

Міністерство освіти і науки України  
Національний університет «Львівська політехніка»

**Гутий Андрій Володимирович**

УДК 622.242:534-16](043.5)

**ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ В БУРОВИХ УСТАНОВКАХ  
ПІД ЧАС ВИВІЛЬНЕННЯ ПРИХОПЛЕНОЇ КОЛОНИ ТРУБ**

05.02.09 – динаміка та міцність машин

Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Львів – 2019

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у Національному університеті «Львівська політехніка» Міністерства освіти і науки України.

**Науковий керівник:** доктор технічних наук, професор  
**Харченко Євген Валентинович**,  
Національний університет «Львівська політехніка»,  
завідувач кафедри опору матеріалів та будівельної  
механіки

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор  
**Сокіл Богдан Іванович**,  
Національна академія сухопутних військ  
імені гетьмана Петра Сагайдачного (м. Львів),  
завідувач кафедри інженерної механіки  
(озброєння та техніки інженерних військ)

доктор технічних наук  
**Ярошевіч Єжи**,  
Білостоцька політехніка (Польща),  
професор кафедри управління виробництвом

Захист відбудеться 05 червня 2019 р. о 12<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 35.052.06 у Національному університеті «Львівська політехніка» за адресою: 79013, Львів, вул. С. Бандери, 12, навчальний корпус 14, ауд. 61.

З дисертацією можна ознайомитися у науково-технічній бібліотеці за адресою: 79013, м. Львів, вул. Професорська, 1, та на сайті Національного університету «Львівська політехніка» у розділі «Наука».

Автореферат розісланий «\_\_\_» травня 2019 р.

Учений секретар спеціалізованої  
вченої ради к. т. н., доцент

Шоловій Ю. П.

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Безпечення України сировинними і паливно-енергетичними ресурсами безпосередньо пов'язане з необхідністю збільшення обсягів бурових робіт, що зумовлює потребу подальшого удосконалення технології буріння, підвищення технічного рівня бурових установок. Аналіз особливостей експлуатації бурового обладнання в умовах неперервного зростання глибин видобування нафти і газу показує, що важливим чинником, від якого залежить ефективність технологічних процесів буріння свердловин, є зменшення витрат на проведення непродуктивних робіт, пов'язаних з усуненням наслідків аварій на бурових. До найбільш поширених і найтяжчих видів аварій відноситься прихоплення колон бурильних чи обсадних труб у свердловинах. Для вивільнення прихоплених колон труб застосовують привідні системи бурових установок, спеціальні підймальні пристрої, а також гирлові або занурювальні пристрої ударної чи вібраційної дії. Процеси вивільнення колон труб супроводжуються динамічними явищами, від яких істотно залежать як ефективність ліквідації наслідків аварій, так і надійність експлуатації підймальних механізмів, бурильних чи обсадних труб, спеціальних ударних або вібраційних пристроїв. Добір раціональних параметрів привідних систем і несівних конструкцій бурових установок, пристроїв для вивільнення прихоплених колон труб, а також характеристик технологічних процесів, пов'язаних з усуненням наслідків аварій, можна здійснити лише на основі детального аналізу динамічних процесів, які виникають у бурових установках в аварійних режимах роботи. Теоретичні та експериментальні дослідження, спрямовані на розв'язання цієї проблеми, є актуальними і перспективними.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертація відповідає науковому напряму кафедри опору матеріалів та будівельної механіки «Динаміка та міцність машин і інженерних споруд». Роботу виконано в межах держбюджетних науково-дослідних робіт:

– «Розроблення методів аналізу пружно-пластичного деформування і оцінки міцності магістральних трубопроводів з урахуванням наявності дефектів матеріалу» (№ держреєстрації 0113U001349);

– «Розроблення методики та технічних засобів для моніторингу напружено-деформованого стану гідротурбін з урахуванням умов експлуатації» (№ держреєстрації 0117U004447).

**Мета і завдання дослідження. Мета роботи** – удосконалення методології аналізу динамічних процесів у механічних системах бурових установок, що виникають під час вивільнення прихопленої у свердловині колони труб, на основі застосування узагальненої континуально-дискретної розрахункової моделі та урахування динамічних властивостей двигунів і особливостей сумісної роботи підйимальної системи установки і спеціального пристрою ударної дії.

Поставлена мета досягається шляхом реалізації таких завдань:

– розробити математичну модель і алгоритм розрахунку динамічних процесів, що виникають у підймальній системі бурових установок під час вивільнення прихопленої у свердловині колони бурильних або обсадних труб з урахуванням сумісного функціонування привідної системи і пристрою ударної дії;

– дослідити вплив конструкційних і експлуатаційних параметрів підйомної системи бурової установки і параметрів пристрою ударної дії для вивільнення прихопленої колони труб на динамічні зусилля у зазначеному пристрої, колоні, талевому канаті, металоконструкції бурової вишки;

– розробити математичну модель і алгоритм розрахунку хвильових процесів у заблокованій частині колони бурильних труб з урахуванням внутрішнього тертя у матеріалі, а також взаємодії колони зі стінкою свердловини та з в'язко-пластичною промивальною рідиною;

– дослідити вплив параметрів прихопленої колони бурильних труб, а також сил зовнішнього і внутрішнього тертя на процеси поширення поздовжніх хвиль у колоні;

– опрацювати методику і провести експериментальні дослідження динамічних процесів, збуджуваних у колоні бурильних труб ударними навантаженнями, з метою перевірки результатів математичного моделювання і оцінки впливу параметрів ударного механізму та сили статичного натягу колони на динамічні зусилля, що розвиваються під час її вивільнення;

– розробити технічні рішення і практичні рекомендації, спрямовані на підвищення ефективності технологічних процесів, пов'язаних з ліквідацією аварій під час буріння свердловин.

**Об'єкт дослідження** – динамічні процеси в бурових установках під час вивільнення прихопленої у свердловині колони труб.

**Предмет дослідження** – закономірності впливу режимів роботи бурових установок і параметрів спеціального пристрою ударної дії на ефективність технологічних процесів вивільнення прихопленої у свердловині колони труб.

**Методи дослідження.** Аналіз динамічних процесів у механічних системах бурових установок ґрунтується на наукових засадах теорії механічних коливань та теорії хвильових процесів у одномірних пружних тілах. Бурова установка з колоною бурильних труб розглядається як складна континуально-дискретна механічна система. Рушійні сили асинхронного двигуна визначаються з урахуванням взаємозв'язку електромагнітних явищ в електричній машині і механічних колівальних явищ. Дискретизація рівнянь руху заблокованої частини колони виконується методом скінченних різниць. Заблокована у свердловині частина колони бурильних труб розглядається як прямолінійний стрижень, у загальному випадку зі східчастою зміною поперечного перерізу, що перебуває під дією імпульсних навантажень, а також сил внутрішнього і зовнішнього тертя. У цьому випадку дискретизація рівнянь руху колони виконується методом скінченних елементів у поєднанні з методом зважених неув'язок. Експериментальні дослідження динаміки колони бурильних труб виконано на фізичній моделі методом тензометрування.

**Наукова новизна одержаних результатів** полягає у тому, що:

– отримала подальший розвиток методологія розрахунку нестационарних процесів у підйомній системі бурових установок під час вивільнення прихопленої колони труб за рахунок урахування одночасної роботи приводу установки і механізму ударної дії для створення імпульсних навантажень колони;

– вперше на основі опрацьованої методології побудована нелінійна математична модель динамічних процесів у підйомній системі установки з урахуванням

тісного взаємозв'язку електромагнітних явищ в асинхронному двигуні і коливальних та хвильових явищ у континуально-дискретній механічній системі;

- удосконалено методологію аналізу хвильових процесів, що виникають в прихопленій у свердловині колоні труб під час її вивільнення за допомогою пристроїв імпульсної дії, за рахунок детального урахування внутрішнього та зовнішнього тертя у механічній системі, обумовленого розсіюванням енергії у матеріалі, а також взаємодією труб зі стінкою свердловини і з промивальним розчином;

- вперше проведено скінченно-елементну апроксимацію побудованої математичної моделі шляхом застосування методу зважених неув'язок у поєднанні з методом Бубнова-Гальоркіна, внаслідок чого задачу аналізу хвильових процесів зведено до розв'язання задачі Коші для нелінійної системи звичайних диференціальних рівнянь.

**Практичне значення одержаних результатів.** Розроблені у дисертаційній роботі математичні моделі, розрахункові алгоритми і комп'ютерні програми для проведення досліджень динамічних процесів, що виникають під час вивільнення прихопленої колони труб, мають практичну цінність у галузі нафтогазового машинобудування і дають можливість значно підвищити точність визначення експлуатаційних навантажень, оцінки міцності, прогнозування довговічності і залишкового ресурсу відповідальних деталей і вузлів бурових установок і пристроїв ударної дії для вивільнення прихопленої у свердловині колони труб.

Запропоновані автором нові технічні рішення гідравлічного ударного механізму і пристрою для ліквідації прихоплення колони труб дають можливість значно підвищити ефективність проведення ремонтно-відновлювальних робіт на свердловинах за рахунок забезпечення можливості нанесення ударних навантажень по прихопленій колоні труб не лише вгору, а й вниз та в обертальному напрямі.

Розроблена «Методика розрахунку динамічних процесів в бурових установках під час вивільнення прихопленої колони труб» пройшла промислові випробування на підприємстві ТОВ «Карпатська бурова компанія» (Івано-Франківська область, Коломийський район, село Сопів) під час проведення геологорозвідувальних робіт на Добрівлянському родовищі (свердловина №5-Добрівлянська).

**Особистий внесок здобувача.** Основні науково-практичні результати досліджень, наведені у дисертації, отримані автором особисто. У спільних наукових роботах авторів належать:

- математична модель динамічних процесів у підймальній системі бурових установок з урахуванням сумісної роботи електромеханічного приводу й ударного пристрою для вивільнення прихоплених колон труб [1];

- результати досліджень впливу параметрів пристрою ударної дії і колони бурових труб на динамічні зусилля в елементах механічної системи бурової установки [8, 10];

- результати досліджень впливу параметрів бурової установки на ефективність вивільнення прихопленої колони труб [4, 9];

- математична модель для визначення швидкісних характеристик дизельного двигуна з турбонаддувом в неусталеному режимі роботи [7];

- математична модель хвильових процесів у прихопленій колоні з урахуванням розсіювання енергії у матеріалі і взаємодії труб зі стінкою свердловини та з проми-

вальною рідиною [6];

– скінченно-елементне представлення рівнянь, що описують хвильові процеси в прихопленій у свердловині колоні труб [2];

– результати дослідження впливу параметрів механічної системи на поширення поздовжніх хвиль у колоні труб [6, 11];

– методика та результати експериментальних досліджень хвильових процесів у колоні труб, оснащений ударним механізмом, на фізичній моделі [3, 5];

– запропоновані технічні рішення пристроїв для вивільнення прихопленої у свердловині колоні труб [12, 13];

Постановка завдань дослідження, аналіз результатів і формулювання висновків здійснено спільно з науковим керівником.

**Апробація матеріалів дисертації.** Основні результати дисертації доповідалися і обговорювалися на науково-технічних конференціях та симпозіумах:

– 8-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові (2007 р.);

– 13-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові (2017 р.);

– XVII Міжнародна науково-технічна конференція: «Вібрації в техніці та технологіях» (Львів, 2018 р.);

– Konferencja «XXXVII Jesienna Szkoła Tribologiczna» (2018 р., Ольштин-Рин, Польща).

У повному обсязі результати досліджень доповідалися на розширеному засіданні кафедри «Опір матеріалів та будівельна механіка» Національного університету «Львівська політехніка».

**Публікації.** Результати дисертаційної роботи опубліковані у 13 наукових працях, з них: 5 публікацій у наукових фахових виданнях України (з них 1 одноосібна); 1 стаття у науковому періодичному виданні іншої держави, яке включено до міжнародних наукометричних баз; 2 статті у інших виданнях України; 3 праці у матеріалах конференцій та симпозіумів; 2 деклараційні патенти України на корисні моделі.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел із 207 найменувань і додатків. Загальний обсяг роботи становить 210 сторінок і містить 58 рисунків, 12 таблиць і 3 додатки.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертації, сформульовано мету і завдання дослідження, окреслено наукову новизну і практичне значення одержаних результатів, наведено відомості про їх апробацію та про публікації за темою дисертації, подана структура дисертаційної роботи.

У **першому розділі** проведено аналіз сучасного стану проблеми динаміки бурових установок під час вивільнення прихопленої у свердловині колоні труб. Розглянуто найбільш розповсюджені види аварій, що виникають під час буріння геолого-розвідувальних та нафто-газових свердловин, методи ліквідації аварій, а також ос-

новні тенденції удосконалення пристроїв ударної або вібраційної дії для вивільнення прихопленої колони труб.

Причини виникнення аварій у свердловинах, їх класифікації ґрунтовно висвітлені у працях М. Я. Берковича, В. О. Белорусова, А. К. Ветрова, М. А. Дудлі, А. В. Коломойця, П. М. Люкшина, М. А. Мислока, В. А. Никишина, І. С. Польшак, І. П. Пустовойтенка, І. Й. Рибчича, А. К. Самотоя, З. А. Сахарова, А. П. Сельващука, І. А. Серенка, О. Я. Третьяка, Н. С. Усачова, Б. М. Хахаєва, І. Є. Шевченка, Яня Тайніна, Р. С. Яремійчука та ін.

Ліквідація прихоплень за допомогою ударних механізмів (ГУМ, ВУК, УЛП тощо) набула широкого застосування у випадках заклинювання колони або утворення сальників. В процесі застосування яса у зоні заклинювання руйнується зв'язок між прихопленою частиною колони і стовбуром свердловини. Широкого застосування набули гідравлічний ударний механізм (ГУМ) і ударно-вібраційний пристрій (ВУК). Ударні механізми застосовують тоді, коли методи ліквідації прихоплень без роз'єднання бурильної колони (гідроімпульсний, встановленням ванн, торпедуванням) не дають належного результату.

Найчисленнішу групу ударних механізмів для ліквідації прихоплень під час буріння нафто-газових свердловин становлять механізми з механічними або гідравлічними замковими пристроями. Основні напрями удосконалення таких механізмів полягають у раціональному доборі маси і ходу бойка, сили спрацювання замкових пристроїв, забезпеченні одночасної передачі до прихопленої частини колони труб осевих і обертальних динамічних навантажень, а також раціональних режимів сумісної роботи привідної системи бурової установки і механізму ударної дії.

У нинішній час дослідженням динаміки механізмів і машин приділяється велика увага, оскільки наукові розробки в даній галузі становлять теоретичну базу оптимального проектування. Розв'язанню широкого кола теоретичних і прикладних задач динаміки механізмів і машин присвячено праці В. Л. Бідермана, В. В. Болотіна, М. В. Василенка, В. Л. Вейца, Д. П. Волкова, Ю. С. Воробйова, Й. І. Вульфсона, О. О. Горощка, В. І. Гуляєва, Ф. К. Іванченка, А. П. Зіньковського, А. Є. Кобринського, С. М. Кожевнікова, М. З. Коловського, М. С. Комарова, В. О. Кононенка, О. С. Лимарченка, Г. І. Львова, С. А. Панкратова, Г. С. Писаренка, В. А. Светлицького, Б. І. Сокола, В. П. Терських, С. П. Тимошенка, А. П. Філіппова, О. М. Шупікова та багатьох інших учених.

Дослідженням динаміки бурових установок приділяється значна увага у зв'язку з відповідальністю бурової техніки, екстремальними умовами її експлуатації, динамічним характером навантажень привідних систем і несучих металоконструкцій. Найбільш широко питання динаміки бурових установок розглянуто у працях В. Л. Архангельського, К. І. Архіпова, А. М. Ашавського, П. В. Баліцького, Г. Н. Бержеця, С. І. Єфімченка, О. Л. Ільського, С. Г. Калініна, З. Г. Керімова, Б. В. Колея, В. О. Малащенко, С. А. Раджабова, А. А. Саїдова, А. О. Сотнікова, В. І. Тарасевича, Є. В. Харченка, В. Г. Юртаєва та інших авторів.

Удосконаленню методів дослідження динаміки, міцності та стійкості колон бурильних і обсадних труб наукові праці присвятили В. І. Гуляєв, Є. І. Крижанівський, В. М. Мойсшин, Д. Ю. Мочернюк, Г. М. Улігін, Christophe Germy, Y. A. Khu-

lief, K. A. Macdonald, C. Santus, Pavlos S. Stephanouab, R. W. Tucker, Ryota Wada, Peng Wang, M. Zamanian та інші.

Незважаючи на те, що у галузі динаміки та міцності бурових установок проведено значні обсяги науково-дослідних робіт, взаємодія привідної системи бурової установки з прихопленою колоною бурильних або обсадних труб потребує подальшого вивчення, а методи математичного моделювання коливань зануреної у свердловину колони труб – удосконалення і уточнення.

**Другий розділ** присвячено аналізу нестационарних процесів у підймальній системі бурових установок під час вивільнення прихопленої колони труб, а також вивченню впливу режиму роботи установки і параметрів механізму ударної дії на зусилля взаємодії незаблокованої частини колони з прихопленою.

На прикладі бурової установки УКБ-4П побудовано математичну модель динамічних явищ, викликаних сумісною роботою підймальної системи і гідравлічного ударного механізму. Установка розглядається як континуально-дискретна механічна система, розрахункова схема якої зображена на рис. 1, де  $J_1, J_2$  – зведені до підймального вала моменти інерції ротора двигуна з механічними передачами та барабана лебідки з приєднаними до нього частинами приводу;  $m_1$  – зведена маса вишки, визначена з урахуванням маси кронблока;  $m_2$  – маса крюкоблока з підвісним обладнанням,  $m_3$  – маса бойка,  $\gamma_1, \gamma_2, y_1, y_2$  – координати руху елементів системи, що розглядаються як тверді тіла;  $c_B, v_B, c_K, v_K$  – коефіцієнти жорсткості і коефіцієнти в'язкого тертя металоконструкції вишки і, відповідно, талевого каната. Бурильну колону розглядаємо як однорідний прямолінійний стрижень зі ступінчастою зміною поперечного перерізу. Довжини та площі поперечних перерізів ділянок, в межах яких пружно-інерційні характеристики стрижня сталі, позначаємо як  $l_i, A_i$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ). Поступальні переміщення перерізів визначаються функціями  $u_i$ , що залежать від часу і поздовжніх координат  $x_i$  з початками у верхніх крайніх перерізах ділянок.

Рівняння руху елементів приводу з моментами інерції  $J_1$  та  $J_2$  для випадку, коли має місце пробуксовування у фрикційному пристрої, записуємо у вигляді

$$\frac{d\gamma_1}{dt} = \omega_1; \quad \frac{d\gamma_2}{dt} = \omega_2;$$

$$J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = u [M_E - M_R \text{sign}(\omega_1 - \omega_2)];$$

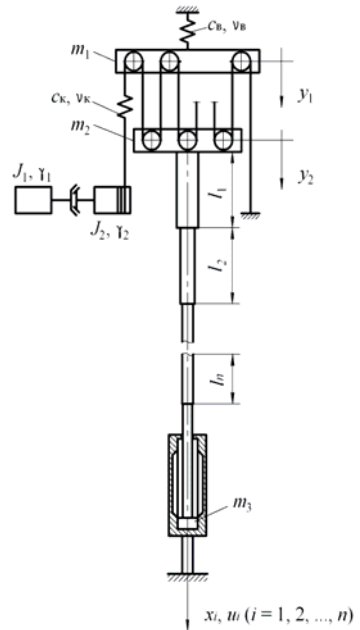


Рисунок 1 – Розрахункова схема бурової установки з гідравлічним ударним механізмом та прихопленою колоною бурильних труб



$$J_2 \frac{d\omega_2}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dJ_2}{d\gamma_2} \omega_2^2 + c_K r_l (\delta_K + v_K \eta_K) = u M_R \operatorname{sign}(\omega_1 - \omega_2), \quad (1)$$

де  $M_E$  – електромагнітний момент двигуна;  $M_R$  – момент сухого тертя, що розвивається фрикційним пристроєм;  $\omega_1, \omega_2$  – кутові швидкості ланок;  $u$  – передавальне відношення кінематичного ланцюга, що з'єднує ротор двигуна і барабан лебідки;  $r_l$  – радіус навівання каната на барабан;  $\delta_K$  і  $\eta_K$  – абсолютна деформація і швидкість зміни абсолютної деформації каната.

Якщо виконуються умови

$$\omega_1 = \omega_2; \quad \operatorname{abs} \left( \frac{J_1}{u} \frac{d\omega_1}{dt} - M_E \right) \leq M_R, \quad (2)$$

то ланки з моментами інерції  $J_1$  та  $J_2$  здійснюють сумісний рух, який описується як

$$J_\Sigma \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dJ_\Sigma}{d\gamma} \omega^2 + r_l (c_K \delta_K + v_K \eta_K) = u M_E; \quad \frac{d\gamma}{dt} = \omega, \quad (3)$$

де  $J_\Sigma$  – сумарний момент інерції обертових частин приводу;  $\gamma$  і  $\omega$  – координата і швидкість обертання ланки, що має момент інерції  $J_\Sigma$ .

Зауважимо, що коливання навантажень елементів підйомальної системи можуть привести до повторного пробуксовування у фрикційному пристрої.

Значення момента, що розвивається фрикційним пристроєм:

$$M_K = M_R, \quad \text{якщо } \omega_1 \neq \omega_2; \quad M_K = M_E - J_1 \frac{d\omega_1}{dt}, \quad \text{якщо } \omega_1 = \omega_2. \quad (4)$$

Рівняння руху кронблока і талевого блока мають вигляд

$$\begin{aligned} \frac{dy_1}{dt} = v_1; \quad \frac{dy_2}{dt} = v_2; \quad m_1 \frac{dv_1}{dt} - (k + 2)(c_K \delta_K + v_K \eta_K) + c_e v_1 + v_e v_1 = m_1 g; \\ m_2 \frac{dv_2}{dt} + k(c_K \delta_K + v_K \eta_K) - N_1(0, t) = m_2 g, \end{aligned} \quad (5)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння;  $v_1, v_2$  – швидкості відповідних ланок;  $N_i(x_i, t)$  – поздовжня сила на  $i$ -тій ділянці колони.

Момент тертя, що розвивається фрикційним пристроєм,  $M_R$  задасмо у вигляді

$$M_R = M_{R0} + M_U, \quad (6)$$

де  $M_{R0}$  – момент, що зрівноважує силу ваги колони;  $M_U$  – надлишковий момент.

Рівняння руху ділянок колони у поздовжньому напрямі запишемо як

$$a_i^2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} - 2b_i \frac{\partial u_i}{\partial t} - \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} = -g_i \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (7)$$

де  $a_i$  – швидкість поширення хвилі пружних деформацій;  $b_i$  – коефіцієнт в'язкого лінійного опору рухові колони у свердловині;  $g_i$  – функція, за допомогою якої враховується розподілене навантаження.

Значення  $a_i^2, 2b_i, g_i$  визначаються співвідношеннями

$$a_i^2 = \frac{E_i}{\rho_i}; \quad 2b_i = \frac{\kappa_i}{A_i \rho_i}; \quad g_i = g \left( 1 - \frac{\rho}{\rho_i} \sin^2 \alpha_0 \right) \cos \alpha_0 - \frac{a_i^2 f}{\rho_0} \operatorname{abs} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \operatorname{sign} \frac{\partial u_i}{\partial t}, \quad (8)$$

причому  $E_i, \rho_i$  – модуль пружності першого роду і густина матеріалу буринних труб;  $\rho$  – густина промивальної рідини;  $\kappa_i$  – коефіцієнт, чисельно рівний силі, що діє

на ділянку одиничної довжини під час її руху з одиничною швидкістю;  $\alpha_0$  – усереднений кут нахилу осі колони до вертикалі;  $f$  – коефіцієнт сухого тертя колони об стінку свердловини;  $\rho_0$  – усереднений радіус кривизни свердловини.

Крайові умови інтегрування рівнянь (7) на верхньому кінці колони ( $x_1=0$ ) виражаються другим та четвертим співвідношеннями (5), причому

$$v_2 = u_1(0, t); \quad v_2 = \frac{\partial u_1(0, t)}{\partial t}. \quad (9)$$

Позначивши силу у поперечному перерізі колони як

$$N_i(x_i, t) = E_i A_i \frac{\partial u(x_i, t)}{\partial x_i} \quad (i=1, 2, \dots, n), \quad (10)$$

запишемо крайові умови на межах сусідніх ділянок у вигляді

$$N_i - N_{i+1} = F_i, \quad u_i = u_{i+1} \quad (i=1, 2, \dots, n-1), \quad \text{якщо } x_i = l_i, \quad x_{i+1} = 0, \quad (11)$$

де  $F_i$  – зосереджені сили взаємодії колони з промивальною рідиною.

Для нижнього кінця колони крайова умова змінюється під час перебігу динамічного процесу. На початковій стадії, допоки сила в нижньому крайньому перерізі колони не досягне сили тиску рідини на поршень гідравлічного ударного механізму  $F_0$ , переміщення нижнього кінця дорівнює нулеві,

$$u_n(l_n, t) = u_n(l_n, 0), \quad \text{якщо } N_n(l_n, t) < F_0. \quad (12)$$

За умови, коли  $N_n(l_n, t) = F_0$ , поршень у нижній частині гідроциліндра звільняється і входить в рух, що описується рівнянням

$$m_3 \frac{\partial^2 u_n(l_n, t)}{\partial t^2} + N_n(l_n, t) = 0, \quad \text{якщо } u_n(l_n, 0) - h \leq u_n(l_n, t) \leq u_n(l_n, 0). \quad (13)$$

Досягнувши верхнього крайнього положення, поршень фіксується у верхній частині гідроциліндра, тобто, виконується умова

$$u_n(l_n, t) = u_n(l_n, 0) - h. \quad (14)$$

Початкові переміщення елементів механічної системи визначаємо на основі аналізу її напружено-деформованого стану, а початкові швидкості цих елементів приймаємо рівними нулю за винятком кутової швидкості тіла з моментом інерції  $J_1$ , яка дорівнює  $\omega_1(0) = \omega_0/u$ , де  $\omega_0$  – синхронна швидкість ротора двигуна.

Для забезпечення достатньої точності аналізу динамічних процесів детально враховуємо не лише пружно-інерційні властивості механічної системи, а й характер зміни у часі рушійних сил. З цією метою рівняння руху інтегруємо сумісно з рівняннями електромагнітних явищ в асинхронному двигуні. Останні мають вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{di_s}{dt_s} &= A_s (u + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s) + B_s (\Omega_r \Psi_r - R_r i_r); \\ \frac{di_r}{dt} &= A_r (\Omega_r \Psi_r - R_r i_r) + B_r (u_s + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s), \end{aligned} \quad (15)$$

де  $i_s, i_r, u_s$  – матриці-стовпці струмів і напруг;  $A_s, B_s, A_r, B_r$  – матриці зв'язків, що є функціями невідомих струмів;  $\Omega_s, \Omega_r$  – матриці частот обертання, ненульові елементи яких залежать від синхронної частоти і частоти обертання ротора двигуна;  $\Psi_s, \Psi_r$  – матриці-стовпці потокозчеплень;  $R_s, R_r$  – активні опори. Індекси  $s$  та  $r$  вказують на приналежність параметрів до обмоток статора і ротора відповідно.

Матриці-стовпці  $i_s, i_r, u_s$  визначаються рівностями

$$i_j(j = s, r) = \text{col}(i_{jx}, i_{jy}); \quad u_s = \text{col}(U_m, 0),$$

де  $i_{jx}, i_{jy}$  – проекції струмів на координатні осі  $x, y$ ;  $U_m$  – амплітуда напруги живильної мережі.

Електромагнітний момент знаходимо за формулою

$$M_E = \frac{3}{2} p_0 \frac{1}{\tau} (i_{rx} i_{sy} - i_{ry} i_{sx}), \quad (16)$$

де  $p_0$  – число пар магнітних полюсів;  $\tau$  – нелінійна функція струму намагнічування, що визначається з урахуванням насичення магнітопроводу.

Як початкові умови інтегрування рівнянь (15) задаємо проекції струмів на координатні осі.

Отже, розрахунок перехідного процесу полягає в інтегруванні рівнянь (1), (3), (5), (7), (15) з урахуванням співвідношень (2), (4), (6), (8)–(14), (16) та відповідних початкових умов.

Для випадку, коли бурова установка оснащена одним або декількома дизельними двигунами, момент двигуна задаємо як функцію частоти обертання колінчастого вала і переміщення рейки паливного насоса. Для одержання динамічної характеристики двигуна застосовуємо експериментальні залежності  $M_i(n)$  ( $i = 1, 2, \dots, r$ ) (швидкісні криві), де  $M_i$  – крутний момент двигуна, що відповідає переміщенню рейки  $z_i$ ,  $n$  – частота обертання колінчастого вала.

Крутний момент двигуна подаємо у вигляді:

$$M(n, z) = \alpha_0(z) + \alpha_1(z)n + \alpha_2(z)n^2 + \dots + \alpha_k(z)n^k, \quad (17)$$

де  $\alpha_j(z)$  ( $j = 0, 1, 2, \dots, k$ ) – коефіцієнти апроксимації, що залежать від параметра  $z$ ,

$$\alpha_j(z) = \beta_{j0} + \beta_{j1}z + \beta_{j2}z^2 + \dots + \beta_{jh}z^h \quad (j = 0, 1, 2, \dots, k), \quad (18)$$

тут  $h$  – порядок полінома.

Апроксимацію залежності  $M(n, z)$  виконано методом найменших квадратів на прикладі дизельного двигуна з турбонаддувом ЯМЗ-238. Спочатку провели апроксимацію кожної із швидкісних кривих  $M_i(n)$ , записавши момент у вигляді

$$M_i(n) = \alpha_{i0} + \alpha_{i1}n + \alpha_{i2}n^2 + \dots + \alpha_{ik}n^k, \quad (19)$$

де  $\alpha_{ij}$  ( $i = 1, 2, \dots, r$ ;  $j = 0, 1, 2, \dots, k$ ) – коефіцієнти, що залежать від положення рейки паливного насоса. Після цього, припустивши, що коефіцієнти поліномів (19) є неперервними функціями переміщення рейки, подали їх у вигляді (18). В результаті функція для визначення моменту двигуна набула узагальненого вигляду (17). Це дає можливість враховувати зміну переміщення рейки паливного насоса на перебіг нестационарних процесів у підймальній системі бурової установки.

Досліджено вплив моменту тертя у фрикційному пристрої бурової установки, ходу бойка ударного механізму, довжини і площі поперечного перерізу колони бурильних труб на динамічні процеси, що відбуваються в незаблокованій частині колони під час ліквідації аварії. Параметри підймальної системи установки: двигун АО2-71-4;  $J_1=0,99$  кгм<sup>2</sup>;  $J_2=1,55$  кгм<sup>2</sup>;  $k=2$ ;  $n=1$ ;  $m_1=206,5$  кг;  $m_2=39,6$  кг;  $m_3=20$  кг;  $r_f=0,13$  м;  $c_B=120,0$  МН/м;  $c_K=1,9$  МН/м;  $v_B=482,0$  Н·с/м;  $v_K=2,0$  Н·с/м;  $E_1=2,1 \cdot 10^5$  МПа;  $\rho_1=9066,0$  кг/м<sup>3</sup>;  $b_1=0,4$  с<sup>-1</sup>;  $\rho=1200$  кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_0=500$  м;  $\alpha_0=0,1$  рад;  $f=0$ ;  $F_0=10$  кН.

На рис. 2 наведено приклад часової залежності сили у поперечному перерізі колони в місці її з'єднання колони з бойком гідравлічного ударного механізму, а у

табл. 1 – максимальні значення сили взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму під час вивільнення колони труб за допомогою бурової установки УКБ-4П на другій передачі.

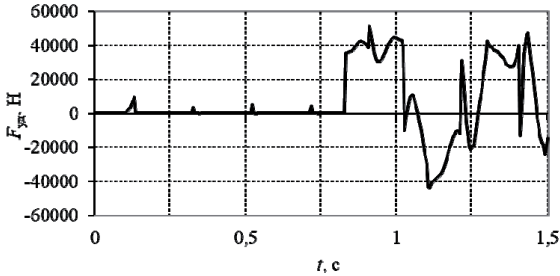


Рисунок 2 – Часова залежність сили у поперечному перерізі колони в місці її з'єднання з бойком гідравлічного ударного механізму ( $l_1 = 300$  м;  $A_1 = 11,72$  см<sup>2</sup>;  $\mu = 13,07$ ;  $h = 30$  см)

Таблиця 1 – Максимальні значення сили взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму

Хід бойка, м	Площа поперечного перерізу колони, м <sup>2</sup>	Максимальне значення, Н			Тривалість руху поршня, с
		в момент удару	протягом першого періоду коливаний	протягом другого періоду коливаний	
0,01	0,59 · 10 <sup>-3</sup>	15300	24300	23400	0,025
0,10		15600	30300	33600	0,215
0,20		23200	33600	40000	0,35
0,30		26600	33800	41900	0,475
0,01	1,172 · 10 <sup>-3</sup>	18700	24500	26300	0,04
0,10		23800	35400	34500	0,33
0,20		26800	43100	44600	0,535
0,30		35800	51600	47200	0,7
0,01	1,45 · 10 <sup>-3</sup>	18900	25500	21700	0,045
0,10		27400	44700	38900	0,395
0,20		31500	44100	47500	0,61
0,30		36200	51900	55500	0,785

Виявлено основні чинники, що можуть посприяти підвищенню ефективності робіт над ліквідацією аварій в бурінні.

У **третьому розділі** побудовано математичну модель динамічних процесів, які виникають у прихопленій частині колони бурильних труб під час її вивільнення шляхом прикладання статичних та динамічних імпульсних навантажень, з детальним урахуванням багатокомпонентного тертя, яке виникає у матеріалі та в з'єднаннях колони бурильних труб, а також у зонах безпосереднього контакту колони зі стінкою свердловини та на поверхнях взаємодії колони з буровим розчином. На початковому етапі розв'язання задачі виконано дискретизацію рівняння, яким описуються хвильові процеси, за просторовою координатою методом зважених нев'язок,

після чого здійснюється чисельне інтегрування одержаної системи звичайних диференціальних рівнянь за допомогою широко вживаного програмного забезпечення.

Розрахункова схема прихопленої у свердловині колони бурильних труб зображена на рис. 3, а, де  $l$  – довжина колони;  $m_1$  і  $m_2$  – маси бурового інструменту і зв'язаної з колоною частини пристрою для ліквідації прихоплень, що розглядаються як тверді тіла;  $x$  – нерухома поздовжня координата з початком у точці  $O$ , яка є центром нижнього крайнього поперечного перерізу колони за відсутності поздовжніх деформацій бурильних труб;  $u(x,t)$  – переміщення деякого поперечного перерізу колони у напрямі координати  $x$ , яке є функцією цієї координати і часу. Якщо ліквідацію прихоплення здійснюють за допомогою глибинного ударного пристрою, то прихоплену частину колони верхнім кінцем жорстко з'єднують з його корпусом. У випадку застосування надземного пристрою для ліквідації прихоплень, оснащеного еліїним імпульсним двигуном, прихоплену колону з'єднують з якорем пристрою.

З урахуванням релаксації середовища взаємодії бурильних труб зі стінками свердловини, прийнято припущення про те, що в стані спокою колона знаходиться у рівновазі під дією розподілених сил власної ваги і виштовхувальних сил колони інтенсивністю  $f_g$ , зосереджених сил ваги зв'язаних з колоною твердих тіл  $G_1$  і  $G_2$ , а також статичної реакції опорного вузла  $P_s$ . Під час ліквідації прихоплення на верхній кінець колони бурильних труб діє, крім статичного, імпульсне осьове навантаження  $P_d(t)$ , внаслідок чого у колоні виникають хвильові процеси, які супроводжуються дією розподілених по довжині колони сил інерції інтенсивністю  $f_i(x,t)$ , а також сил сухого і в'язкого тертя інтенсивністю  $f_{\mu}(x,t)$  і  $f_v(x,t)$  відповідно. У загальному випадку силу, прикладену до верхнього кінця колони, позначаємо як  $P(t)$ .

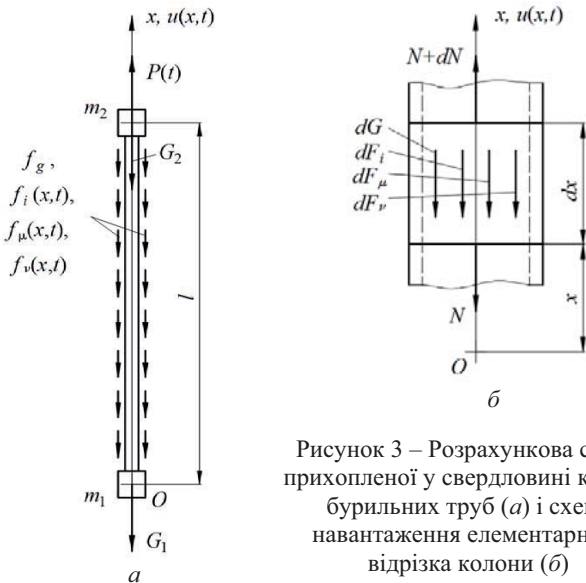


Рисунок 3 – Розрахункова схема прихопленої у свердловині колони бурильних труб (а) і схема навантаження елементарного відрізка колони (б)

Рівняння поздовжніх коливань колони подано у вигляді

$$a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + b^2 \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t} - \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = g^* + f_{\mu}^* + f_v^*, \quad (20)$$

де

$$a^2 = \frac{E}{\rho}, \quad b^2 = \frac{\eta}{\rho}, \quad g^* = g \left( 1 - \frac{\rho_0}{\rho} \sin^2 \alpha \right) \cos \alpha, \quad f_{\mu}^* = \frac{f_{\mu}}{\rho A}, \quad f_v^* = \frac{f_v}{\rho A}, \quad (21)$$

причому,  $E$  і  $\eta$  – модуль пружності і коефіцієнт внутрішнього в'язкого тертя матеріалу бурильних труб;  $\rho$  і  $\rho_0$  – густина матеріалу бурильних труб і густина промивальної рідини;  $A$  – площа поперечного перерізу колони;  $\alpha$  – усереднений кут нахилу осі колони до вертикалі;  $g$  – прискорення земного тяжіння.

Значення величин  $f_{\mu}$ ,  $f_v$  визначаються залежностями

$$\begin{aligned} f_{\mu} &= EA \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \eta A \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t} - \rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - f_g, \\ \text{якщо } \frac{\partial u}{\partial t} &= 0, \quad \left| EA \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \eta A \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t} - \rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - f_g \right| \leq f_{\mu \max}; \\ f_{\mu} &= f_{\mu \max} \operatorname{sign} \left( EA \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \eta A \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t} - \rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - f_g \right), \\ \text{якщо } \frac{\partial u}{\partial t} &= 0, \quad \left| EA \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \eta A \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t} - \rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - f_g \right| > f_{\mu \max}; \\ f_{\mu} &= f_{\mu \max} \operatorname{sign} \left( \frac{\partial u}{\partial t} \right), \quad \text{якщо } \frac{\partial u}{\partial t} \neq 0; \quad f_v = v \frac{\partial u}{\partial t}, \end{aligned} \quad (22)$$

де  $v$  – коефіцієнт в'язкого тертя, чисельне значення якого дорівнює силі в'язкого опору рухові колони у свердловині, яка припадає на відрізок колони одиничної довжини за одиничної швидкості руху;  $f_{\mu \max}$  – максимальне значення інтенсивності розподілу сил сухого тертя;  $f_g = \rho A g^*$ .

Як показали дослідження, проведені на основі чисельного інтегрування рівнянь з частинними похідними (20) з урахуванням співвідношень (21), (22) та відповідних граничних і початкових умов, багатокомпонентне тертя, яке виникає у матеріалі та в з'єднаннях колони бурильних труб, а також у зонах безпосереднього контакту колони зі стінкою свердловини та на поверхнях взаємодії колони з буровим розчином, істотно впливає на поширення поздовжніх хвиль у бурильній колоні та значно знижує ефективність робіт над усуненням наслідків аварій. На рис. 4 проілюстровано вплив сухого тертя на переміщення поперечних перерізів прихопленої колони труб під дією імпульсного навантаження.

**У четвертому розділі** наведені результати експериментальних досліджень динамічних процесів, що виникають в незаблокованій частині колони бурильних труб під час спрацьовування механізму ударної дії. Описано технічні рішення щодо удосконалення ударних пристроїв для вивільнення прихопленої колони труб.

Експериментальна установка включає опору частину з ударним пристроєм, важкий механізм і фізичну модель бурильної колони у вигляді сталевий струни. Дана установка забезпечує збудження хвильових процесів у фізичній моделі колони за до-

помогою ударного пристрою з можливістю задання довільного значення сили спрацьовування вказаного пристрою, а також двох значень ходу бойка. Параметри реальної системи та її фізичної моделі наведені у табл. 2.

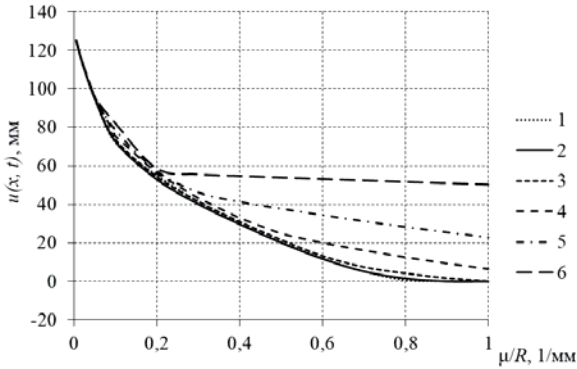


Рисунок 4 – Переміщення поперечних перерізів буриньної колони як функції відношення  $\mu/R$ : 1 –  $x = 0$ ; 2 –  $x = 400$  м; 3 –  $x = 800$  м; 4 –  $x = 1200$  м; 5 –  $x = 1600$  м; 6 –  $x = 2000$  м.

Таблиця 2 – Параметри реальної механічної системи та її фізичної моделі

Параметр	Позначення	Розмірність	Значення параметра реальної системи	Масштаб		Значення параметра моделі
				Формула для визначення масштабу	Значення масштабу	
Модуль пружності	$E$	Па	$2,1 \cdot 10^{11}$	$\mu_E = \mu_m / (\mu_l^2 \cdot \mu_t)$	1	$2,1 \cdot 10^{11}$
Густина матеріалу	$\rho$	кг/м <sup>3</sup>	9066	$\mu_\rho = \mu_m / \mu_l^3$	1	9066
Площа поперечного перерізу колони	$A$	м <sup>2</sup>	$590 \cdot 10^{-6}$	$\mu_A = A / A_{\text{мод}} = \mu_l^2$	521,675	$1,131 \cdot 10^{-6}$
Довжина колони	$l$	м	114,2	$\mu_l = \sqrt{\mu_A}$	22,84	5
Маса бойка	$m$	кг	20	$\mu_m = \mu_\rho \cdot \mu_l^3 = \mu_l^3$	$1,192 \cdot 10^4$	$1,678 \cdot 10^{-3}$
Хід бойка	$\Delta$	м	$114,2 \cdot 10^{-3}$	$\mu_\Delta = \mu_l$	22,84	$5 \cdot 10^{-3}$
			$228,4 \cdot 10^{-3}$			$10 \cdot 10^{-3}$

В процесі проведення досліджень методом тензотрування записано осцилограми напружень на кінцях струни для значень сили спрацьовування моделі ударного пристрою 285,0 Н; 332,5 Н; 380,0 Н; 427,5 Н; 475,0 Н і ходу бойка 5,0 мм і 10,0 мм. Для цього застосовано мостову схему під'єднання тензорезисторів. Реєстрацію

результатів вимірювання здійснено за допомогою комп'ютера. Для узгодження сигналів давачів з параметрами відеокарти виготовлено 16-розрядний двоканальний аналого-цифровий перетворювач, який забезпечує передавання сигналів по кожному із каналів з частотою 60 кГц.

Із застосуванням математичної моделі і програмного забезпечення, розроблених у другому розділі дисертації, проведено розрахунки хвильових процесів, що виникають у фізичній моделі незаблокованої частини колони труб. У табл. 3 наведено максимальні теоретичні і експериментальні значення осьових зусиль на нижньому та на верхньому кінцях струни на першому періоді коливань. З високою точністю максимальне осьове зусилля у нижньому крайньому перерізі струни можна вважати рівним максимальній силі взаємодії бойка з корпусом ударного пристрою. Максимальна розбіжність теоретичних і експериментальних результатів не перевищує 8,5%. Причинами похибок обчислень можна вважати наближене урахування податливості кріпильних вузлів і розсіювання енергії коливань у механічній системі.

Таблиця 3 – Максимальні значення поздовжніх зусиль у поперечних перерізах моделі колони бурильних труб

Хід бойка, мм	Сила спрацювання ударного пристрою, Н	Максимальні значення поздовжніх зусиль, Н							
		на нижньому кінці струни				на верхньому кінці струни			
		теоретичне	експериментальне	абсолютна похибка	відносна похибка	теоретичне	експериментальне	абсолютна похибка	відносна похибка
5	285	3161	3022	139	4,6	2983	2841	142	5,0
	332	4282	4070	212	5,2	3677	3479	198	5,7
	380	4693	4432	261	5,9	4607	4342	265	6,1
	427	5369	5060	309	6,1	6404	6013	391	6,5
	475	8799	8262	537	6,5	8609	8031	578	7,2
	522	10070	9409	661	7,0	9745	9040	705	7,8
10	522	19040	17730	1310	7,4	14391	13280	1111	8,4

Наведено нові технічні рішення гідравлічного ударного механізму і пристрою для ліквідації прихоплення колони труб, які дають можливість значно підвищити ефективність проведення ремонтно-відновлювальних робіт на свердловині за рахунок забезпечення можливості нанесення ударних навантажень по прихопленій колоні труб не лише вгору, а й вниз, та в обертальному напрямі.

## ВИСНОВКИ

Як показав аналіз особливостей функціонування бурових установок у технологічних та аварійних режимах експлуатації, а також огляд численних джерел інформації з теорії механічних коливань, динаміки та міцності нафтогазопромислового обладнання, проблема розрахунку динамічних процесів у бурових установках становить не лише актуальну, а й достатньо складну наукову задачу. У дисертації прове-



дено комплекс теоретичних і експериментальних досліджень, спрямованих на підвищення ефективності ліквідації аварій в бурінні за рахунок добору раціональних режимів роботи бурових установок та раціональних параметрів спеціальних пристроїв ударної дії на основі удосконалення методології аналізу динамічних процесів у механічних системах бурових установок під час вивільнення прихопленої у свердловині колони бурильних або обсадних труб.

1. У дисертаційній роботі розроблено узагальнену математичну модель і алгоритм розрахунку динамічних процесів, що виникають у підймальній системі бурових установок з незаблокованою у свердловині частиною колони труб, зв'язаною верхнім кінцем з талевим блоком установки, а нижнім кінцем – з бойком гідравлічного ударного пристрою. Якщо бурова установка обладнана асинхронним двигуном, його момент визначали шляхом сумісного інтегрування рівнянь руху механічної системи і рівнянь електромагнітного стану електричної машини. Для випадку, коли бурова установка обладнана дизельним двигуном, його момент подано як функцію кутової частоти обертання колінчастого вала і переміщення рейки паливного насоса. Коефіцієнти апроксимації визначено за відомими швидкісними кривими, одержаними експериментально для фіксованих значень переміщення рейки. Запропонована математична модель дає можливість аналізувати взаємодію незаблокованої частини колони труб із заблокованою в процесі ліквідації аварії.

2. Досліджено вплив конструкційних і експлуатаційних характеристик бурової установки і пристрою ударної дії для вивільнення прихопленої колони труб на динамічні зусилля у зазначеному пристрої, колоні, талевому канаті, металоконструкції вишки. Встановлено, що сила динамічної взаємодії бойка з корпусом гідравлічного ударного механізму істотно залежить від ходу бойка, сили спрацювання ударного механізму, передавального відношення привідного механізму, момента тертя в оперативній муфті, площі поперечного перерізу бурильних труб та довжини колони. Найбільшого значення сила удару може набувати не у початковий момент зіткнення бойка з корпусом, а протягом першого або другого періодів їх взаємодії. Як показали дослідження динамічних процесів у підймальній системі бурової установки УКБ-4П, раціональне значення ходу бойка знаходиться у межах 25–35 см; сили спрацювання ударного пристрою – у межах 10–15 кН; момента тертя в оперативній муфті – у межах 80–100 Н·м. Розгін підйальної системи установки доцільно здійснювати на першій ( $u = 23,44$ ) або другій ( $u = 13,07$ ) передачі.

3. Побудовано нелінійну континуально-дискретну математичну модель динамічних процесів, які виникають під час вивільнення заблокованої у свердловині частини колони бурильних або обсадних труб за допомогою пристроїв імпульсної дії, з детальним урахуванням внутрішнього та зовнішнього тертя у механічній системі. На початковому етапі розв'язання задачі виконано скінченно-елементну дискретизацію рівняння з частинними похідними, яким описуються хвильові процеси в колоні, за просторовою координатою методом зважених нев'язок у поєднанні з методом Бубнова-Гальоркіна, що дало можливість звести задачу до чисельного інтегрування системи звичайних диференціальних рівнянь за допомогою широко вживаного програмного забезпечення.

4. Як показали дослідження, багатокomпонентне тертя, яке виникає у матеріалі та в з'єднаннях колони бурильних або обсадних труб, а також у зонах безпосеред-

нього контакту колони зі стінкою свердловини та на поверхнях взаємодії труб із промивальною рідиною, істотно впливає на поширення поздовжніх хвиль у колоні та значно знижує ефективність робіт над усуненням наслідків аварій. Розрахунки хвильових процесів, збуджуваних у колоні труб умовним діаметром 114 мм і товщиною стінки 10 мм засвідчують ефективність застосування механізмів ударної дії для вивільнення колони, прихопленої у свердловині на інтервалі, що не перевищує 800–1000 м. Результати досліджень показують також, що підвищення ефективності робіт над вивільненням прихоплених у свердловинах колон бурильних або обсадних труб можна досягти за рахунок раціонального добору потужності гідравлічних ударних механізмів та імпульсно-хвильових пристроїв, а також за рахунок застосування сталей для виготовлення цих труб відповідної ударної вязкості та межі текучості, не меншою, ніж 650 МПа, що дає можливість збільшувати імпульсне навантаження колони під час ліквідації аварій.

5. З метою перевірки результатів математичного моделювання хвильових процесів у незаблокованій частині прихопленої колони труб і оцінки впливу параметрів ударного механізму та сили статичного натягу колони на динамічні зусилля, що виникають під час її вивільнення, проведено експериментальні дослідження динамічних процесів на фізичній моделі механічної системи. Експериментальна установка сконструйована з дотриманням критеріїв подібності, що дає можливість переносити результати фізичного моделювання на реальну механічну систему. Експериментальні дослідження засвідчили належну точність математичного моделювання хвильових явищ та підтвердили основні закономірності щодо впливу ходу бойка і сили спрацьовування ударного пристрою на зусилля взаємодії бойка з корпусом. Розбіжність між теоретичними і експериментальними значеннями знайдених у колоні зусиль не перевищує 8,5%.

6. У дисертації запропоновано і запатентовано технічні рішення гідравлічного ударного механізму і пристрою для ліквідації прихоплення колони труб, які дають можливість значно підвищити ефективність проведення ремонтно-відновлювальних робіт на свердловинах за рахунок забезпечення можливості нанесення ударних навантажень по прихопленій колоні труб не лише вгору, а й униз, а також в обертальному напрямі.

## **СПИСОК ОСНОВНИХ ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ**

### ***Статті у наукових фахових виданнях України:***

1. Харченко Є. В., Гутий А. В. Обґрунтування раціональних параметрів процесу вивільнення прихопленої колони труб за допомогою гідравлічного ударного механізму. Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. 2007. № 583. С. 81-89. *(Автором побудовано математичну модель і проведено дослідження динамічних явищ в буровій установці під час сумісної роботи підіймальної системи і гідравлічного ударного механізму).*

2. Харченко Є. В., Гутий А. В. Розрахунок динамічних процесів, збурених в колоні труб імпульсними навантаженнями, методом скінченних елементів. Механіка і фізика руйнування будівельних матеріалів та конструкцій: Збірник наукових праць. Вип. 7. Львів: Каменяр, 2007. С. 680-692. *(Автором побудовано математичну мо-*

*дель хвильових процесів, що виникають в прихопленій у свердловині колоні бурильних труб під час її вивільнення. Досліджено динамічні явища, збуджувані в колоні труб).*

3. Харченко Є. В., Гутий А. В., Грень Я. В. Експериментальні дослідження динаміки вивільнення прихопленої колони труб. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. 2008. № 42. С. 128-133. *(Автором обтунтовано параметри фізичної моделі і характеристики вимірювальної апаратури, визначено динамічні зусилля у характерних поперечних перерізах колони).*

4. Харченко Є. В., Гутий А. В. Вплив параметрів приводу бурової установки на ефективність вивільнення прихопленої колони труб. Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. 2010. № 678. С. 112-118. *(Автором досліджено закономірності впливу режиму роботи приводу бурової установки на ефективність вивільнення прихопленої у свердловині колони бурильних труб).*

5. Гутий А. В. Експериментальні дослідження впливу параметрів ударного механізму на ефективність вивільнення прихопленої колони труб. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. 2011. № 45. С. 38-44.

***Стаття у науковому періодичному виданні іншої держави,  
яке включено до міжнародних наукометричних баз:***

6. Kharchenko Ye., Hutyi A., Haiduk V. The influence of friction forces on longitudinal wave propagation in a stuck drill string in a borehole. Tribologia. 2018. Vol. 282. No 6. P. 79-87. *(Автором розроблено математичну модель хвильових процесів у прихопленій колоні труб під час її вивільнення з урахуванням розсіювання енергії у механічній системі, а також виконано розрахунки динамічних процесів).*

***Статті в інших наукових періодичних виданнях України:***

7. Харченко Є. В., Гутий А. В. Математичне моделювання швидкісних характеристик дизельного двигуна ЯМЗ-238 з турбонаддувом під час його роботи в неусталеному режимі. Технічні вісті. 2006. № 3(24). С. 66-68. *(Із застосуванням експериментальних швидкісних кривих, побудованих для дизельного двигуна ЯМЗ-238 з турбонаддувом, автором одержано аналітичну залежність крутного моменту двигуна від частоти обертання колінчастого вала і переміщення рейки насоса).*

8. Харченко Є. В., Гутий А. В. Дослідження динаміки вивільнення прихопленої колони труб. Технічні вісті. 2007. № 1(25), 2,(26). С. 28-32. *(Автором проведено дослідження динаміки бурової установки в режимі ліквідації прихоплення колони бурильних труб. Вивчено вплив сили спрацювання гідравлічного ударного механізму, площі поперечно перерізу та довжини колони на динамічні зусилля у системі).*

***Публікації у матеріалах міжнародних наукових конференцій:***

9. Харченко Є. В., Гутий А. В. Динамічні процеси в буровій установці під час роботи гідравлічного ударного механізму для вивільнення прихопленої колони труб. 8-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Тези доповідей. Львів: ТзОВ «КІНПАТРІ ЛТД». 2007. С. 34. *(Автором проведено дослідження динамічних процесів в буровій установці з прихопленою ступінчастою колоною труб. Обтунтовано практичні рекомендації, спрямовані на раціональне проектування і ефективну експлуатацію гідравлічних ударних механізмів).*

10. Харченко Є. В., Демків В. Й., Гутий А. В. Дослідження динаміки вивільнення прихопленої у свердловині колони труб. 13-й Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозиуму. Львів: КІНПАТРИ ЛТД. 2017. С. 84-85. *(Автором шляхом математичного моделювання встановлено закономірності впливу параметрів ударного пристрою і режиму роботи бурової установки на ефективність процесів ліквідації прихоплення колони труб).*

11. Харченко Є. В., Гутий А. В. Математичне моделювання хвильових процесів в колоні бурильних труб під час її вивільнення від прихоплення у свердловині. «Вібрації в техніці та технологіях», XVII Міжнародна науково-технічна конференція 11-12 жовтня 2018 р.: Тези доповідей. Дрогобич: Посвіт. 2018. С. 124-125. *(Автором проведено дослідження динамічних процесів, які виникають під час вивільнення прихопленої у свердловині колони бурильних труб з детальним урахуванням внутрішнього та зовнішнього тертя у механічній системі колони).*

### **Патенти України:**

12. Патент на корисну модель № 18875, Україна, МПК Е 21 В 31/113. Гідравлічний ударний механізм / Є. В. Харченко, А. В. Гутий; Національний університет «Львівська політехніка» – № u200606618; заяв. 13.06.06; опубл. 15.11.06; Бюл. № 11. *(Автором запропоновано з'єднати шток гідравлічного ударного механізму з його нижнім перехідником за допомогою шліцьової пари з можливістю взаємного осьового переміщення, що дозволило одночасно створювати статичні кутові та імпульсні осові навантаження прихопленої частини колони труб).*

13. Патент на корисну модель № 89841, Україна, МПК Е 21 В 23/00. Пристрій для ліквідації прихоплень колони труб у свердловині / Є. В. Харченко, П. Я. Пукач, А. В. Гутий; Національний університет «Львівська політехніка» – № u201315503; заяв. 30.12.13; опубл. 25.04.14; Бюл. № 8. *(Автором запропоновано оснастити пристрій для ліквідації прихоплень поришем з ковадлом, бойком і підпружиненими фіксаторами, що дало можливість створювати подвійне ударне навантаження прихопленої частини колони бурильних труб).*

### **АНОТАЦІЯ**

**Гутий А. В. Динамічні процеси в бурових установках під час вивільнення прихопленої колони труб.** – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.09 – динаміка та міцність машин. Національний університет «Львівська політехніка» Міністерства освіти і науки України, Львів, 2019.

Дисертаційна робота присвячена підвищенню ефективності вивільнення прихопленої у свердловині колони бурильних або обсадних труб за рахунок обґрунтування раціональних режимів роботи бурових установок і параметрів пристроїв ударної дії на основі удосконалення математичних моделей динамічних процесів у механічній системі.

Розроблено математичну модель і алгоритм розрахунку динамічних процесів, що виникають в буровій установці і незаблокованій частині прихопленої колони труб з урахуванням сумісного функціонування привідної системи і механізму ударної дії, а також математичну модель динамічних процесів, які виникають у заблоко-

ваній частині колони внаслідок прикладання статичних та динамічних імпульсних навантажень. В останньому випадку враховано багатокomпонентне тертя, яке виникає у матеріалі та в з'єднаннях колони труб, а також у зонах безпосереднього контакту колони зі стінкою свердловини та на поверхнях взаємодії колони з буровим розчином. Досліджено вплив експлуатаційних параметрів бурової установки і параметрів пристрою ударної дії для вивільнення прихопленої колони труб на динамічні зусилля у колоні, талевому канаті, буровій вишці.

*Ключові слова:* бурова установка, ударний пристрій, колона труб, континуально-дискретна механічна система, нестационарні динамічні процеси.

## АННОТАЦІЯ

**Гутый А. В. Динамические процессы в буровых установках при освобождении прихваченной колонны труб.** – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.09 – динамика и прочность машин. Национальный университет «Львовська політехніка» Министерства образования и науки Украины, Львов, 2019.

Диссертационная работа посвящена повышению эффективности освобождения прихваченной в скважине колонны буровых или обсадных труб за счет обоснования рациональных режимов работы буровых установок и параметров устройств ударного действия на основе усовершенствования математических моделей динамических процессов в механической системе.

Разработаны математическая модель и алгоритм расчета динамических процессов, возникающих в буровой установке и незаблокированной части прихваченной колонны труб с учетом совместного функционирования приводной системы и механизма ударного действия, а также математическая модель динамических процессов, возникающих в заблокированной части колонны вследствие воздействия на систему статической и динамической импульсной нагрузки. В последнем случае учтено многокомпонентное трение, возникающее в материале и в соединениях колонны труб, а также в зонах непосредственного контакта колонны со стенкой скважины и на поверхностях взаимодействия колонны с буровым раствором. Исследовано влияние эксплуатационных параметров буровой установки и параметров устройства ударного действия для освобождения прихваченной колонны труб на динамические усилия в колонне, талевом канате, буровой вышке.

*Ключевые слова:* буровая установка, ударное устройство, колонна труб, континуально-дискретная механическая система, нестационарные динамические процессы.

## ANNOTATION

**Hutyi A. V. Dynamic processes in drilling units during the release of the grabbed column of pipes.** – On the rights of the manuscript.

The dissertation for the degree of a candidate of technical sciences on the speciality 05.02.09 – dynamics and strength of machines. National University «Lviv Polytechnic» of the Ministry of Education and Science of Ukraine, Lviv, 2019.

The dissertation is devoted to the increasing of the efficiency of the release of the drilled or casing pipes assembled in the bore hole due to the substantiation of rational modes of operation of drilling units and the parameters of impact devices on the basis of the improvement of mathematical models of dynamic processes in the mechanical system.

A mathematical model and algorithm of calculation of dynamic processes have been worked out. They arise in a drilling rig and an unblocked part of a picked column of pipes with the consideration of the joint functioning of the actuating system and the impact mechanism, as well as the mathematical model of dynamic processes that arise in the locked part of the column due to the application static and dynamic pulsed loads. In the latter case, the multicomponent friction has been taken into account. It occurs in the material and in the connections of the pipe column, as well as in the zones of direct contact of the column with the well wall and on the surfaces of the interaction of the drill bit column is taken into account. The influence of operational parameters of the drilling unit and the parameters of the impact device for the release of the picked column of the pipes on the dynamic forces in the column, the wire rope, and the drill tower are investigated.

The methodology of calculation of nonstationary processes in the lifting system of drilling rigs in emergency operation modes has been further developed, taking into account the simultaneous operation of the drive of the installation and the impact mechanism for the creation of impulse loads of the column.

For the first time, based on the developed methodology, a nonlinear mathematical model of dynamic processes in the lifting system of the installation was constructed taking into account the close interconnection of electromagnetic phenomena in the asynchronous motor and oscillation and wave phenomena in the continuum-discrete mechanical system.

The study of the dynamic processes occurring during the elimination of the picking of the column of drill pipes was carried out. The effect of the force of the hydraulic shock mechanism, the area of the cross section and the length of the column on the characteristics of the dynamic processes is considered. The influence of the operating mode of the drive of the drilling rig during the acceleration of the lift system on the various values of the transmission ratio of the gearbox and the moment of friction in the coupling on the process of releasing the picked column of drill pipes is analyzed.

The rational parameters of the process of release of the picked column of drill pipes with the help of the lifting system and the hydraulic shock mechanism are substantiated.

A mathematical model was constructed and a computer algorithm for calculating dynamic processes occurring in a drill pipe collet drilled during its release by means of a shock-action mechanism or a pulsed-wave device equipped with a linear pulse engine was developed. The drill string with a shock mechanism, which is installed over the entrenched lower part of the column after the accident detection and is driven by lowering and raising the unpaved upper part of the column with the drive system of the drilling rig, is considered as a continuum-discrete mechanical system. As a result of the shock action of the buoy on the body of the impact mechanism in the drill pipe column, wave processes that contribute to the release of the pipes taken in the wells occur.

For the first time, a finite-difference approximation of the constructed mathematical model was carried out by applying a method of weighted nonconformities in conjunction with the Bubnov-Galerkin method, which resulted in the problem of analysis of wave

processes reduced to the solution of the Cauchy problem for a nonlinear system of ordinary differential equations.

The influence of frictional forces on the passage of longitudinal waves in the drill pipe column is investigated. Practical recommendations for improving the efficiency of carrying out repair and restoration works on wells are substantiated.

The developed mathematical models, calculation algorithms and computer programs for carrying out researches of dynamic processes that arise during the release of the picked column of pipes have practical value in the field of oil and gas engineering and provide an opportunity to significantly improve the accuracy of the determination of operational loads, prognostication of durability and residual life of critical parts and units of drilling units and impact devices for the release of tubes taken from the well in the well.

*Key words: drilling rig, impact device, pipe column, continuum-discrete mechanical system, non-stationary dynamic processes.*

Підписано до друку 26.04.2019 р.  
Формат 60×84/16. Папір офсетний.  
Друк цифровий. Умовн. друк. арк. 0,9.  
Наклад 100 прим. Зам. № 65

ТзОВ «Растр-7»  
79005, м. Львів, вул. Кн.Романа, 9/1  
тел./факс: (032) 235-52-05, e-mail: rastr.sim@gmail.com  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:  
ЛВ №22 від 19.11.2002 р.