміка спливання описується рівняннями (5.1) і (5.3).

$$M_1 \frac{dU_1}{dt} = -M_1 g + V \rho g - \frac{1}{2} C \rho \pi R^2 U_1^2 \quad (5.3)$$

де U_1 – швидкість спливання. Рівняння (5.3) відрізняється від рівняння (5.2) відсутністю маси баластної води $M_2 = 0$ і зміною знаку перед доданком, що описує гідродинамічний опір, вектор якого при спливанні направлений вниз. При розрахунку спливання (3-5 на рис. 5.2) нехтуємо масою продуктів горіння пороху і масою узятого ґрунту в порівнянні з повною масою ґрунтопід'ємника.

Для конкретного ілюстративного розрахунку прийняті наступні величини (використана система одиниць СІ.):

- $R = 1$ м – радіус корпусу ґрунтопід'ємника
- $M_1 = 2 \cdot 10^3$ кг – маса ґрунтопід'ємника
- $M_2 = 4 \cdot 10^3$ кг – маса баластної води
- $V = 4,5$ м³ – об'єм витисненої води
- $C = 1$ – коефіцієнт гідродинамічного опору
- $H = 10^4$ м – найбільша глибина світового океану.

Інтеграція рівнянь (5.1-5.3) дозволила визначити залежність вертикальної координати ґрунтопід'ємника від часу при зануренні і спливанні. Результат розрахунку приведений на рис. 5.3.

Швидкість на лінії занурення (1-2) практично постійна і дорівнює $U = 3,0$ м/с. Швидкість на лінії спливання (2-3) також практично постійна і

дорівнює $U_1 = 3,9$ м/с.

На початковому етапі занурення модуль швидкості збільшується від нуля до 3,0 м/с, відповідний графік представлений на рис. 5.4, на якому приведена початкова ділянка 10 м лінії занурення (1-2 на рис. 5.3) у великому масштабі.

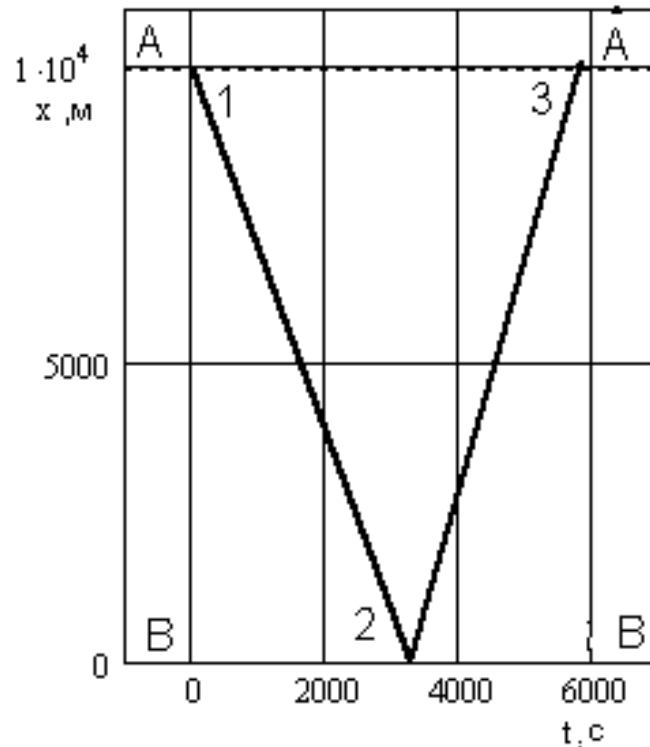


Рисунок 5.3– Залежність вертикальної координати x ґрунтопідйомника від часу t . AA – поверхня моря, BB – дно моря. (1-2) – лінія занурення, (2-3) – лінія спливання

На початковому етапі спливання швидкість збільшується від нуля до 3,9 м/с, відповідний графік представлений на рис. 5.5, на якому приведена початкова ділянка 10 м лінії (2-3 на рис.3) у великому масштабі.

Як впливає з графіків на рис. 5.4 і 5.5, швидкості занурення і спливання досягають практично граничної величини на початковій ділянці руху ≈ 5 м, який складає незначну частину всього шляху 10 км. Час набору сталої швидкості також невеликий, порядку 10 с, що багато менше повного часу занурення і спливання. Результат цей справедливий і для інших чисельно розрахованих варіантів, а також підтверджується якісним аналізом

початкових диференціальних рівнянь (5.1-5.3), проведеним автором в статті [27].

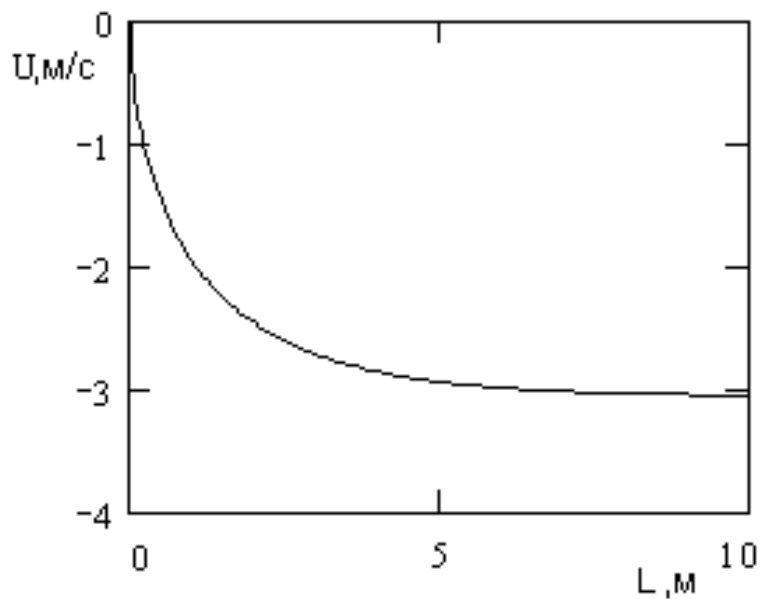


Рисунок 5.4– Залежність швидкості занурення U від глибини занурення L (відлік від поверхні моря)

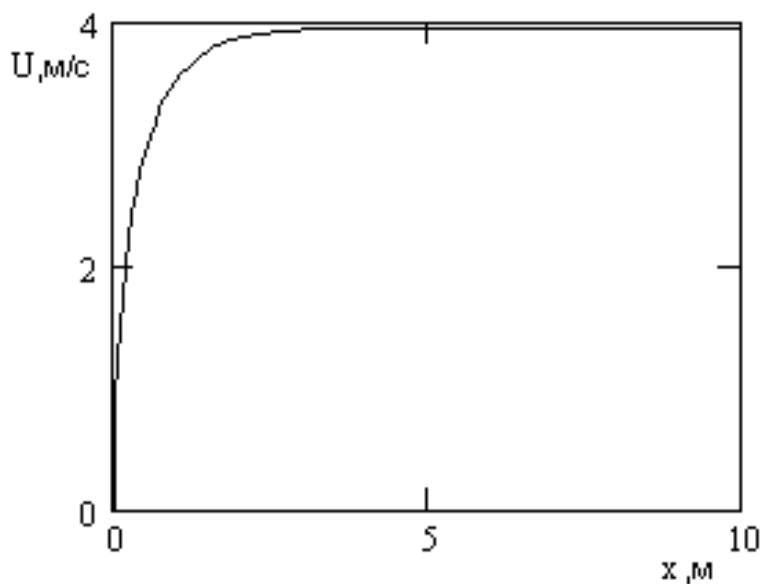


Рисунок 5.5– Залежність швидкості спливання U_1 від величини підйому x

Таким чином, час занурення, час спливання і повний час рейса на дно моря і назад на його поверхню можуть бути оцінені по формулах

$$t_1 = \frac{H}{U} \quad (5.4)$$

$$t_2 = \frac{H}{U_1} \quad (5.5)$$

$$T = t_1 + t_2 \quad (5.6)$$

де t_1 , t_2 , T – відповідно час занурення, час спливання і повний час рейса.

Для занурення на максимальну глибину світового океану $H = 10$ км, $t_1 = 3270$ с ≈ 55 хв; $t_2 = 2550$ с ≈ 43 хв; $T = 100$ хв ≈ 1 година 40 хв.

При роботі на максимальній глибині Чорного моря 2,2 км час рейса на дно і назад порядку 20 хв. При роботі на шельфі завглибшки 200 м час рейса порядку 2 хв.

Рис. 5.2 і рис. 5.3 навігляд різні, це визначається тим, що зони прискорення поблизу старту з поверхні моря (рис. 5.4) і з його дна (рис. 5.5) в масштабі рис. 5.3 невиразні, але представлені на рис. 5.2, де різні ділянки графіка зображені в різних масштабах.

Чисельне значення коефіцієнта гідродинамічного опору руху твердого тіла в рідині C у формулі (5.1) залежить від форми тіла і числа Рейнольдса [28]. Для кулі залежність C від числа Рейнольдса відома. Але оскільки форма досліджуваного МГП відмінна від форми ідеальної кулі (грунтовідбірник внизу, отвори в корпусі для протоки баластною води і так далі), чисельне значення C в проведених розрахунках узято більшим, ніж для кулі. Швидкість руху МГП у воді залежить від форми корпусу і деталей, що знаходяться на його зовнішній поверхні. Швидкість руху МГП з добре обтічним веретеноподібним корпусом при інших рівних параметрах буде більша, ніж швидкість апарату з кульовим корпусом .

Параметри ударної зупинки МГП при контакті з морським дном залежать від конструкції грунтовідбірного пристрою (5 на рис. 5.1) і механічних характеристик морського дна. Деякі загальні висновки можна зробити на підставі законів збереження. Кінетична енергія і імпульс МГП

при зустрічі з морським дном дорівнюють:

$$E_k = \frac{1}{2}(M_1 + M_2)U^2 \quad (5.7)$$

$$J = (M_1 + M_2)U \quad (5.8)$$

де E_1 – кінетична енергія, J – імпульс.

Для ґрунтопідйомника, що розглядається вище $E_1 = 27$ кДж, $J = 1,8 \cdot 10^4$ кг·м·с⁻¹. Закон збереження імпульсу в припущенні рівномірного гальмування

$$J = F\tau \quad (5.9)$$

де F - середня сила, τ – час гальмування.

Позначивши шлях гальмування l і вважаючи, що середня швидкість на цьому шляху рівна половині початковою, знаходимо

$$\tau = \frac{2l}{U} \quad (5.10)$$

де l – шлях гальмування.

Використовуючи дві останні формули, знаходимо

$$F = \frac{JU}{2l} \quad (5.11)$$

Вважаючи для продовження розрахункового прикладу $l = 1$ м, отримуємо оцінку середньої сили впровадження ґрунтовідбірною пристрою в морське дно $F = 2,7 \cdot 10^4$ Н.

Масу заряду пороху, необхідного для витіснення баластної води, оцінюємо використовуючи закон збереження енергії

$$kqM_3 = P \frac{M_2}{\rho} \quad (5.12)$$

де $0 < k < 1$ – коефіцієнт корисного використання енергії вибуху, q – питома енергія, що виділяється при горінні пороху, M_3 - маса пороху, ρ – питома щільність води.

Прийнявши $k = 0,5$, $q = 4 \cdot 10^6$ Дж/кг, $\rho = 10^3$ кг/м³, $P = 10^8$ Па, отримуємо $M_3 = 200$ кг.

Заряд такої ваги необхідний для спливання з максимальної глибини

світового океану. При спливанні з максимальної глибини Чорного моря 2,2 км вага заряду 40 кг, при роботі на шельфі завглибшки 200 м вага заряду 4 кг. Отримана оцінка ваги заряду надалі вимагає коректування, унаслідок можливих змін в чисельних значеннях коефіцієнта використання енергії вибуху і питомої енергії вибуху.

Для спливання МГП не обов'язково використовувати металльні пороха. Не виключено використання твердотілого ракетного палива і різних газогенеруючих хімічних реакцій, що відбуваються при підвищеному тиску.

Вспливаючий МГП наближається знизу до поверхні моря із значною швидкістю. У розглянутому вище прикладі ця швидкість дорівнює 4 м/с, для інших варіантів ця швидкість може бути ще більше. Значна вертикальна швидкість приводить до того, що апарат "вистрибує" з води (ділянка траєкторії 5-6-7 на рис. 5.2). Оцінку висоти підняття апарату над його рівноважним положенням на поверхні моря отримуємо, вважаючи, що його кінетична енергія перетворюється на потенційну енергію підйому

$$\frac{1}{2}M_1U_1^2 = M_1gh \quad (5.13)$$

де h – висота підйому.

Для приведенного прикладу $h \approx 1$ м.

5.7 Висновки

Запропонований принцип роботи і конструктивна схема морського глибоководного ґрунтопідйомника нового типу, що відрізняється автономністю роботи і використанням для спливання заряду пороху.

Проведена розрахункова оцінка деяких основних параметрів запропонованого морського ґрунтопідйомника.

ВИСНОВКИ

У відповідності до плану робіт по темі ГП–426 виконано наступне: обрентуванні аналітичні залежності процесу утворення поверхні підводного вибою турбулентними струменями, на їх базі розроблений інженерний метод розрахунку параметрів видобувної системи землесосного снаряда; розроблена математична модель напружено-деформованого стану підкріплення лобовин бобінних підйомників; розроблений інженерний метод розрахунку параметрів глибоководного ерліфта з урахуванням ступінчастої конструкції транспортного трубопроводу при підводному видобутку твердих корисних копалин.

В ході роботи по темі отримані наступні результати:

Розроблена математична модель фрикційних коливань в гальмівному механізмі, обумовлених деформацією шорстких контактуючих поверхонь, тертя між якими описується законом Амонтона. Отримано варіаційне формулювання у вигляді квазіваріаційної нерівності динамічної задачі для коливальної системи з двома ступенями свободи за наявності в'язкого і сухого тертя Амонтона і деформації шорстких контактуючих поверхонь. Дискретизація варіаційного завдання за часом виконана на основі двох- і тришарових різницевих схем. Для вирішення отриманих на кожному кроці інтегрування за часом квазіваріаційних нерівностей запропонований ітераційний процес, що дозволяє звести рішення задачі до рішення послідовних варіаційних нерівностей з доданками, що не диференціюються, обумовленими наявністю сил тертя.

Встановлена доцільність використання укорочених ребер, які не зв'язані з обичайкою, в досліджуваній конструкції барабана бобінної підйомної машини з гумотросовим канатом.

Застосування косинок традиційної форми приводить до виникнення концентратора напруг типу внутрішнього кута

Застосування обробки після зварювання для створення зняття концентратора напруг дає змогу знизити напруги в косинці до рівня кільцевих напруг в обичайці.

Математична модель напруг у косиначному підкріпленні бобини – це регресійний поліном четвертого ступеня.

З точністю застосованого методу кінцевих елементів залежність мінімально припустимого радіуса скруглення від довжини косинки є лінійною.

Розроблена методика розрахунку раціональних параметрів ґрунтозаборних пристроїв землесосних снарядів із струменевими розпушувачами. Методика виконана на базі аналітичних залежностей, отриманих в результаті дослідження процесів, що протікають в підводній зоні розмиву. У методиці також застосовані відомі залежності, вживані при визначенні параметрів систем водопостачання і гидротранспортування.

Розроблена методика дозволяє визначити достатню кількість параметрів, потрібну для проектування систем розмиву ґрунтозаборних пристроїв, а також систем здобиччю, гидротранспортної і технологічного водопостачання землесосного снаряда.

Виконаний приклад розрахунку раціональних параметрів ґрунтозаборного пристрою землесосного снаряда з найбільш поширеним ґрунтовим насосом ГрУ 800-40 із струменевим розпушувачем, виконаний в програмі MathCad 14.

Запропонований принцип роботи і конструктивна схема морського глибоководного ґрунтопідійомника нового типу, що відрізняється автономністю роботи і використанням для спливання заряду пороху.

Проведена розрахункова оцінка деяких основних параметрів запропонованого морського ґрунтопідійомника.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Розвиток теорії процесів підводного видобутку та транспортування твердих корисних копалин: Звіт про НДР (проміжний)/НГУ.- №0109U002806.-Дніпропетровськ, 2010.-101с.
2. Заболотный, К.С. Теория многослойной намотки резиновтросового каната: монография [Текст] / К.С. Заболотный, Е.В. Панченко, А.Л. Жупиев. – Д.: Национальный горный университет, 2011. – 150 с.
3. Заболотний К.С. Створення твердотільних комп'ютерних моделей реберного підкріплення барабанів бобін них підйомників з гумо тросовим канатом [Текст] / К.С. Заболотний, О.В. Панченко, О.Л. Жупієв. – Геотехн. механіка: Межвід. сб. наук. пр. ІГТМ НАН України. – 2011. – Вып. 92. – С. 125-130.
4. Кириченко Е.А. Разработка стратегии проектирования и регулирования глубоководных эрлифтных гидроподъемов // Гірн. електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб. – 2000. – Вып.12. – С. 114 – 121.
5. Кириченко Е.А. Научное обоснование параметров трубных систем для гидроподъема полезных ископаемых: Дис. ... докт. техн. наук: 05.05.06. – Д., 2001. – 181 с.
6. Пат. 86436 України, E21C45/00, F04F1/20. Морський ерліфт / Кириченко Є.О., Шворак В.Г., Євтєєв В.В., Романюков А.В. – Опубл. 27.04.2009, Бюл. № 8.
7. Адамов Б.И. Исследование и разработка глубоководных эрлифтных установок для подъема твердого материала: Дис. ... канд. техн. наук. – Донецк, 1982. – 192 с.
8. Куликов Д.В., Кириченко Е.А. Исследование вихревого обтекания протяженного подводного пульпопровода градиентным стационарным потоком // Геотехническая механика: Межв. сб. научн. тр. ІГТМ НАН України. – 2000. – Вып.21. – С. 109 – 116.
9. Пат. 84333 України, E21B43/00, F04F1/20. Спосіб запуску і зупинки

- морського ерліфта та система для його здійснення / Півняк Г.Г., Кириченко Є.О., Євтеєв В.В., Шворак В.Г., Кириченко В.Є. – Оpubл. 10.10.2008, Бюл. № 19.
10. Пат. 2310102 РФ, F04F1/20. Способ подъема многокомпонентной смеси с больших глубин и система для его реализации / Пивняк Г.Г., Кириченко Е.А., Франчук В.П., Евтеев В.В. – Оpubл. 10.11.2007, Бюл. № 31.
11. Пат. 2321748 РФ, E21C50/00, E21C45/00, F04F1/20. Способ работы морского эрлифта и система для его реализации / Пивняк Г.Г., Кириченко Е.А., Франчук В.П., Егурнов А.И., Евтеев В.В. – Оpubл. 10.04.2008, Бюл. № 10.
12. Пат. 2321747 РФ, E21C50/00, E21C45/00, F04F1/20. Способ электрификации технологии подводной разработки месторождений полезных ископаемых и система для его реализации / Пивняк Г.Г., Кириченко Е.А., Франчук В.П., Егурнов А.И., Евтеев В.В. – Оpubл. 10.04.2008, Бюл. № 10.
13. Пат. 82229 України, E21C45/00, F04F1/20. Спосіб електрифікації технології підводної розробки родовищ корисних копалин та система для його реалізації / Півняк Г.Г., Кириченко Є.О., Франчук В.П., Єгурнов О.І., Євтеєв В.В. – Оpubл. 25.03.2008, Бюл. № 6.
14. Кириченко Е.А., Романюков А.В., Евтеев В.В., Кириченко В.Е. К вопросу замыкания трехскоростной модели трехфазного течения применительно к расчету глубоководного эрлифта
15. Пат. 82201 України, F04F1/00, E21F17/00, F04F1/20. Спосіб підйому багатокомпонентної суміші з великих глибин та система для його реалізації / Півняк Г.Г., Кириченко Є.О., Франчук В.П., Євтеєв В.В. – Оpubл. 25.03.2008, Бюл. № 6.
16. Пат. 81307 України, E21C45/00, F04F1/20. Спосіб роботи морського ерліфта та система для його реалізації / Півняк Г.Г., Кириченко Є.О., Франчук В.П., Єгурнов О.І., Євтеєв В.В. – Оpubл. 25.12.2007, Бюл. № 21.

17. Кириченко Е.А., Евтеев В.В. Об одном альтернативном способе организации водоотлива глубоких шахт. / Науковий вісник НГУ. – Дніпропетровськ: НГУ. – 2004. – № 7. – С. 51-55.
18. Пат. 85116 України, E21C45/00, F04F1/20. Спосіб підвищення рівня використання підйомної спроможності морського ерліфта та система для його реалізації / Кириченко Є.О., Ламзюк В.Д., Євтєєв В.В. – Опубл. 25.12.2008, Бюл. №24.
19. Пат. 2346161 РФ, E21C50/00, E21C45/00, F04F1/20. Способ запуска и остановки морского эрлифта и система для его реализации / Пивняк Г.Г., Кириченко Е.А., Евтеев В.В, Шворак В.Г., Кириченко В.Е. – Опубл. 10.02.2009, Бюл. № 4.
20. Пат. 86436 України, E21C45/00, F04F1/20. Морський ерліфт / Кириченко Є.О., Шворак В.Г., Євтєєв В.В., Романюков А.В. – Опубл. 27.04.2009, Бюл. № 8.
21. Нормы технологического проектирования предприятий промышленности нерудных строительных предприятий.- Л.- Стройиздат, 1977.-366 с.
22. Справочник по горнорудному делу. Том 1. Открытые работы. - М.:Гос. научно-техн. издат. литерат. по горному делу,1960.-926 с.
23. Бондаренко А.А. Определение размывающей скорости грунта в подводном забое, образованном турбулентной струей/ Науковий вісник НГУ.-2010.-№3.-С.78-82.
24. ДСТУ Б.В.2.7-32-95. Будівельні матеріали. Пісок щільний природний для будівельних матеріалів, виробів, конструкцій і робіт. Технічні умови. 01.01.96.
25. ДСТУ Б.В.2.7-29-95. Будівельні матеріали. Дрібні заповнювачі природні, із відходів промисловості, штучні для будівельних матеріалів, виробів, конструкцій та робіт. Класифікація. 01.01.96.
26. Бондаренко А.А., Франчук В.П., Запара Е.С. Определение параметров подводного забоя, образованного турбулентной размывающей струей/ Збірник наукових праць НГУ.-2010.-№34.-Т.2.-С171-177.

27. Войтенко А.Е. Динамика погружения и всплытия глубоководного автономного порохового пробоотборника морского дна. //Форум гірників.2000.Матеріали міжнародної конференції.Дніпропетровськ,2100.- с134-138.
28. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Гидродинамика. – М.:Наука, 1988.- С 733.
29. Баум Ф.А., Станюкович К.П.,Шехтер Б.И. Физика взрыва.- М.: Физматгиз, 1959.- С 800.

ДОДАТОК А

Д е р ж а в н и й в и щ и й н а в ч а л ь н и й з а к л а д
«НАЦІОНАЛЬНИЙ ГІРНИЧИЙ УНІВЕРСИТЕТ»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи

_____ **О.С. Бешта**

" ____ " _____ **2011р.**

ЗВІТ
про патентні дослідження

№ _____

(дата)

«РОЗВИТОК ТЕОРІЇ ПРОЦЕСІВ ПІДВОДНОГО ВИДОБУТКУ ТА
ТРАНСПОРТУВАННЯ ТВЕРДИХ КОРИСНИХ КОПАЛИН»

ГП-426

(найменування, шифр теми)

Етап 2011 р. Розробка рекомендацій з проектування систем для підводного
 видобутку твердих корисних копалин

Заст. проректора
з наукової роботи

Р.О. Дичковський

Керівник
підрозділу-виконавця

В.П. Франчук

Керівник НДР

В.П. Франчук

Керівник ПЛВ

О.О. Філонова

Нормоконтролер

Л.С. Шломіна

СПИСОК АВТОРІВ

№	Ф.І.Б.	Посада
1.	Франчук Всеволод Петрович	– Завідувач кафедри гірничих машин та інжинірингу
2.	Бондаренко Андрій Олексійович	– Доцент кафедри гірничих машин та інжинірингу
3.	Піцик Галина Миколаївна	– Фахівець 1 категорії

ЗМІСТ

1. Техніко-економічні показники ОГД та об'єктів аналогічного призначення (Ф. Г. 1.4).....	5
2. Аналіз новизни, винахідницького рівня та промислового використання ОГД (Ф. Г. 1.5.).....	6
3. Аналіз можливостей застосування в ОГД відомих об'єктів промислової власності (Ф. Г. 2.4.).....	7
4. Висновки.....	8
5. Довідка про оцінку науково-технічного рівня результатів НДР ГП – 426.....	9

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи

_____ О.С. Бешта

" ___ " _____ 2011р.

**Завдання
на проведення патентних досліджень****по темі: ГП-426 РОЗВИТОК ТЕОРІЇ ПРОЦЕСІВ ПІДВОДНОГО ВИДОБУТКУ ТА ТРАНСПОРТУВАННЯ ТВЕРДИХ КОРИСНИХ КОПАЛИН**

Етап 2011 р. Розробка рекомендацій з проектування систем для підводного видобутку твердих корисних копалин

Мета патентних досліджень: Визначення патентної ситуації відносно ОГД

Таблиця А.1 Види робіт при проведенні патентних досліджень та виконавці:

Види робіт	Підрозділи-виконавці	Відповідальні виконавці (П.І.П.)	Строки виконання робіт	Звітний документ
1	2	3	4	5
Аналіз техніко-економічних показників	Кафедра ГМІ	Бондаренко А.О., Піцик Г.М.	4 кв. 2011 р.	Ф Г.1.4 Ф Г.1.5 Ф Г.2.4 Довідка про НТР Звіт про патентні дослідження
Аналіз новизни та винахідницького рівня ОГД				
Визначення можливості застосування в ОГД відомих об'єктів				

**Керівник
підрозділу-виконавця робіт****В.П. Франчук****Керівник ПЛВ****О.О. Філонова**

**1. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ОГД ТА ОБ'ЄКТІВ
АНАЛОГІЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ (Ф.Г.1.4)**

Найменування та одиниці виміру	Техніко-економічні показники			
	Об'єкта за стандартом або технічними умовами	Об'єкта- аналога (держава, фірма, організація, рік освоєння)	ОГД	аналогічно го перспектив ного зразка
Собівартість видобутку корисної копалини, грн./т	відсутні	15	13,2	13,2

**2. АНАЛІЗ НОВИЗНИ, ВИНАХІДНИЦЬКОГО РІВНЯ ТА
ПРОМИСЛОВОГО ВИКОРИСТАННЯ ОГД (Ф.Г.1.5.)**

ОГД, його складові частини		Прототип		Очікуваний результат	Можливості використання у промисловості або іншій сфері діяльності	Номер поданої заявки, дата подачі заявки
Назва	Сукупність ознак	Бібліографічні дані	Сукупність ознак			
1	2	3	4	5	6	7
Грунтозабірний пристрій						
	Грунтозабірний пристрій містить корпус, що представляє собою усмоктувальний патрубок, головку, форсунок, трубопровід для подавання води до розмиваючих форсунок, який установлено із зовнішньої сторони корпусу і сполучений з порожниною головки	Грунтозабірний пристрій. А.А. Бондаренко, Є.С. Запара, В.П. Франчук, В.Ю. Кухар/ Пат. 46197 України, E21C50/00. Опубл 5.05.2002. Бюл. №5	Грунтозабірний пристрій містить корпус, що представляє собою усмоктувальний патрубок, головку, форсунок, трубопровід для подавання води до розмиваючих форсунок	Зменшення собівартості видобутку корисної копалини на 15%	Доцільно використовувати при підводних гірничих роботах з видобутку пісків	Пат. 91523 України, E21C 50/00 E02F 3/88. Грунтозабірний пристрій/ Бондаренко А.О., Запара Є.С., Франчук В.П. - Опубл 10.08.2010. Бюл. №15.

3. АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТЕЙ ЗАСТОСУВАННЯ В ОГД ВІДОМИХ ОБ'ЄКТІВ ПРОМИСЛОВОЇ ВЛАСНОСТІ

(Ф.Г. 2.4.)

ОГД, його складові частини	Документи на об'єкти промислової власності (бібліографічні дані)	Суть об'єкта промислової власності	Очікуваний результат від застосування
1	2	3	4
Грунтозабірний пристрій	Пат. 91523 України, E21C 50/00 E02F 3/88. Грунтозабірний пристрій/ Бондаренко А.О., Запара Є.С., Франчук В.П..- Опубл 10.08.2010. Бюл. №15.	Пристрій забезпечує формування спрямованих зустрічних потоків, інтенсивність яких можна регулювати в залежності від фізико-механічних властивостей ґрунту, що видобувається, і керувати, таким чином, процесом розмиву, усмоктуванням ґрунту, концентрацією пульпи у доступних межах.	Зменшення собівартості видобутку корисної копалини на 15%

4 ВИСНОВКИ

Дослідження сучасного рівня техніки підтверджують, що результати роботи містять нові технічні рішення, котрі дозволяють зменшити собівартість видобутку корисної копалини на 15%.

Нові технічні рішення захищені патентом України № 91523, E21C 50/00 E02F 3/88. Грунтозабірний пристрій/ Бондаренко А.О., Запара Є.С., Франчук В.П.- Опубл 10.08.2010. Бюл. №15.

Розроблений пристрій дозволить забезпечити формування спрямованих зустрічних потоків, інтенсивність яких можна регулювати в залежності від фізико-механічних властивостей ґрунту, що видобувається, і керувати, таким чином, процесом розмиву, усмоктуванням ґрунту, концентрацією пульпи у доступних межах.

Результати роботи включають відповідні НОУ-ХАУ для широкого спектра параметрів ґрунтозабірних пристрів землесосних снарядів зі струменевими розпушувачами вибою.

Крім того, технічно-економічні показники розробок перевищують рівень близьких аналогів.

Науково-технічний рівень НДР перевищує сучасний світовий рівень науки і техніки.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи

_____ **О.С. Бешта**

"__" _____ 2011р.

ДОВІДКА

про оцінку науково-технічного рівня результатів НДР

**ГП-426 «РОЗВИТОК ТЕОРІЇ ПРОЦЕСІВ ПІДВОДНОГО ВИДОБУТКУ
ТА ТРАНСПОРТУВАННЯ ТВЕРДИХ КОРИСНИХ КОПАЛИН»**

(шифр та назва теми)

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ

Найменування та одиниця виміру	Значення техніко-економічних показників	
	кращого аналога	розробленого об'єкту
Собівартість видобутку корисної копалини, грн./т	15,0	13,2

Пат. 91523 України, E21C 50/00 E02F 3/88. Грунтозабірний пристрій/
Бондаренко А.О., Запара Є.С., Франчук В.П.- Опубл 10.08.2010. Бюл. №15.

Відомості НОУ-ХАУ Методика розрахунку раціональних параметрів
грунтозабірного пристрою землесосного снаряду зі струменевим
розпушувачем

ЗАГАЛЬНА ОЦІНКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ НДР

Перевищує сучасний рівень науки і техніки _____
(відповідає сучасному рівню науки і техніки, перевищує, не відповідає)

Керівник ПЛВ

_____ **О.О. Філонова**
(П.І.Б.)

"__" _____ 2011р.

Керівник НДР

_____ **В.П. Франчук**
(П.І.Б.)

"__" _____ 2011р.

ДОДАТОК Б

**Расчет параметров гидротранспортной системы
землесосного снаряда с грунтовым насосом ГРУ 800-40**

Исходные данные:

Производительность насоса по воде номинальная	$Q_H := 980$	$\frac{\text{м}^3}{\text{час}}$	
Плотность грунта насыпная	$\rho_{гн} := 1323$	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	
Плотность скелета грунта в составе пульпы	$\rho_{ск} := 2650$	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	
Плотность несущей жидкости	$\rho_{в} := 1000$	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	
Коэффициент высоты забоя (НТП)	$K_3 := 1$		
Удельный расход воды (НТП)	$q := 9.0$	$\frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$	
Коэффициент пористости	$m := 0.5$		
Плотность пульпы (табл)	$\rho_{п} := \frac{\rho_{в} \cdot q + \rho_{гн}}{q + (1 - m)}$	$\rho_{п} = 1086.6$	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$
Коэффициент исп. оборудования (НТП)	$K_B := 0.7$		
Принятая скорость течения пульпы	$v_w := 3$	$\frac{\text{м}}{\text{с}}$	
Объемная консистенция грунта в пульпе	$P := \frac{\rho_{п} - \rho_{в}}{\rho_{ск} - \rho_{в}}$	$P = 0.053$	
Средний коэффициент лобового сопротивления (НТП)	$C_f := 3.9$		
Дальность транспортирования	$L_w := 250$	м	
Геометрическая высота подъема пульпы	$H_{п.п} := 16$	м	
Глубина добычи	$H_{доб} := 6$	м	
Потери напора во всасывающем трубопроводе	$h_{вп} := 2$	м	
Остаточный напор при выпуске пульпы	$H_0 := 1$	м	
Высота установки насоса над уровнем водоема	$H_{у.н.} := 1.5$	м	
Длина всасывающего патрубка з.с.	$L_{вс.п.} := 10$	м	
Кинематическая вязкость воды	$\nu := 1.01 \cdot 10^{-6}$	$\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	
Коэффициент (НТП)	$K_w := 1.05$		

Параметры грунтового насоса

Диаметр рабочего колеса насоса... — $D_2 := 700$ мм $z := 4$ $\beta_{21} := 28$ град

Подача по воде Напор по воде Мощность по воде КПД по воде

$j := 0..7$ $k := 8$

$Q_B :=$	$\begin{pmatrix} 500 \\ 600 \\ 700 \\ 800 \\ 900 \\ 1000 \\ 1100 \\ 1200 \end{pmatrix}$	$H_B :=$	$\begin{pmatrix} 44 \\ 43 \\ 42 \\ 40 \\ 38 \\ 37 \\ 35 \\ 33 \end{pmatrix}$	$N_B :=$	$\begin{pmatrix} 110 \\ 115 \\ 125 \\ 133 \\ 143 \\ 151 \\ 160 \\ 170 \end{pmatrix}$	$\eta_B :=$	$\begin{pmatrix} 58 \\ 60 \\ 62 \\ 65 \\ 67 \\ 67 \\ 65 \\ 63 \end{pmatrix}$
----------	---	----------	--	----------	--	-------------	--

Гранулометрический состав песка

Средний диаметр фракции

Процентное содержание

$i := 0..6$ $n := 7$

$d_{cp} :=$	$\begin{pmatrix} 7.5 \\ 3.75 \\ 1.875 \\ 0.94 \\ 0.473 \\ 0.238 \\ 0.08 \end{pmatrix}$	$\gamma :=$	$\begin{pmatrix} 0 \\ 0.2 \\ 2.5 \\ 12.5 \\ 33.5 \\ 40.1 \\ 11.2 \end{pmatrix}$
-------------	--	-------------	---

Производительность земснаряда по пульпе

$$Q_{пj} := \frac{Q_{Bj} \cdot \rho_B}{\rho_{пj}} \quad \frac{\text{м}^3}{\text{час}} \quad Q_{п1j} := \frac{Q_{пj}}{3600} \quad \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Техническая производительность земснаряда по грунту

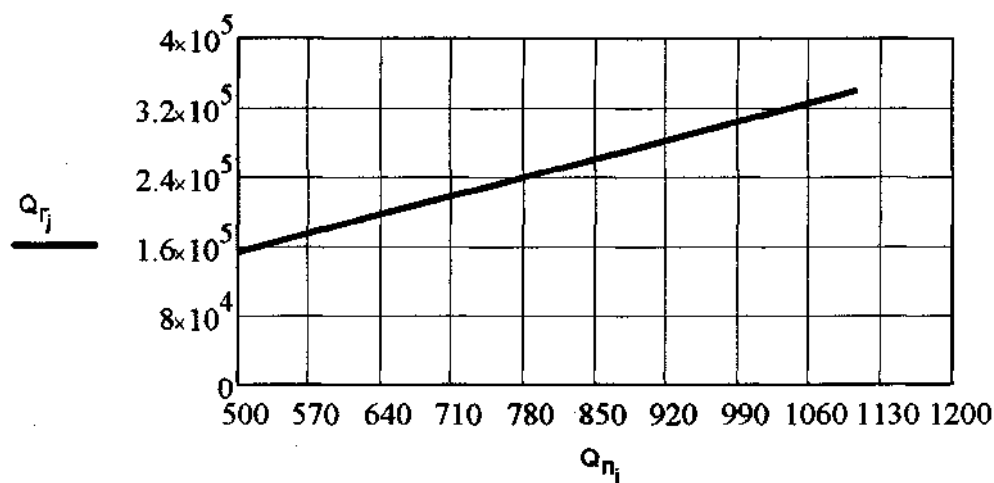
$$Q_{Tj} := \frac{Q_{пj} \cdot K_3}{[q + (1 - m)]} \quad \frac{\text{м}^3}{\text{час}}$$

Годовой фонд календарного времени

$$T_w := 260 \cdot 2 \cdot 8 \quad T = 4160 \quad \text{часов}$$

Годовая эксплуатационная производительность э.с. по грунту

$$Q_{гj} := Q_{Tj} \cdot T \cdot K_B \quad \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \quad -$$



Поправочные коэффициенты

$$K_p := 1.94 - 1.68 \cdot \frac{Q_{п3}}{Q_{в3}} + 0.74 \cdot \left(\frac{Q_{п3}}{Q_{в3}} \right)^2 \quad K_p = 1.021$$

$$K_z := 0.546 + 0.159 \cdot z - 0.011 \cdot z^2 \quad K_z = 1.006$$

$$K_{\beta 21} := 1.215 - 0.0077 \cdot \beta_{21} \quad K_{\beta 21} = 0.999$$

Коэффициент снижения напора

$$K_{nik} := 0.15 \cdot \left(\frac{\rho_{ск} - \rho_B}{\rho_B} \right) + 0.56 \cdot \log \left(\frac{d_{ср}}{D_2} \right) + 1.813$$

$$K_{nik} = \begin{pmatrix} 0.957 \\ 0.789 \\ 0.62 \\ 0.452 \\ 0.285 \\ 0.118 \\ -0.147 \end{pmatrix} \quad n_i := \begin{cases} \text{for } i \in 0..6 \\ \left| \begin{array}{l} K_{ni} \leftarrow K_{nik_i} \text{ if } K_{nik_i} > K_{ni} \\ K_{ni} \leftarrow 0 \text{ if } K_{nik_i} < 0 \end{array} \right. \\ K_{ni} \end{cases} \quad \begin{pmatrix} 0.957 \\ 0.789 \\ 0.62 \\ 0.452 \\ 0.285 \\ 0.118 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Напор насоса при перекачивании пульпы

$$H_{пj} := H_{вj} \cdot \left[1 - K_p \cdot K_z \cdot K_{\beta 21} \cdot \left(\frac{\rho_n - \rho_B}{\rho_n} \right) \cdot \sum_{i=0}^{n-1} \left(K_{ni} \cdot \frac{\gamma_i}{100} \right) \right] \quad \text{м.в.ст.}$$

Мощность, потребляемая насосом при перекачивании пульпы

$$N_{пj} := N_{вj} \cdot \frac{\rho_n}{\rho_B} \quad \text{кВт}$$

КПД насоса при перекачивании пульпы

$$\eta_{пj} := \eta_{вj} \cdot \frac{H_{пj}}{H_{вj}} \quad \% \quad -$$

Внутренний диаметр пульпопровода

$$D_j := 1.128 \cdot \sqrt{\frac{Q_{п1j}}{V}} \quad \text{м}$$

Согласно ГОСТу 18599-2001 принимаю трубопровод с наружным диаметром 355 мм, толщина стенки 13,6 мм

$$D_f := 0.355 - 2 \cdot 0.0136 \quad D_f = 0.3278 \quad \text{м}$$

Фактическая скорость движения пульпы по трубопроводу

$$V_{fj} := \frac{4 \cdot Q_{п1j}}{\pi \cdot D_f^2} \quad \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Критическая скорость движения пульпы

$$v_{кр} := 2.8 \cdot \frac{\sqrt[6]{P} \cdot \sqrt{q} \cdot D_f}{4 \sqrt{C_f}} \quad v_{кр} = 2.094 \quad \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Расчет напорной характеристики пульпопровода

Число Рейнольдса

$$Re_j := \frac{V_{fj} \cdot D_f}{\nu}$$

Коэффициент сопротивления трубопровода

$$\lambda_j := \frac{0.31}{(\log(Re_j) - 1)^2}$$

Удельные потери напора для воды

$$(h_o)_j := \frac{\lambda_j \cdot (V_{fj})^2}{2 \cdot 9.81 \cdot D_f} \quad \text{м.в.ст.}$$

Геометрическая высота всасывания пульпы

$$H_{всас} := H_{доб} \cdot \left(1 - \frac{\rho_{в}}{\rho_{п}}\right) + H_{у.н.} \quad H_{всас} = 1.978 \quad \text{м}$$

Параметры системы при перекачивании пульпы

Удельные потери напора для пульпы

$$h_{пj} := h_{оj} \cdot (1 + 6 \cdot \sqrt{F}) \quad \text{м.в.ст.}$$

Потери напора в пульпопроводе

$$h_{дj} := h_{пj} \cdot L \cdot K \quad \text{м.в.ст.}$$

Потери напора во всасывающем пульпопроводе

$$h_{всj} := h_{пj} \cdot \frac{L_{вс.п.}}{\sin\left(60 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} \cdot K \quad \text{м.в.ст.}$$

Местные потери напора в пульпопроводе

$$h_{мj} := 0.1 \cdot h_{дj} \quad \text{м.в.ст.}$$

Необходимый напор насоса земснаряда

$$H_{нj} := H_{п.п.} \cdot \frac{\rho_{п}}{\rho_{в}} + H_{всас.} \cdot \frac{\rho_{п}}{\rho_{в}} + h_{дj} + h_{мj} + h_{всj} + H_{о} \quad \text{м.в.ст.}$$

Параметры системы при перекачивании воды

Потери напора в пульпопроводе

$$h_{вдj} := (h_{оj}) \cdot L \cdot K \quad \text{м.в.ст.}$$

Потери напора во всасывающем пульпопроводе

$$h_{ввсj} := (h_{оj}) \cdot \frac{L_{вс.п.}}{\sin\left(60 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} \cdot K \quad \text{м.в.ст.}$$

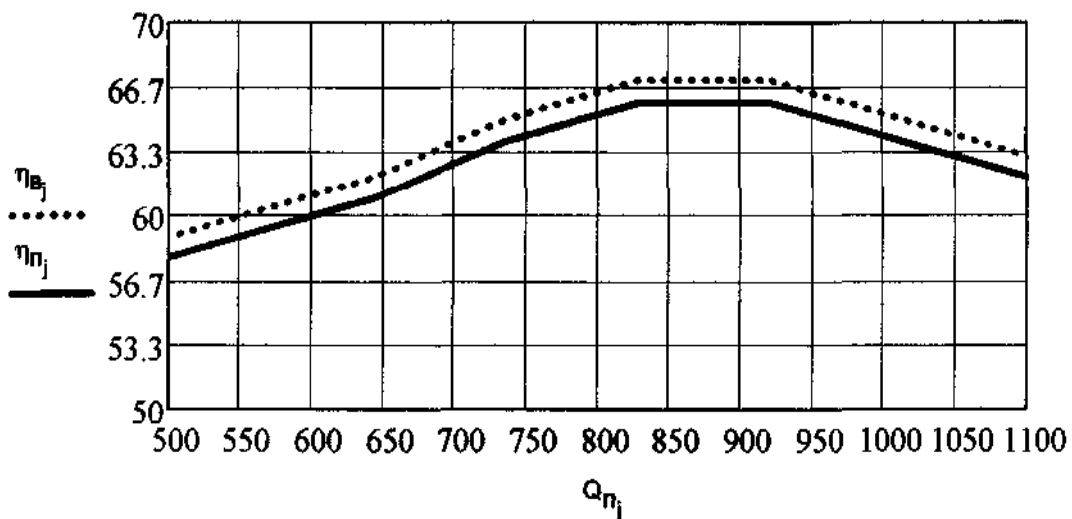
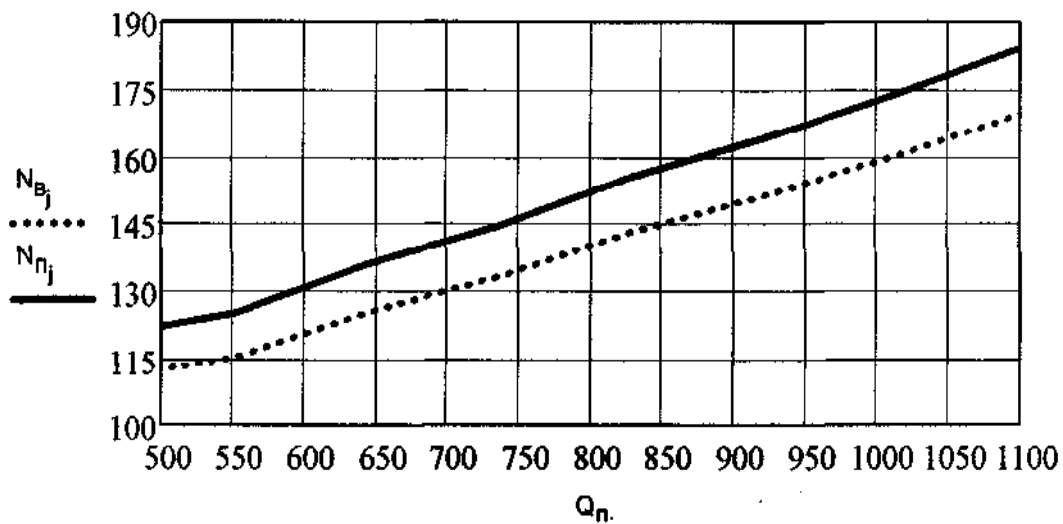
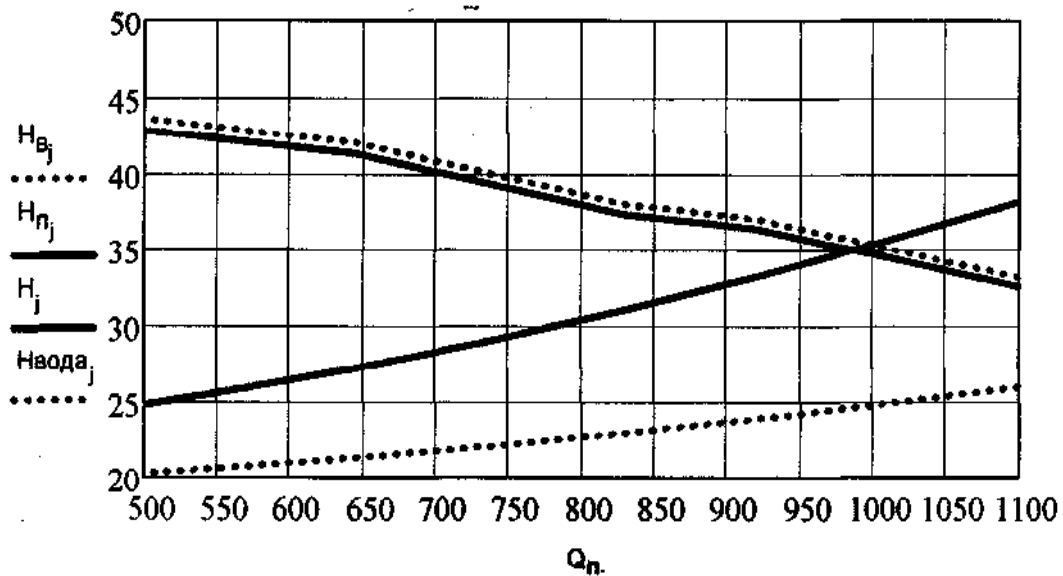
Местные потери напора в пульпопроводе

$$h_{вмj} := 0.1 \cdot h_{вдj} \quad \text{м.в.ст.}$$

Необходимый напор насоса земснаряда

$$H_{водаj} := H_{п.п.} \cdot \frac{\rho_{в}}{\rho_{в}} + H_{у.н.} \cdot \frac{\rho_{в}}{\rho_{в}} + h_{вдj} + h_{вмj} + h_{ввсj} + H_{о} \quad \text{м.в.ст.}$$

Расходно-напорная характеристика системы:
грунтовой насос ГРУ 800-40 – пульпопровод



ДОДАТОК В

**Расчет параметров водоснабжения системы размыта
землесосного снаряда**

Исходные данные:

Плотность несущей жидкости	$\rho_B := 1000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$
Принятая скорость течения воды	$V_{\text{пр}} := 3 \frac{\text{м}}{\text{с}}$
Дальность транспортирования	$L_{\text{тр}} := 18 \text{ м}$
Коэффициент	$K_{\text{пр}} := 1.015$
Геометрическая высота всасывания воды	$H_{\text{вс}} := 2 \text{ м}$
Потери напора во всасывающем трубопроводе	$h_{\text{вс}} := 2 \text{ м}$
Кинематическая вязкость воды	$\nu := 1.01 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$
Длина стрелы	$L_{\text{стр}} := 8.5 \text{ м}$
Глубина добычи	$H_{\text{д}} := L_{\text{стр}} \cdot \sin\left(\frac{45 \cdot \pi}{180}\right)$ $H_{\text{д}} = 6.01 \text{ м}$
	$g := 9.81$
Коэффициент расхода через форсунку	$\mu := 0.938$

Параметры насоса водяного К 80-50-200

Подача по воде	Напор по воде	Мощность по воде	КПД по воде
$j := 0..7$	$k := 8$		

$Q_B :=$	$\frac{\text{м}^3}{\text{час}}$	$H_B :=$	$N_B :=$	$\eta_B :=$
$\begin{pmatrix} 35 \\ 40 \\ 45 \\ 50 \\ 55 \\ 60 \\ 65 \\ 70 \end{pmatrix}$		$\begin{pmatrix} 54 \\ 52 \\ 51 \\ 50 \\ 48 \\ 46 \\ 44 \\ 41 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 8 \\ 9 \\ 10 \\ 10.5 \\ 11 \\ 12 \\ 12.5 \\ 13 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 58 \\ 62 \\ 64 \\ 65 \\ 66 \\ 65 \\ 64 \\ 63 \end{pmatrix}$

$$Q1_{B,j} := \frac{Q_{B,j}}{3600} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Внутренний диаметр водопровода

$$D_j := 1.128 \cdot \sqrt{\frac{Q1_{Bj}}{V}} \quad \text{м}$$

Согласно ГОСТу 10704-91 принят трубопровод с внутренним проходным диаметром

$$D_f := 0.089 - 2 \cdot 0.0045 \quad D_f = 0.08 \quad \text{м}$$

Фактическая скорость движения воды по водопроводу

$$V_{fj} := \frac{4 \cdot Q1_{Bj}}{\pi \cdot D_f^2} \quad \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Расчет напорной характеристики водопровода

Число Рейнольдса

$$Re_j := \frac{V_{fj} \cdot D_f}{\nu}$$

Коэффициент сопротивления водопровода

$$\lambda_j := \frac{0.31}{(\log(Re_j) - 1)^2}$$

Удельные потери напора для воды

$$(h_o)_j := \frac{\lambda_j \cdot (V_{fj})^2}{2 \cdot 9.81 \cdot D_f} \quad \text{м.в.ст.}$$

Потери напора в водопроводе

$$h_{dj} := h_{oj} \cdot L \cdot K \quad \text{м.в.ст.}$$

Потери напора во всасывающем водопроводе

$$h_{всj} := h_{oj} \cdot 2 \cdot K \quad \text{м.в.ст.}$$

Местные потери напора в трубопроводе

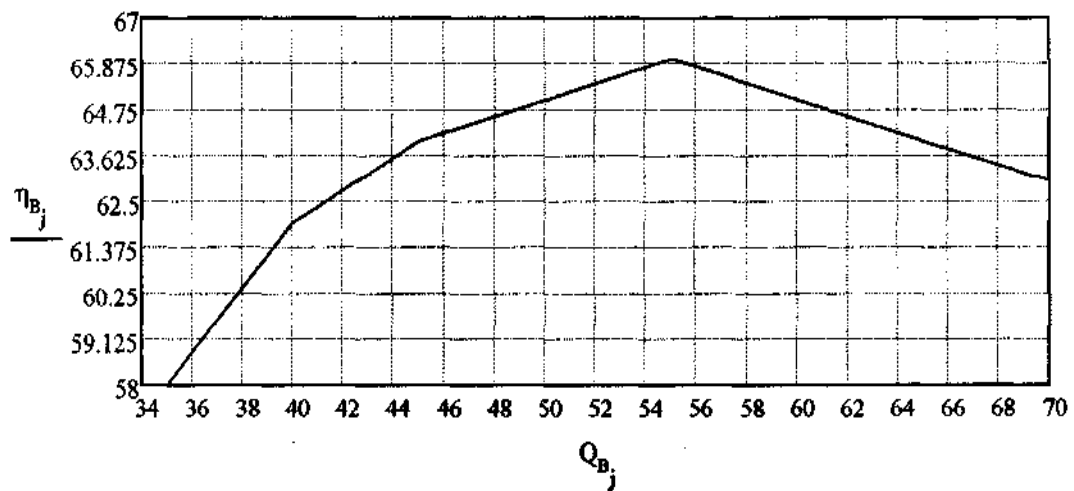
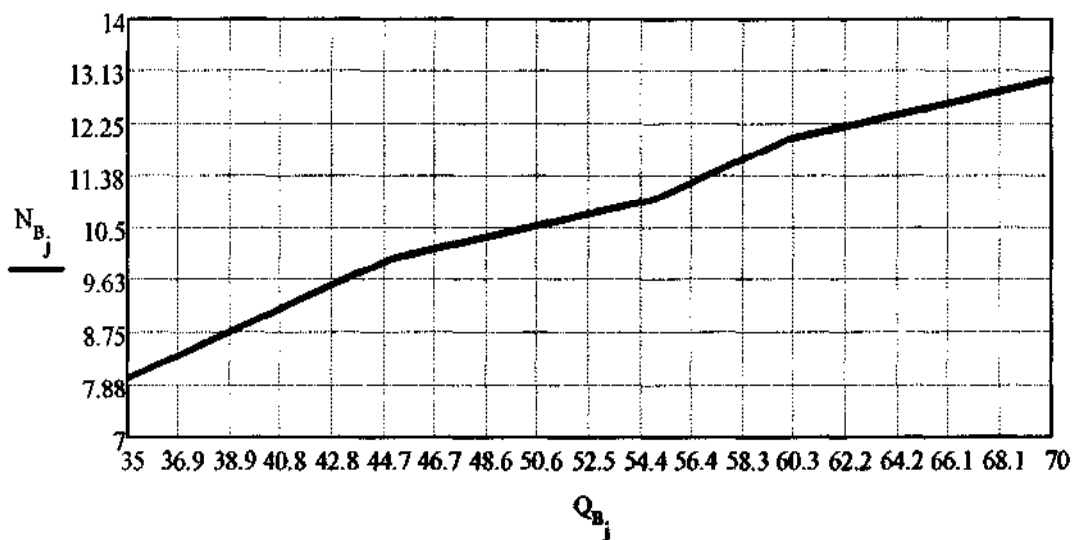
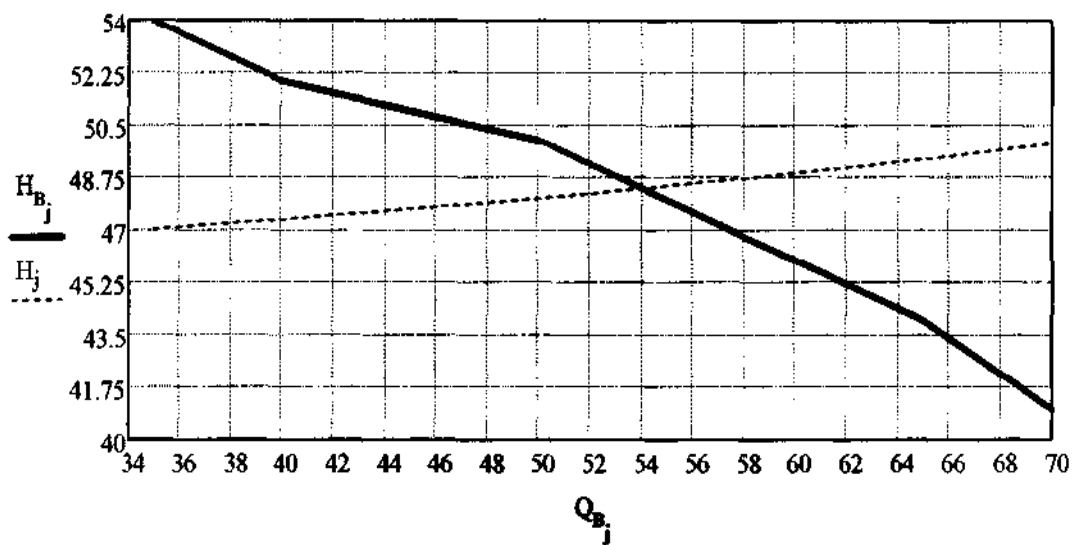
$$h_{mj} := 5 \cdot \frac{0.24 \cdot (V_{fj})^2}{2 \cdot g} \quad \text{м.в.ст.}$$

Требуемый напор водяного насоса системы размыва земснаряда

$$\text{Напор перед форсунками} \quad H_o := 50 \quad \text{м}$$

$$H_{\text{нп}} := -H_d + H_{вс} + h_{dj} + h_{mj} + h_{всj} + H_o$$

Расходно-напорная характеристика системы:
Насос К80-50-200 - водопровод - система размыда



ДОДАТОК Г

Расчет параметров системы размыва

Скорость истечения из размывающей форсунки

$$U_o := \mu \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_o} \quad U_o = 29.379 \quad \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Суммарная площадь сечения размывающих форсунок

Фактическая производительность системы водоснабжения

$$Q_{\text{в.р.}} := \frac{54}{3600} \quad \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$F_p := \frac{Q_{\text{в.р.}}}{\mu \cdot \sqrt{2 \cdot 9.81 \cdot H_o}} \quad F_p = 0.001 \quad \text{м}^2$$

Диаметр размывающих форсунок

Количество размывающих форсунок $n_p := 5$ шт

$$d_p := \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot n_p}} \quad d_p = 0.011 \quad \text{м}$$

Расчет параметров подбодной зоны размыва

Исходные данные:

Скорость истечения из форсунки $U_o = 29.379 \quad \frac{\text{м}}{\text{с}}$ Диаметр размывающей форсунки $D := 0.011 \quad \text{м}$ Радиус размывающей форсунки $R_{\text{ф.р.}} := \frac{D}{2} \quad \text{м}$ Коэффициент расширения струи $\xi_{\text{р.}} := 0.22$ Угол наклона оси размывающей струи $\xi := 32 \cdot \frac{\pi}{180} \quad \text{град.}$ Эмпирические коэффициенты $a := 0.4$

$$b := 0.003$$

$$m := 0.5$$

Размывающая скорость грунта при угле $n := 9$ наклона образующей зоны размыва $i := 0..n - 1$

$$U_p := \begin{pmatrix} 0.319 \\ 0.314 \\ 0.297 \\ 0.269 \\ 0.226 \\ 0.162 \\ 0.133 \\ 0.094 \\ 0.0000000025 \end{pmatrix} \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad \gamma := \begin{pmatrix} 0 \\ 15 \\ 30 \\ 45 \\ 60 \\ 75 \\ 80 \\ 85 \\ 90 \end{pmatrix} \text{град.}$$

Коэффициент соответствия

$$k_x := \left(\frac{a}{\xi} \right)^m \cdot (a - b \cdot U_0)$$

Длина основного участка струи

$$L_{\delta_i} := \frac{R}{k \cdot c} \cdot \sqrt{\frac{U_0}{U_{P_i}}}$$

$$L_{\delta_i} = \dots \quad \text{м}$$

0.909
0.916
0.942
0.99
1.08
1.276
1.408
1.675
$1.027 \cdot 10^4$

Дальнобойность струи

Эмпирические коэффициенты $C_{j0} := 5.63$ $d_{j0} := 0.0022$ $e_{j0} := 0.046$

$$L_0 := C_{j0} \cdot D \cdot U_0 - d_{j0} \cdot U_0 + e_{j0} \quad L_0 = 1.801 \quad \text{м}$$

Максимально удаленная точка струи

Эмпирические коэффициенты $C_{jm} := 8.17$ $d_{jm} := 0.0072$ $e_{jm} := 0.0443$

$$L_m := C_{jm} \cdot D \cdot U_0 - d_{jm} \cdot U_0 + e_{jm} \quad L_m = 2.473 \quad \text{м}$$

Расстояние от т.М до оси струи

Эмпирические коэффициенты $C_{\delta m} := 1.21$ $d_{\delta m} := 0.0006$ $e_{\delta m} := 0.0045$

$$\delta_m := C_{\delta m} \cdot D \cdot U_0 - d_{\delta m} \cdot U_0 + e_{\delta m} \quad \delta_m = 0.378 \quad \text{м}$$

Дальность по горизонтали

Эмпирические коэффициенты — $C_{1r} := 6.9$ $d_{1r} := 0.006$ $e_{1r} := 0.041$

$$L_r := C_{1r} \cdot D \cdot U_o - d_{1r} \cdot U_o + e_{1r} \quad L_r = 2.095 \quad \text{м}$$

Расчет площади сечения подводной зоны размыла

$$\alpha_m := \arcsin\left(\frac{\delta_m}{L_m}\right) \quad \alpha_m = 0.153$$

$$\phi := \tan(0.22) \quad \phi = 0.224 \quad \xi = 0.559$$

$$\alpha_r := 90 \cdot \frac{\pi}{180} - \xi - \phi - \alpha_m \quad \alpha_r = 0.635$$

$$\alpha := 32 \cdot \frac{\pi}{180} \quad \alpha = 0.559$$

$$S_1 := 0.11 \cdot (L_{\delta_1})^2 \quad S_1 = 0.092$$

$$S_2 := 0.11 \cdot L_{\delta_1} \cdot (L_0 - L_{\delta_1}) \quad S_2 = 0.089$$

$$S_3 := \frac{1}{2} \cdot L_0^2 \cdot \cos(\alpha_m) \cdot \sin(\alpha_m) \quad S_3 = 0.245$$

$$S_4 := \frac{1}{2} \cdot L_0 \cdot \sin(\alpha_m) \cdot (L_m - L_0 \cdot \cos(\alpha_m)) \quad S_4 = 0.095$$

$$S_5 := \frac{1}{2} \cdot L_m^2 \cdot \cos(\alpha_r) \cdot \sin(\alpha_r) \quad S_5 = 1.461 \quad \text{м}^2$$

$$S_6 := \frac{1}{2} \cdot L_m \cdot \sin(\alpha_r) \cdot (L_r - L_m \cdot \cos(\alpha_r)) \quad S_6 = 0.076$$

$$S_7 := \frac{\tan(\alpha)}{2} \cdot L_r^2 \quad S_7 = 1.371$$

$$S_{\Sigma} := S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_6 + S_7 \quad S = 3.429$$

Скорость напыльонирования

$$Q_r := 94.934 \frac{\text{м}^3}{\text{час}}$$

$$V_{\Pi} := \frac{Q_r}{60S} \quad V_{\Pi} = 0.461 \frac{\text{м}}{\text{мин}}$$

ДОДАТОК Д



АКТ

впровадження ґрунтозабірної пристрою землесосного снаряду
зі струминним насосом

З липня 2009 р. при виконанні днопоглиблювальних та видобувних робіт в акваторії р. Дніпро у комплексі з землесосним снарядом МЗ-11 використовується ґрунтозабірний пристрій зі струминним насосом. Ґрунтозабірний пристрій розроблений з використанням результатів науково-дослідної роботи ГП-426 «Розвиток теорії процесів підводного видобутку та транспортування твердих корисних копалин».

Впровадження ґрунтозабірної пристрою зі струминним насосом, при виконанні днопоглиблювальних та видобувних робіт у комплексі з землесосним снарядом МЗ-11, показало його високу ефективність. Проведення робіт з дослідно-промислового видобутку піску з використанням модернізованого землесосного снаряду МЗ-11, шляхом встановлення на його усмоктувальному патрубку ґрунтозабірної пристрою зі струминним насосом, дозволило отримати наступні результати:

- збереження продуктивності видобутку піску на попередньому рівні;
- зменшення видатків за статтею «Видатки на утримання і експлуатацію обладнання» на 15%;
- зменшення часу на виконання технічного обслуговування та поточного ремонту обладнання на 28%;
- можливість видобутку часток ґрунту крупністю до 200 мм;
- зменшення собівартості видобутку піску на 12%.

З урахуванням отриманих результатів, під час дослідно-промислового видобутку піску, з використанням модернізованого землесосного снаряду МЗ-11, підприємством ТОВ "Голубой Днепр" рекомендоване використання видобувного комплексу на базі ґрунтозабірної пристрою зі струминним насосом при виконанні днопоглиблювальних та видобувних робіт.

Головний інженер
ТОВ "Голубой Днепр"

A large, stylized handwritten signature in black ink, likely belonging to S.P. Sidoryv.

С.П. Сидорів

ДОДАТОК Е

ВИТЯГ

з протоколу засідання кафедри
гірничих машин та інжинірингу № 4 від 12 грудня 2011 р.

ПРИСУТНІ: зав. каф. проф. Франчук В.П., професори: Заболотний К.С., Симанович Г.А., доценти: Запара Є.С., Анциферов О.В., Фелоненко С.В., Кухар В.Ю., Плохотнюк Є.І., Бондаренко А.О., Ганкевич В.Ф., Полушина М.В., Панченко О.В., Титов О.О., ст. викл. Жупієв О.Л., д.т.н. Войтенко А.О., начальник полігону Меліхов В.П., зав. лаб. Коротков О.О., аспіранти кафедри та ін., усього 23 особи.

СЛУХАЛИ: повідомлення координатора теми ГП - 426 к.т.н. доц. Бондаренко А.О. про результати виконання науково-дослідної роботи “Розвиток теорії процесів підводного видобутку та транспортування твердих корисних копалин ” за 2011 рік (науковий керівник Франчук В.П.).

УХВАЛИЛИ:

1. Робота виконана в повному обсязі згідно ТЗ і календарного плану.
2. НДР має фундаментальний характер. У роботі використані теоретичні й експериментальні методи дослідження.
3. Наукове значення НДР ГП-426 полягає у: обґрунтуванні аналітичних залежностей процесу утворення поверхні підводного вибою турбулентними струменями, та складанні на їх базі інженерного методу розрахунку параметрів видобувної системи землесосного снаряда; розробці математичної моделі напружено-деформованого стану підкріплення лобовин бобінних підйомників; розробці інженерного методу розрахунку параметрів глибоководного ерліфта з урахуванням ступінчастої конструкції транспортного трубопроводу при підводному видобутку твердих корисних копалин.
4. Практичне значення роботи полягає у: розробці науково-обґрунтованої інженерної методики розрахунку технологічних та конструктивних параметрів систем видобутку гірничої маси у підводному вибої, розробці інженерної методики розрахунку раціональної схеми підкріплення органів намотування бобінних підймальних машин з ГТК; розробці інженерної методики розрахунку параметрів глибоководного ерліфта з урахуванням ступінчастої конструкції транспортного трубопроводу.
5. Матеріали звіту не містять відомостей, які можуть бути віднесені до державної таємниці.
6. Заключний звіт для задачі замовникові затвердити й рекомендувати продовжити на наступний період.

Завідувач каф.гірничих машин
та інжинірингу, д.т.н., проф.

Секретар

В. П. Франчук

О. А. Гнезділова

ДОДАТОК Ж ВИТЯГ

з протоколу засідання секції ради
за науковим напрямом «Механіка та машинобудування»
№ 4 від 20 грудня 2011 р.

ПРИСУТНІ: голова: д-р техн. наук, проф. Самуся В.І., заступник голови: д-р техн. наук, проф.: Блохін С.Є., вчений секретар: канд. техн. наук, доц. Колосов Д.Л.; члени ради: д-р техн. наук, проф. Франчук В.П., Кириченко Є.О., Дідик Р.П., виконавці теми.

СЛУХАЛИ: повідомлення наукового керівника теми ГП- 426 д-р техн. наук, проф. Франчука В.П. про результати виконання науково-дослідної роботи «Розвиток теорії процесів підводного видобутку та транспортування твердих корисних копалин» за 2011 р.

УХВАЛИЛИ:

1. НДР виконана в повному обсязі відповідно до технічного завдання й календарного плану.
2. Робота має фундаментальний характер.
3. Матеріали звіту не містять відомостей, які можуть бути віднесені до державної таємниці.
4. Обґрунтовані аналітичні залежності процесу утворення поверхні підводного вибою турбулентними струменями, складені на їх базі інженерного методу розрахунку параметрів видобувної системи землесосного снаряда; розроблені математичні моделі напружено-деформованого стану підкріплення лобовин бобінних підйомників; розроблений інженерний метод розрахунку параметрів глибоководного ерліфта з урахуванням ступінчастої конструкції транспортного трубопроводу при підводному видобутку твердих корисних копалин.
5. Розроблена науково-обґрунтована інженерна методика розрахунку технологічних та конструктивних параметрів систем видобутку гірничої маси у підводному вибої, інженерна методика розрахунку раціональної схеми підкріплення органів намотування бобінних підйомальних машин з ГТК, інженерна методика розрахунку параметрів глибоководного ерліфта з урахуванням ступінчастої конструкції транспортного трубопроводу.
5. Науково-технічний рівень роботи в порівнянні із кращими вітчизняними й закордонними аналогами - «В».
6. Вченій раді НГУ рекомендувати продовжити НДР як перспективну для економіки України.
7. Заключний звіт для здавання замовнику затвердити.

Голова ради,
д-р техн. наук, професор
Вчений секретар,
канд. техн. наук, доц.

В. І. Самуся

Д. Л. Колосов

ДОДАТОК К

РЕЦЕНЗІЯ

На заключний звіт по темі ГП- 426 «Розвиток теорії процесів підводного видобутку та транспортування твердих корисних копалин» за 2011 р.

Розвиток конкурентоспроможних технологій для підводного видобутку корисних копалин потребує розробки нових наукоємних і енергозберігаючих процесів, що може бути забезпечене тільки шляхом наукового обґрунтування та удосконалення.

Особливого значення, при підводному видобутку, набуває створення технологічного устаткування для підготовки гірничої маси у вибої та транспортування корисної копалини на поверхню гідравлічними і механічними засобами. Перспективними напрямками при виконанні цих процесів можна вважати: використання ґрунтозабірних пристроїв землесосних снарядів зі струменевими розпушувачами; застосування ерліфтних гідропідйомів при транспортуванні мінеральної сировини з великих глибин на поверхню водного басейну; бобінних підйомників з гумотросовим канатом (ГТК) у якості механічного засобу транспортування.

Авторами розроблена науково-обґрунтована інженерна методика розрахунку технологічних та конструктивних параметрів систем видобутку гірничої маси у підводному вибої, інженерна методика розрахунку раціональної схеми підкріплення органів намотування бобінних підймальних машин з ГТК, інженерна методика розрахунку параметрів глибоководного ерліфта з урахуванням ступінчастої конструкції транспортного трубопроводу.

Науково-дослідна робота, що рецензується, включає: теоретичні дослідження; експериментальне вивчення на лабораторній установці. За результатами НДР опублікована 31 друкована робота, отриманий 21 патент України, виконано 35 доповідей на міжнародних конференціях, видано 3 монографії та зроблено 1 відкриття.

У цілому, робота досить актуальна, має наукове й практичне значення, заслуговує позитивної оцінки, і може бути рекомендована для продовження.

Завідувач кафедри теоретичної
механіки та опіру матеріалів,
Державного ВНЗ «УДХТУ»,
док. техн. наук, професор

Б.В. Виноградов