

Державний університет "Львівська політехніка"

На правах рукопису

Харченко Євген Валентинович

**ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ В МАШИННИХ
АГРЕГАТАХ І НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЯХ
БУРОВИХ УСТАНОВОК**

05.02.09 — Динаміка, міцність машин,
приладів та апаратури

А в т о р е ф е р а т
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Львів — 1997

Дисертацією є рукопис

Робота виконана в Державному

ЛННБ України ім.В.Стефаника



00761002 (G)

Науковий консультант — доктор

Каліт

Офіційні опоненти:

доктор фізико-математичних наук, професор
Горошко Олег Олександрович

доктор технічних наук, професор
Кузьменко Анатолій Григорович

доктор технічних наук, професор
Мочернюк Дмитро Юрійович

Провідна організація — Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАН України, м. Львів

Захист відбудеться " _____ " _____ 1997 р. на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 04.06.04 в Державному університеті "Львівська політехніка" за адресою: 290646, м. Львів-13, вул. С. Бандери, 12

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Державного університету "Львівська політехніка" (м. Львів, вул. Професорська, 1)

Автореферат розісланий " _____ " _____ 1997 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

В. Т. Павлище

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність проблеми. Розв'язання широкомасштабних народно-господарських завдань забезпечення України сировинними і паливно-енергетичними ресурсами пов'язане з неперервним розширенням обсягів бурових робіт, особливо на нафту і газ, що зумовлює необхідність подальшого вдосконалення технології буріння, покращення технічного оснащення геологорозвідувальних і нафтогазовидобувних підприємств, підвищення технічного рівня бурових установок, збільшення їх продуктивності, надійності, довговічності.

Сучасна бурова установка — це складний комплекс нафто-промислового обладнання і споруд, що включає групу потужних двигунів, розгалужену систему механізмів змінної структури, колону бурильних труб значної довжини, висотну несучу металоконструкцію. Елементи бурового комплексу нерідко перебувають під дією екстремальних навантажень. Робота машинних агрегатів супроводжується інтенсивними механічними коливаннями, викликаними частими пусками і зупинками привідних систем, зміною сил корисного навантаження інструмента, пульсаціями промивальної рідини та іншими чинниками. Суттєву роль у збуренні коливальних процесів відіграють явища, пов'язані з прихопленням бурильної колони у свердловині та її вивільненням. Отже, всестороннє вивчення динаміки бурових установок є необхідною умовою їх раціонального проєктування та ефективної експлуатації.

Забезпечити достатню точність розрахунків на міцність і запрогнозувати ресурс відповідальних елементів установки можна лише на основі докладного аналізу перехідних і усталених режимів роботи машинних агрегатів з урахуванням динамічних властивостей привідних двигунів та їх взаємодії з передавальними механізмами, виконавчими органами і несучими конструкціями. Одночасно треба приймати до

уваги, що бурова установка як коливна система має ланки з яскраво вираженими розподіленими параметрами (колона бурильних труб, несучі елементи висотних споруд, потік промивальної рідини тощо).

Загальна методологія розрахунку динамічних процесів в машинах з урахуванням нелінійних характеристик приводу і механічних хвильових явищ ще не набула належного розвитку і не задовільняє практичних вимог. На окреслених засадах не розроблено і спеціальних методів розрахунку експлуатаційних режимів бурових установок з урахуванням особливостей конструктивного виконання і функціонування елементів бурових комплексів. Тому теоретичні й експериментальні дослідження, направлені на розв'язання даної наукової проблеми, є актуальними і перспективними.

Мета роботи — розробка ефективних істотів аналізу динамічних процесів у машинних агрегатах і несучих конструкціях бурових установок на основі використання раціональних континуально-дискретних розрахункових моделей і врахування взаємозв'язку механічних коливань обладнання і споруд та електромагнітних процесів у привідних двигунах і інших елементах електромашинної системи, тобто методів, що дають можливість суттєво підвищити точність визначення динамічних навантажень і прогнозувати ресурс відповідальних деталей і вузлів.

Основні задачі роботи. 1. Опрацювання теоретичних засад аналізу нестационарних процесів у машинних агрегатах як континуально-дискретних динамічних системах з урахуванням взаємозв'язку механічних коливань і електромагнітних явищ в привідних двигунах та інших елементах електромашинної системи.

2. Дослідження перехідних режимів роботи машинного агрегата ротора бурових установок. Оцінка взаємовпливу хвильових явищ в колоні бурильних труб і електромагнітних коливань в привідних двигунах.

3. Побудова узагальнених математичних моделей вільних і вимушених гармонічних коливань колони бурильних труб. Дослідження характеристик частотного спектру механічної системи і резонансних явищ, що виникають під час роторного буріння.

4. Аналіз нестационарних режимів роботи підйомальної системи бурових установок. Вивчення впливу хвильових процесів у бурильній колоні, механічних характеристик оперативних фрикційних пристроїв та інших факторів на динамічну навантажувальність елементів системи.

5. Дослідження хвильових процесів в колоні бурильних труб і динамічної навантажувальності таласового механізму і бурової вишки при роботі імпульсно-хвильового пристрою для вивільнення прихопленої колони труб. Обґрунтування шляхів вдосконалення конструкції і підвищення ефективності роботи пристрою.

6. Розробка методології аналізу режимів роботи насосного агрегата з урахуванням взаємодії насоса з потоком промивальної рідини, а також взаємовпливу коливальних процесів у потоці і в колоні бурильних труб. Побудова ефективного методу розрахунку усталених режимів роботи насосного агрегата.

7. Обґрунтування і побудова математичних моделей та проведення досліджень поперечних, поздовжніх і крутильних коливань бурових вишок. Оцінка впливу несталості поперечного перерізу споруди, податливості стержневої решітки, жорсткості відтяжок та опорних вузлів основи, осевого навантаження, маси встановлених на підсвічнику бурильних труб тощо на характеристики коливальних процесів.

8. Експериментальна перевірка основних результатів теоретичних досліджень.

9. Розробка практичних рекомендацій щодо розрахунку, конструювання і вибору експлуатаційних режимів елементів бурового комплексу, а також технічних рішень віброзахисних пристроїв і

пристроїв для вивільнення прихопленої колони труб, які дали б можливість зменшити динамічні навантаження і рівні вібрацій бурового обладнання, підвищити ефективність бурових робіт.

Об'єкт і методи досліджень. У дисертації розглядаються основні елементи бурового комплексу, такі як машинний агрегат ротора, підймальна система, насосний агрегат, несучі споруди. Оскільки теоретичні розробки стосуються не лише нафтопромислового обладнання, а й мають більш загальний характер, їх застосовано у дослідженнях віброактивності привідних двигунів, динаміки валопроводів, турбоагрегатів, обертових печей та млинів, телескопічних стріл та інших несучих конструкцій транспортних засобів, стержневих систем.

Методи аналізу динамічних процесів ґрунтуються на наукових засадах теорії механічних коливань та теорії поширення хвиль в одновимірних твердих тілах. Реальні механічні системи подані у вигляді розрахункових моделей, що мають як зосереджені, так і розподілені параметри. Математичні моделі для дослідження коливань бурових вишок побудовані із застосуванням засобів континуалізації стержневих конструкцій. Рухливі сили визначаються з урахуванням електромагнітних явищ у привідних двигунах.

Для дослідження нестационарних процесів у машинних агрегатах використовуються чисельні методи інтегрування звичайних диференціальних рівнянь і рівнянь з частковими похідними (метод скінченних елементів та метод скінченних різниць). Розв'язки рівнянь вільних та вимушених гармонічних коливань механічних систем подано в аналітичній формі, а обчислювальні алгоритми побудовано з використанням методу початкових параметрів.

Обґрунтованість наукових положень, висновків і рекомендацій, сформульованих у дисертаційній роботі, забезпечується докладним урахуванням структури і властивостей елементів фізичних систем,

використанням фундаментальних законів механіки, широко апробованих і добре висвітлених у літературі математичних моделей електромагнітних процесів в електричних машинах та досконалого математичного апарату. Для розв'язування поставлених задач побудовано достатньо ефективні обчислювальні алгоритми. Якість отримуваних результатів контролювалася шляхом їх порівняння з експериментальними даними, а також шляхом аналізу їх відповідності загальним властивостям коливальних процесів у динамічних системах.

Вірогідність теоретичних і практичних результатів, викладених у дисертації, підтверджена результатами експериментальних досліджень: нестационарних режимів роботи підйомальної системи діючої бурової установки Уралмаш 49-76; хвилових явищ, збурюваних в колоні бурильних труб імпульсними навантаженнями, в умовах полігону; динамічних процесів, що виникають під час вивільнення колони насосно-компресорних труб, на експлуатаційній свердловині; поперечних коливань баштової бурової вишки ВБ 53×300 на фізичній моделі.

Наукова новизна. 1. Запропоновано новий підхід до проведення аналізу перехідних режимів роботи машинних агрегатів, який ґрунтується на використанні континуально-дискретних математичних моделей та сумісному інтегруванні звичайних диференціальних рівнянь і рівнянь з частковими похідними, що описують рух механічної системи, і нелінійних диференціальних рівнянь електромагнітного стану приводних двигунів та інших елементів електромашинної системи.

2. Розроблено і проілюстровано на прикладі машинного агрегата ротора бурових установок метод розрахунку нестационарних процесів в електромеханічних системах машин із застосуванням скінченно-елементної дискретизації рівнянь з частковими похідними, якими описується рух одновимірних пружних тіл значної довжини.

3. На прикладі підйимальної системи бурових установок розроблено метод розрахунку перехідних процесів у машинних агрегатах з використанням скінченно-різницевої дискретизації рівнянь руху елементів, що розглядаються як ланки з розподіленими параметрами.

4. Побудовано узагальнені математичні моделі вільних і вимушених гармонічних коливань ступінчастої колони бурильних труб і розроблено алгоритми їх чисельної реалізації із застосуванням методу початкових параметрів.

5. Розроблено математичну модель динамічних процесів в електромеханічній системі, утвореній буровою установкою і пристроєм для вивільнення прихопленої у свердловині колони труб імпульсно-хвильової дії, та здійснено її чисельну реалізацію.

6. Опрацьовано методологію аналізу динамічних процесів у машинному агрегаті циркуляційної системи бурових установок з урахуванням взаємовпливу коливальних явищ у привідній системі, буровому насосі, потоці промивальної рідини і колоні бурильних труб. Розроблено алгоритм визначення зусиль взаємодії потоку з бурильними трубами і стінками свердловини з урахуванням реологічних властивостей рідини, режиму її руху, а також взаємного розташування перерізів свердловини і колони.

7. У застосуванні до канонічних рівнянь руху неконсервативної механічної системи і рівнянь електромагнітного стану елементів електромашинної системи розроблено метод прискореного пошуку стаціонарних режимів машинних агрегатів, що ґрунтується на ітераційному знаходженні таких початкових умов, які дають можливість увійти безпосередньо в усталений режим, обминаючи перехідний.

8. З використанням засобів континуалізації стержневих систем розроблено математичні моделі для дослідження поперечних,

поздовжніх і крутильних коливань складених висотних конструкцій з урахуванням несталості поперечного перерізу, осьового навантаження, жорсткісних властивостей основних несучих елементів (колон), з'єднувальних решіток та опорних вузлів.

Практична цінність. Запропоновані методи аналізу динамічних процесів забезпечують суттєве підвищення точності визначення навантажень і внутрішніх сил в елементах машинних агрегатів та рівнів вібрацій нафтопромислового обладнання і споруд і дають можливість виявляти автоколивальні явища, зумовлені взаємодією електро-машинної і механічної підсистем, усувати резонансні коливання бурових колон і несучих конструкцій, прогнозувати ресурс відповідальних деталей і вузлів. Розроблені математичні моделі, алгоритми і програмне забезпечення для розрахунку динамічних процесів у машинному агрегаті ротора, підйомальній системі, насосному агрегаті і висотних спорудах можуть бути використані в системах автоматизованого проєктування бурових комплексів.

Одержані в дисертації результати дають можливість рекомендувати раціональні режими пуску і усталеного руху привідних систем бурових установок під час поглиблення свердловини та виконання спуско-підйомальних операцій, визначати раціональні жорсткісні характеристики та діагностувати стан елементів кріплення бурових вишок. На основі проведених досліджень запропоновано технічні рішення засобів зниження віброактивності привідних систем і пристроїв імпульсно-хвильової дії для вивільнення прихопленої у свердловині колони труб, захищені п'ятьма авторськими свідоцтвами на винаходи і двома патентами. Розроблені методики визначення параметрів експлуатаційних режимів зазначених пристроїв увійшли до нормативно-технічних документів "Руководство по эксплуатации импульсно-волнового устройства типа ЭЛПУ-140М для ликвидации прихватов в бурении" (Харків, 1986 р.) та "Руководство по технологии работ при

ликвідації прихватів колонни насосно-компресорних труб імпульсно-волнової установкою типу ЭЛПУ-140М" (Львів, 1990 р.). Обґрунтовано технічні характеристики лінійного імпульсного двигуна і підвіски реактора базової конструкції пристрою.

Практичні рекомендації і технічні розробки, що ґрунтуються на наукових результатах дисертаційної роботи, впроваджені у виробничих об'єднаннях "Нафтогеофізика" (м. Харків), "Татнафта", "Полтавнафтогазогеологія", "Юганськнафтогаз", "Нишньовартівськнафтогаз", "Сургутнафтогаз". Підрахований економічний ефект від їх використання становив 809,9 тис. крб. (в цінах 1988 — 1991 р.р.). Елементи теорії нестационарних процесів у машинних агрегатах використовувалися у навчальному процесі при підготовці студентів механіко-машинобудівного профілю, а також у науково-дослідній роботі студентів та аспірантів.

Апробація роботи. Основні результати дисертаційної роботи доповідалися на: Третій Всесоюзній науково-технічній конференції "Питання проєктування, експлуатації бурового обладнання і підвищення його надійності" (Свердловськ, 1981 р.); Третій Всесоюзній конференції з динаміки, міцності і надійності нафтопромислового обладнання (Баку, 1983 р.); Всесоюзній конференції зі статyki і динаміки просторових конструкцій (Київ, 1985 р.); XI Всесоюзній конференції з аеропружності турбомашин (Київ, 1987 р.); Другій Всесоюзній науково-технічній конференції "Розкриття нафтогазових пластів і освоєння свердловин" (Москва, 1988 р.); Всесоюзній конференції "Механіка гірських порід при бурінні" (Грозний, 1988 р.); V Всесоюзній науково-технічній конференції "Динамічні режими роботи електричних машин і електроприводів" (Каунас, 1988 р.); Всесоюзній конференції "Хвильові і вібраційні процеси в машинобудуванні" (Горький, 1989 р.); Другій Всесоюзній конференції "Проблеми віброізоляції машин і приладів" (Іркутськ — Москва,

1989 р.); II Всесоюзній конференції "Комплексне освоєння нафтогазових ресурсів континентального шельфу СРСР" (Москва, 1990 р.); II Всесоюзній конференції "Нелінійні коливання механічних систем" (Горький, 1990 р.); Всесоюзній науково-практичній нараді "Теоретичні і технологічні аспекти створення і застосування силових імпульсних систем", (Караганда, 1990 р.); Всесоюзній конференції "Механізми змінної структури в техніці" (Бішкек, 1991 р.); I-му та II-му Міжнародних симпозиумах українських інженерів-механіків у Львові (Львів; 1993, 1995 р.р.); IX Міжнародній конференції "Проблеми механіки залізничного транспорту" (Дніпропетровськ, 1996 р.); VII Симпозіумі з динаміки конструкцій (Жешув (Польща), 1989 р.); XIV і XV Симпозіумах "Вібрації у фізичних системах" (Познань (Польща); 1990, 1992 р.р.); IX Симпозіумі з вібраційної техніки і віброакустики (Краків (Польща), 1990 р.); Югославській конференції з нелінійних детермінованих і стохастичних процесів у динамічних системах та їх застосування (Ніш (Югославія), 1991 р.); XIII Польській конференції з теорії машин і механізмів (Кошалін-Мелно (Польща), 1992 р.); XIII, XV, XVI Симпозіумах з основ проєктування машин (Свиноустя (Польща), 1987 р.; Жешув (Польща), 1991 р.; Варшава (Польща), 1993 р.); Міжнародній конференції "Прикладне моделювання і симулювання" (Львів, 1993 р.); I-й Міжнародній школі моделювання (Алушта, 1996 р.); II Міжнародному симпозіумі "Механіка і фізика руйнування будівельних матеріалів та конструкцій" (Львів, 1996 р.); 27-му Міжнародному симпозіумі з індустріальних роботів (Мілан (Італія), 1996 р.); XV Всепольській науково-дидактичній конференції "Теорія машин і механізмів" (Бялисток-Бяловежа (Польща), 1996 р.); науково-технічних конференціях Державного університету "Львівська політехніка" (Львів, 1980 ... 1996 р.р.).

У повному обсязі дисертація доповідалася на розширеному засіданні кафедри деталей машин Державного університету "Львівська політехніка" та на науковому семінарі в Інституті прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАН України.

Особистий внесок автора та публікації. Результати теоретичних і експериментальних досліджень, що подаються до захисту, отримані автором особисто. За матеріалами дисертаційної роботи опубліковано 82 наукові праці, серед них 2 монографії, 46 статей, 5 авторських свідоцтв на винаходи, 2 патенти. Основні результати викладені у працях, опублікованих самостійно [1, 3-17, 35]. У спільних розробках автору належать обґрунтування методології досліджень, формування розрахункових і математичних моделей, знаходження розв'язків або дискретне представлення рівнянь руху, побудова обчислювальних алгоритмів [2, 20, 23, 24, 26, 27, 34, 36]. В працях [29, 31, 32] складено рівняння механічних коливань елементів електромеханічних систем і виконано чисельну реалізацію повних математичних моделей, що включають рівняння руху та рівняння електромагнітного стану. Аналіз отриманих результатів здебільшого здійснювався сумісно. З участю співавторів розв'язано низку теоретичних і прикладних задач, що не увійшли безпосередньо в дисертаційну роботу, але суттєво розширюють область застосування запропонованих підходів, методів і розрахункових алгоритмів [18, 19, 21, 22, 25, 28, 30, 33, 34, 37, 38].

Пошукувач брав безпосередню участь в експериментальних дослідженнях, розробці нормативно-технічних документів і промисловому впровадженні результатів роботи.

Структура й обсяг роботи. Дисертація складається із вступу, шести розділів, висновків, списку літератури і додатку. Основний текст викладено на 469 сторінках і включає 45 таблиць та 87 рисунків. Список літератури налічує 335 найменувань. Загальний обсяг роботи з додатком становить 483 сторінки.

ЗМІСТ РОБОТИ

У *вступі* обґрунтовується актуальність теми дисертації, подається загальна характеристика роботи.

У *першому розділі* аналізується сучасний стан проблеми динаміки бурових установок, здійснюється постановка задач дослідження.

Наукові розробки з динаміки та міцності машин є теоретичною базою оптимального проєктування, тому дослідженням у даній галузі приділяється багато уваги. Розв'язанню широкого кола теоретичних і прикладних задач присвячені праці Л. Д. Акулєнка, В. Є. Бербюка, А. П. Бессонова, В. Л. Вейца, Д. П. Волкова, Й. І. Вульфсона, О. М. Голубєнєва, О. О. Горошка, Ф. К. Іванченка, С. А. Казака, В. І. Ключєва, А. Є. Кобринського, С. М. Кожевнікова, О. Є. Кочури, М. З. Коловського, М. С. Комарова, В. О. Коноєнка, С. О. Панкратова, О. М. Полодова, В. П. Терських, К. В. Фролова, Л. І. Цехновича та багатьох інших авторів. Важливим напрямком динаміки машинних агрегатів є розробка ефективних методів аналізу перехідних режимів роботи, оскільки саме в цих режимах виникають найінтенсивніші механічні коливання. Їстотне значення в дослідженнях нестационарних процесів має визначення динамічних характеристик приводу та врахування взаємодії механічної системи машин з привідними двигунами.

Несучі машинобудівельні споруди часто виконують у вигляді просторових стержневих систем. Питання статичного і динамічного розрахунку одновимірних пружних тіл і стержневих конструкцій з достатньою повнотою висвітлені у працях А. В. Александрова, В. Л. Бідєрмана, В. В. Болотіна, А. І. Весніцького, Р. Галлагєра, Є. Г. Голоскокова, О. О. Горошка, А. Ф. Гурова, В. К. Дондошанського, О. Зєнкевича, Б. Я. Лашєнікова, Я. Г. Пановка, Г. С. Писарєнка, К. К. Пономарьова, Б. Прасада, Ю. М. Работнова,

О. Р. Ржаніцина, Л. О. Розіна, А. П. Синіцина, А. П. Смірнова, М. К. Снітка, С. П. Тимошенка, А. П. Філіпова, Т. Ханга, В. Г. Чудновського, М. М. Шапошнікова. Практичне значення має подальше вдосконалення методів математичного моделювання стержневих систем з використанням засобів континуалізації, що сприяє побудові раціональних розрахункових алгоритмів, підвищенню ефективності досліджень напружено-деформованого стану і динамічних процесів.

Вагомий внесок у розв'язання задач динаміки і міцності бурових установок та керування динамічними процесами, що виникають під час буріння свердловин, внесли відомі спеціалісти М. М. Александров, А. А. Антонов, В. Л. Архангельський, К. І. Архипов, О. М. Ашавський, П. В. Баліцький, Г. М. Бержець, К. Вебер, В. І. Векерик, А. А. Гаджєв, В. Г. Григулєцький, С. І. Єфімченко, О. Л. Ільський, С. Г. Калінін, З. Г. Керімов, К. Н. Кулізаде, В. О. Малащенко, А. Х. Мірзаджанзаде, Д. Ю. Мочернюк, П. І. Огородніков, С. А. Раджабов, В. І. Рошупкін, А. А. Саїдов, Р. Х. Санніков, Ю. Е. Сеницький, О. А. Сотніков, В. І. Тарасевич, В. Г. Юртаєв та ін. Значна увага в їхніх працях приділена аналізу динамічних явищ у привідних механізмах, колоні бурильних труб, бурових вишках. Результати теоретичних і експериментальних досліджень свідчать, що зусилля у відповідальних деталях і вузлах, а також ефективність експлуатаційних режимів бурових установок значною мірою залежать від характеристик динамічних процесів, які відбуваються у механічних системах. Вібрації несучих металоконструкцій суттєво відбиваються на умовах роботи обслуговуючого персоналу. У зв'язку з екстремальним характером навантаженості елементів бурових комплексів намітилися тенденції до уточнення їх розрахункових моделей, комплексного аналізу функціонування привідних двигунів, передавальних механізмів, виконавчих органів та несучих конструкцій як цілих механічних систем.

Однак, теорія динамічного розрахунку бурових установок розроблена недостатньо і не задовільняє практичних вимог, пов'язаних з необхідністю вдосконалення бурової техніки та інтенсифікації бурових робіт в умовах неперервного зростання глибини добування нафти і газу.

На даний час ще не розроблено достатньо ефективних методів аналізу нестационарних режимів роботи машинних агрегатів з урахуванням взаємовпливу коливальних і хвилових явищ у механічних системах та електромагнітних процесів у електричних машинах і інших елементах електромашинних систем. У зазначеній постановці не проводилося досліджень динаміки підіймальної системи і машинного агрегата ротора бурових установок. Не у повному обсязі вивчено експлуатаційні та аварійні режими вказаних елементів бурового комплексу.

Не проводилося математичне моделювання підіймальної системи бурових установок, обладнаної імпульсно-хвиловим пристроєм для вивільнення прихопленої у свердловині колони труб. Не досліджені динамічні процеси, якими супроводжується робота даного пристрою.

До маловивчених явищ відносяться динамічні процеси у машинному агрегаті циркуляційної системи. Теоретично не обґрунтована загальна методологія аналізу коливань колони бурильних труб з урахуванням її взаємодії зі стінками свердловини та потоком промивальної рідини. Не розроблено достатньо ефективних методів і алгоритмів прискореного пошуку періодичних режимів машинних агрегатів з урахуванням взаємовпливу механічних і електромагнітних коливань.

Не обґрунтовано раціональних підходів до математичного моделювання динаміки несучих конструкцій бурових установок. В обмеженому обсязі досліджено коливання бурових вишок і основ для встановлення бурового обладнання.

Виходячи із сучасного стану проблеми, сформульовано мету і задачі дисертаційної роботи, результати розв'язування яких викладено у наступних розділах.

У *другому розділі* на прикладі машинного агрегата ротора бурових установок розробляється метод розрахунку динамічних процесів з урахуванням взаємовпливу коливань і хвильових явищ у механічній системі і електромагнітних процесів у привідних двигунах. Оскільки механічні передачі, що з'єднують двигуни з колоною бурильних труб, мають велику жорсткість, у пружному елементі, який розглядається як ланка з розподіленими параметрами (колона), можуть виникати хвилі деформацій із крутим фронтом. Тому для чисельного інтегрування рівнянь з частковими похідними використано метод скінчених елементів, що дає можливість забезпечити необхідну точність апроксимації розв'язків за допомогою системи базисних функцій.

Побудовано узагальнену математичну модель поздовжніх і крутильних коливань колони бурильних труб, що складається з n ділянок сталого поперечного перерізу. Рівняння руху колони подано у вигляді ($i = 1, 2, \dots, n$):

$$\begin{aligned} \frac{a_i^2}{l_i^2} \frac{\partial^2 u_i}{\partial \xi_i^2} + \mu_i \frac{a_i^2}{l_i^2} \frac{\partial^3 u_i}{\partial \xi_i^2 \partial t} - 2b_i \frac{\partial u_i}{\partial t} - \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} &= -g_i; \\ \frac{c_i^2}{l_i^2} \frac{\partial^2 \varphi_i}{\partial \xi_i^2} + \nu_i \frac{c_i^2}{l_i^2} \frac{\partial^3 \varphi_i}{\partial \xi_i^2 \partial t} - 2d_i \frac{\partial \varphi_i}{\partial t} - \frac{\partial^2 \varphi_i}{\partial t^2} &= -g_{\varphi i}, \end{aligned} \quad (1)$$

де u_i, φ_i — поступальні і обертальні переміщення поперечних перерізів колони; l_i — довжини ділянок стержня; $\xi_i = x_i/l_i$ — відносні поздовжні координати (x_i — абсолютні координати); a_i, c_i — швидкості поширення хвиль поздовжніх і крутильних деформацій; μ_i, ν_i — коефіцієнти, що характеризують розсіяння енергії в матеріалі згідно з гіпотезою Фойхта; b_i, d_i — коефіцієнти лінійного опору рухові колони

у свердловині; $g_i, g_{\varphi i}$ — функції, за допомогою яких враховуємо розподілене навантаження; t — час.

Значення g_i і $g_{\varphi i}$ визначаються за формулами

$$g_i = g \left(1 - \frac{\rho}{\rho_i} \sin^2 \alpha_0 \right) \cos \alpha_0 - \frac{a_i f}{l_i \rho_0} \operatorname{abs} \left(\frac{\partial u_i}{\partial \xi_i} \right) \operatorname{sign} \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} \right);$$

$$g_{\varphi i} = - \frac{a_i^2 f r_{2i}}{l_i \rho_0} \operatorname{abs} \left(\frac{\partial u_i}{\partial \xi_i} \right) \operatorname{sign} \left(\frac{\partial \varphi_i}{\partial t} \right),$$

де A_i, ρ_i — площа поперечного перерізу і густина матеріалу бурильних труб; r_{2i} — зовнішній радіус поперечного перерізу труби; ρ — густина бурового розчину; f — коефіцієнт сухого тертя колони по стінці свердловини; ρ_0, α_0 — усереднені радіус кривизни свердловини і кут нахилу її осі до вертикалі; g — прискорення вільного падіння.

Крайові умови, яким повинні задовільняти розв'язки рівнянь (1), для верхнього кінця колони записуємо з урахуванням пружно-інерційних і дисипативних властивостей зв'язаних з колоною частин бурової установки. Проміжні крайові умови використовуємо у формі рівнянь динамічної рівноваги межових перерізів, та рівнянь спряження сусідніх ділянок. Для нижнього кінця колони крайові умови подаємо у вигляді рівнянь руху об'єкту частини колони з інструментом.

Осьову силу P і момент корисного опору T визначено з урахуванням геометричних характеристик шарошкового долота і пружної податливості системи долото-забій:

$$P = c_\theta \left[u_n(1, t) - \Delta + \frac{2\delta_1}{\pi} \right] - \frac{4c_\theta \delta_1}{\pi} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{4k^2 - 1} \cos k\epsilon\varphi_n(1, t);$$

$$T = T_0 + \frac{2\delta_2 P}{\pi} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{m} \sin m\epsilon\varphi_n(1, t), \quad (2)$$

де c_θ — жорсткість механічної системи долото-забій; Δ — відстань між нижнім кінцем колони і забоем при відсутності деформацій пружних

елементів системи; T_0 — постійна складова момента корисного опору; $\delta_1, \delta_2, \varepsilon$ — коефіцієнти, які залежать від геометричних характеристик долота.

Залежності (2) зумовлюють взаємозв'язок поздовжніх і крутильних коливань колони. Якщо припустити, що швидкість обертання інструмента і осьове навантаження на долото сталі, то математична модель колони розпадається на дві незалежні, що описують поздовжні і крутильні коливання відповідно.

З використанням методу початкових параметрів побудовано алгоритми розрахунку вільних і вимушених гармонічних коливань ступінчастої колони труб. Як свідчать результати досліджень, власні частоти механічної системи утворюють досить щільний спектр. Із зростанням довжини колони значення частот істотно змінюються, що вказує на можливість виникнення резонансних явищ під час буріння свердловини. Пружне опирання нижнього кінця суттєво впливає на декілька нижчих частот та на амплітудні функції переміщень і внутрішніх сил. Резонансні явища в бурильній колоні суттєво проявляються як на нижчих, так і на достатньо високих власних частотах. Динамічне зусилля на верхньому кінці колони може у декілька разів перевищувати амплітуду навантажень на долото. Значні навантаження передаються на талеву систему і бурову вишку.

Рушійним силовим фактором, що діє на механічну систему машинного агрегата і визначає характер нестационарних процесів, є електромагнітний момент двигуна. Визначення його з достатньою точністю протягом усього перехідного режиму можливе лише на основі аналізу електромагнітних явищ в електричній машині. Тому розрахунок процесів пуску машинних агрегатів виконуємо шляхом сумісного інтегрування рівнянь електромагнітного стану двигуна, рівнянь руху привідного механізму та рівнянь руху колони бурильних труб.

Використані рівняння електромагнітного стану враховують насичення магнітопроводу і записуються безпосередньо в нормальній формі Коші.

Для ілюстрації взаємовпливу електромагнітних і механічних коливальних явищ розглянуто динамічні процеси в асинхронному двигуні в період пуску. Як показали результати розрахунків, привідні двигуни, що широко використовуються в технологічних машинах, можуть проявляти значну віброактивність у зв'язку з інтенсивними коливаннями електромагнітного моменту у початковий період пуску та в періоди комутацій.

Проведено аналіз нестационарних режимів роботи машинного агрегата ротора. У зв'язку з нелінійним характером зміни рушійних сил та сил корисного навантаження, нестабільністю параметрів і структури механічної системи, а також наявністю жорсткого зв'язку двигуна з ротором чисельне інтегрування рівнянь (1) виконується методом скінченних елементів. Особливості розв'язування задачі ілюструються на прикладі крутильних коливань колони.

Залежності $\Phi_i(\xi_i, t)$, що задовільняють вказаним рівнянням, апроксимуємо з деякою похибкою виразами

$$\Phi_i(\xi_i, t) \cong \Phi_i(\xi_i) \tau_i(t) \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (3)$$

де $\Phi_i(\xi_i)$ і $\tau_i(t)$ — одновимірні матриці,

$$\Phi_i(\xi_i) = (\Phi_{i1}(\xi_i), \Phi_{i2}(\xi_i), \dots, \Phi_{ik}(\xi_i)); \quad \tau_i(t) = \text{col}(\tau_{i1}(t), \tau_{i2}(t), \dots, \tau_{ik}(t)),$$

причому базисні функції $\Phi_{ij}(\xi_i)$ ($i = 1, 2, \dots, k$) задаємо у вигляді

$$\Phi_{i1} = 1 - \xi_i; \quad \Phi_{ij} = \sin(j-1)\pi\xi_i \quad (j = 2, 3, \dots, k-1); \quad \Phi_{ik} = \xi_i. \quad (4)$$

З урахуванням другого рівняння (1), співвідношень (3), (4) та відповідних крайових умов визначено матриці-стовпці зважених нев'язок для областей зміни шуканих функцій, а також нев'язки для меж сусідніх ділянок і кінців колони. Згідно з методом Бубнова-

Гальоркіна, вагові функції прийнято рівними базисним. Сформовано сукупність $nk - n + 1$ звичайних диференціальних рівнянь руху колони бурильних труб. Здійснено чисельну реалізацію математичної моделі.

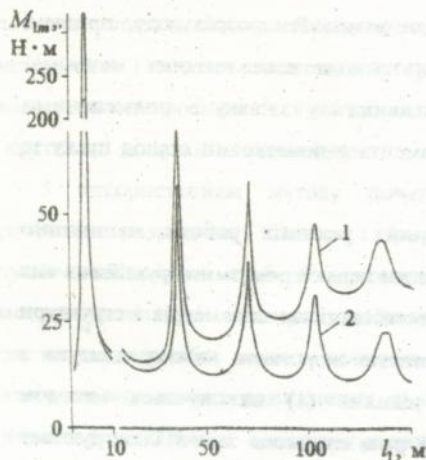


Рис. 1.

Динамічні процеси, пов'язані з крутильними коливаннями колони, розглянуто на прикладі бурового станка УКБ-4П. Виконано розрахунки пускових режимів для випадків, коли нижній кінець колони вільний, загальмований сталим моментом корисного навантаження і прихоплений зв'язком, що руйнується, коли навантаження на долото досягає певного значення. Виявлено автоколивальні явища квазірезонансного характеру, зумовлені взаємодією електромагнітних і хвильових механічних процесів. Для їх ілюстрації на рис. 1 подано залежності максимальних крутних моментів, що виникають під час пуску машинного агрегата у верхньому (1) та нижньому (2) крайніх перерізах колони, від довжини колони.

Третій розділ присвячено розробці методу аналізу перехідних процесів у машинному агрегаті з використанням скінченно-різницевої дискретизації рівнянь з частковими похідними, що описують рух ланок значної довжини. Метод ілюструється на прикладі підйомальної системи бурової установки Уралмаш 4Э-76.

Розрахункову схему механічної системи зображено на рис. 2, де J_{11} , J_{21} — зведені до підйомального вала моменти інерції роторів двигунів; J_1 , J_2 та J_3 — зведені моменти інерції коробки передач,

редуктора і момент інерції барабана лебідки;
 m_1 — зведена маса вишки, ви-
 значена з урахуванням маси кронблока;
 m_2 , m_3 — маси крюкоблока з підвісним обладнанням і обважненої нижньої частини бурильної колони; m_0 —

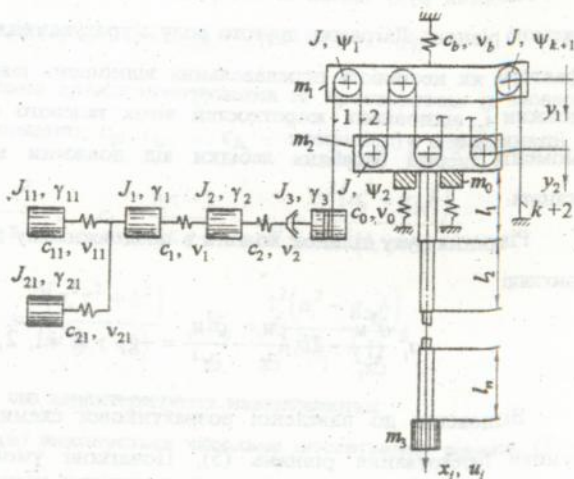


Рис. 2.

маса ротора, що обчислюється з урахуванням прилеглих елементів основи; J — момент інерції підвіса талевих механізмів. Вітки каната позначено числами 1, 2, ..., $k+2$, причому k — кратність підспаста; $\gamma_{11}, \gamma_{21}, \gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \psi_1, \psi_2, \dots, \psi_{k+1}, y_1, y_2$ — координати руху твердих тіл системи; c_{11}, c_{21} — зведені жорсткості муфт 2ШПМ-500, що зв'язують ротори двигунів з валами коробки передач; c_1 і c_2 — зведені жорсткості карданного вала, яким передається обертання від коробки передач до редуктора, і оперативної муфти 2ШПМ-1070, за допомогою якої вмикається підймальна система; c_b і c_0 — жорсткості вишки і елементів основи, що утримують ротор; $v_{11}, v_{21}, v_1, v_2, v_b, v_0$ — коефіцієнти, які характеризують розсіювання енергії у відповідних ланках. Для ділянок колони бурильних труб використано прийняті раніше позначення параметрів поздовжніх координат і переміщень поперечних перерізів.

Рівняння руху ланок із зосередженими параметрами складено за схемою рівнянь Лагранжа другого роду з урахуванням таких неспівісних факторів як несталість передавальних відношень шарнірів Гука, зміна довжин і, відповідно, жорсткостей віток талевового каната, залежність моменту інерції барабана лебідки від довжини намотаної частини каната.

Рівняння руху ділянок колони в поздовжньому напрямі записано у вигляді

$$a_i^2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} - 2b_i \frac{\partial u_i}{\partial t} - \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} = -g_i \quad (i = 1, 2, \dots, n). \quad (5)$$

Відповідно до наведеної розрахункової схеми складено крайові умови інтегрування рівнянь (5). Початкові умови, яким повинні задовільняти розв'язки рівнянь руху, знайдено шляхом аналізу деформованого стану механічної системи, що перебуває у статичній рівновазі. Проаналізовано особливості визначення моменту, що передається оперативною шиною-пневматичною муфтою в умовах пробуксовування та при його відсутності.

Електромашинна система сучасного бурового комплексу складається здебільшого із кількох двигунів (синхронних та асинхронних), загальні шини яких живляться за допомогою повітряної лінії електропередачі від трансформатора обмеженої потужності. Для зручності формування системи рівнянь електромагнітного стану електромашинної системи використано узагальнену математичну модель електричної машини (трансформатора або електродвигуна). Розглянуто особливості врахування взаємодії елементів системи, а також властивостей лінії електропередачі.

Скінченно-різницеву схему рівнянь (5) подано у вигляді

$$u_i(x_i, t + \tau) = c_{1i} u_i(x_i, t - \tau) + c_{2i} u_i(x_i - h, t) + c_{3i} u_i(x_i, t) +$$

$$+c_{4i}u_i(x_i+h, t)+c_{0i}g_{1i} \quad (i=1, 2, \dots, n), \quad (6)$$

де h і τ — значення кроків інтегрування за просторовою та часовою координатами відповідно; $c_{0i}, c_{1i}, \dots, c_{4i}$ — коефіцієнти апроксимації,

$$c_{0i} = \frac{\tau^2}{b_i\tau+1}, \quad c_{1i} = \frac{b_i\tau-1}{b_i\tau+1}, \quad c_{2i} = \frac{\tau^2(a_i^2+g_{2i}h)}{h^2(b_i\tau+1)},$$

$$c_{3i} = \frac{2(a_i^2\tau^2+h^2)}{h^2(b_i\tau+1)}, \quad c_{4i} = \frac{\tau^2(a_i^2-g_{2i}h)}{h^2(b_i\tau+1)};$$

g_{1i}, g_{2i} — функції, що характеризують навантаження.

За формулою (6) виконується чисельне інтегрування рівнянь (5) з використанням значень невідомих функцій на двох попередніх шарах. Для виконання першого кроку інтегрування залежність (6) перетворено з урахуванням початкових умов. Формули для обчислення переміщень крайніх перерізів ділянок отримано з урахуванням скінченно-різницьових схем крайових умов та дискретизованих рівнянь руху колони.

Детальне відображення пружно-інерційних властивостей елементів бурової установки на розрахунковій схемі і уточнене врахування динамічних характеристик привідних двигунів забезпечують достатню адекватність результатів математичного моделювання реальним фізичним процесам, що відкриває можливості вивчення екстремальних режимів роботи технологічного обладнання і споруд. Викладену методологію використовуємо при формуванні математичних моделей бурових установок різних типів з урахуванням особливостей конструкцій та експлуатаційних режимів.

Перехідні процеси, що виникають під час піднімання колони буриньних труб, досліджено на прикладах бурових установок УКБ-4П та Уралмаш 4Э-76. Розглянуто динамічні явища, що виникають при вмиканні фрикційного пристрою після розгону двигуна з приєднаними

до нього привідними механізмами та при пуску підйомної системи з нерозривним кінематичним ланцюгом. Для найбільш характерних режимів роботи бурових установок визначено навантаження і коефіцієнти динамічності зусиль в елементах машинних агрегатів.

На рис. 3 наведено приклад розрахунку стопорного режиму підйомної системи бурової установки Уралмаш 43-76 з прихопленою на глибині 288,1 м бурильною колоною умовним діаметром 114 мм і товщиною стінки 10 мм. Кривими відображено часові залежності кутових швидкостей ланок з моментами інерції J_2 (1) та J_3 (2), усередненого зусилля в канаті F_z (3), поздовжніх сил у верхньому (при $x_1 = 0$) перерізі колони N_1 (4) і в конструкції вишки F_b (5). Максимальні навантаження на канат, колону і бурову вишку перевищують їх допустимі значення, що свідчить про необхідність врахування розглянутих екстремальних режимів під час проектування бурових установок з метою запобігання аварійним ситуаціям.

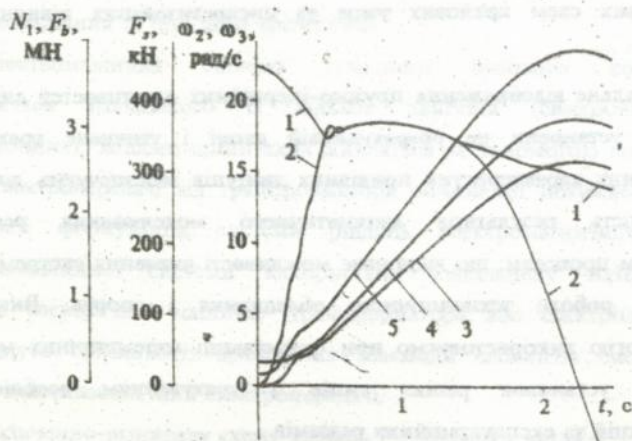


Рис. 3.

Для перевірки точності запропонованого методу розрахунку перехідних процесів проведено порівняльний аналіз теоретичних і

експериментальних досліджень динаміки підіймальної системи бурової установки Уралмаш 43-76. Оскільки максимальні коефіцієнти динамічності зусиль в пружних ланках притаманні вищим швидкостям піднімання колони, розглянуто пускові режими, що відбуваються на третій та четвертій передачах. Розрахунковим шляхом визначалися навантаження в елементах установки при найнесприятливіших режимах пуску. Для тих самих режимів методом тензометрування визначено зусилля в нижніх перерізах ніг баштової вишки і в нерухомій вітті талсвого каната на діючій буровій установці.

Найбільші відхилення максимальних розрахункових навантажень від їх максимальних значень становлять: для талсвого каната — 9,82%, для конструкції вишки — 14,4%. Беручи до уваги труднощі аналізу перехідних процесів, точність розрахунків можна вважати достатньою. Одержані результати підтверджують придатність запропонованого методу розрахунку перехідних процесів для практичного використання.

Експлуатаційні режими бурових установок характеризуються широким діапазоном технологічних навантажень. Для демпфування вібрацій у привідних системах таких машин запропоновано конструкцію пружної муфти з регульованою навантажувальною характеристикою (патент РФ №2011052). З метою зменшення динамічних зусиль, що передаються елементами машинних агрегатів на основу, розроблено пристрій для гасіння обертальних коливань (а. с. №1626019).

У четвертому розділі досліджуються динамічні процеси в механічній системі бурової установки, що виникають під час роботи імпульсно-хвильового пристрою для вивільнення прихопленої у свердловині колони труб. Принцип дії пристрою полягає в прикладанні до верхнього кінця колони осьових імпульсних навантажень за допомогою лінійного електродвигуна. Поширення хвилі пружних деформацій на глибину призводить до поступового вивільнення прихопленої ділянки колони. Даний технологічний процес

супроводжується інтенсивними механічними коливаннями, що спричиняють виникнення значних динамічних зусиль в елементах системи.

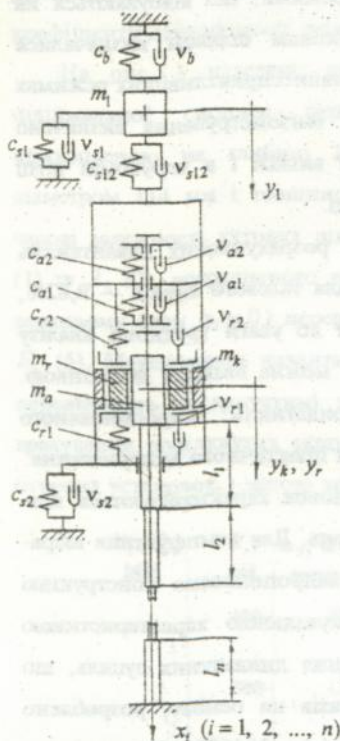


Рис. 4.

Розрахункова модель бурової установки з пристроєм для вивільнення прихопленої колони труб зображена на рис. 4, де m_k , m_a , m_r — маси корпусу, якоря і реактора пристрою (значення m_k знаходимо з урахуванням маси крюкоблока установки); c_{r1} , c_{r2} — жорсткості пружин, що утримують реактор в корпусі; c_{a1} , c_{a2} — жорсткості упорів, які обмежують переміщення якоря відносно корпусу; v_{r1} , v_{r2} , v_{a1} , v_{a2} — коефіцієнти лінійного опору відповідних ланок; інші позначення параметрів системи такі самі, як і в попередніх розділах роботи.

Відповідно до наведеної розрахункової схеми побудовано математичну модель динамічних процесів з урахуванням електромагнітних явищ у лінійному імпульсному двигуні, хвильових явищ в колоні буринних

труб, можливого розкриття та вибирання зазорів у механічній системі. Рівняння руху ділянок колони використано у вигляді (1). Оскільки сила, що розвивається лінійним імпульсним двигуном, діє протягом малого проміжку часу (близько 0,02 с), у практичних розрахунках її подаємо як

$$F_{ax} = F_{ax0} \sin^2 \omega t, \text{ якщо } \omega t \leq \pi; \quad F_{ax} = 0, \text{ якщо } \omega t > \pi.$$

Амплітудне значення сили F_{ax0} і циклічна частота ω визначаються в процесі чисельної реалізації повної математичної моделі, або експериментальним шляхом.

Характер хвильових процесів, збурених імпульсними навантаженнями, зумовлює підвищені вимоги до точності інтегрування рівнянь з частковими похідними. У зв'язку з цим виконано скінченно-елементну дискретизацію згаданих рівнянь методом зважених невязок, опрацьованим у другому розділі стосовно крутильних коливань колони.

Особливості динамічних процесів розглянуто на прикладі бурової установки Уралмаш 3Д-76 з імпульсно-хвильовим пристроєм ЕЛПУ-140М та прихвальною колоною бурильних труб. Виявлено хвильовий характер динамічних явищ, що виникають у бурильній колоні. Зусилля в талевому канаті досягає значної величини як у початковий період коливального процесу, так і внаслідок дії зворотної хвилі деформацій. Отже, динамічні процеси визначають не лише ефективність роботи пристрою, а й навантаженість елементів бурових установок.

Досліджено вплив параметрів механічної системи, амплітуди навантаження, а також статичного натягу колони на динамічні явища в системі. Показано, що з посиленням статичного натягу колони сумарні зусилля в пружних ланках зростають, а інтенсивність хвильових процесів зменшується. Глибина розташування зони прихвату є найістотнішим з факторів, що визначають умови передачі енергії пружних деформацій, і мало впливає на змінні складові навантажень елементів установки та імпульсно-хвильового пристрою. Пружно-дисипативні та інерційні властивості елементів підіймальної системи суттєво впливають на змінні складові зусиль у висотній споруді і

талевого канаті, особливо при натягнутій бурильній колоні, і майже не впливають на зусилля в бурильних трубах.

За рахунок використання енергії зворотної хвилі деформацій можна підвищити ефективність роботи пристрою. На рис. 5 наведено приклад розрахунку динамічного процесу, що виникає внаслідок передачі прихопленій колоні довжиною 500 м серії імпульсних навантажень, де 1 — зусилля, що розвивається лінійним імпульсним двигуном; 2, 3 — зусилля у поперечних перерізах колоні з координатами $\xi_1 = 0$ і $\xi_1 = 1$ відповідно; 4 — сила взаємодії корпусу пристрою з реактором; 5 — усереднене зусилля в металоконструкції бурової вишки. Для того, щоб у механічній системі наступив близький до резонансного режим, достатньо трьох імпульсних навантажень. При цьому динамічні складові зусиль у перерізі колоні, розташованому безпосередньо біля зони прихоплення, зростають на 40% і більше.

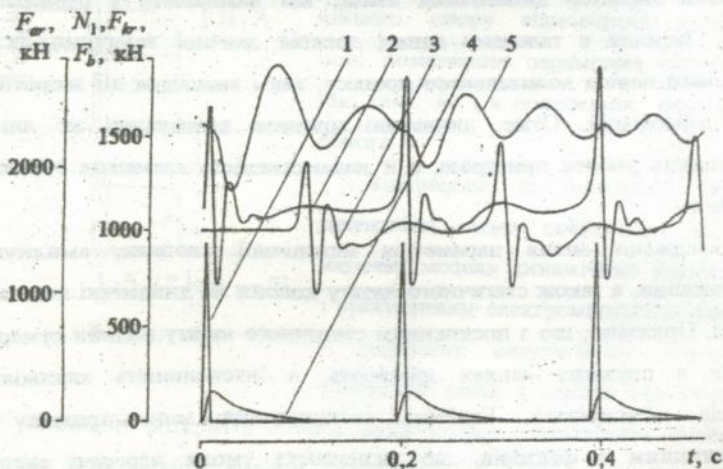


Рис. 5.

Вивчено вплив жорсткості опорного вузла якоря на характер динамічних процесів. Показано, що за рахунок оснащення пристрою системою стабілізації натягу колоні можна суттєво зменшити

нерациональні витрати енергії лінійного імпульсного двигуна на подолання сил статичного натягу колоні. Це дає змогу підвищити змінну складову зусилля в колоні безпосередньо біля зони прихоплення вдвічі і більше. Стабілізація натягу колоні прискорює входження механічної системи в квазірезонансний режим під дією повторних імпульсних навантажень.

З метою перевірки результатів математичного моделювання і вивчення особливостей хвилових процесів в колоні бурильних труб проведено експериментальні дослідження динамічних явищ, збурених пристроєм, в умовах полігону. Експериментальна установка включає підвішену в горизонтальному положенні бурильну колоні довжиною 276 м. Один із її кінців приєднаний до якоря лінійного імпульсного двигуна, а другий — до закріпленого на фундаменті механізму для створення статичного натягу. Зусилля в колоні при роботі пристрою вимірювалися методом тензометрування.

Експериментально досліджено вплив основних факторів на характер динамічних процесів і зусилля в бурильних трубах при проходженні прямої та зворотної хвиль деформацій. Визначено коефіцієнт, за допомогою якого враховується розсіювання енергії в колоні згідно з гіпотезою Фойхта. Режимі роботи пристрою, що були реалізовані в умовах полігону, відтворені шляхом математичного моделювання. Порівняльний аналіз теоретичних і експериментальних результатів свідчить про їх достатню збіжність. Відхилення значень зусиль, знайдених в процесі розрахунків, від їх експериментальних значень не перевищують 7%. Похибки обчислень пояснюються впливом тертя між елементами імпульсно-хвилового пристрою і податливості опорного вузла із вмонтованим пристроєм для створення статичного натягу колоні.

Оскільки імпульсно-хвилові пристрої використовують не лише при бурінні, а й при капітальному ремонті свердловин, у роботі

досліджено динамічні процеси, що виникають під час вивільнення колони насосно-компресорних труб. Результати розрахунків показали, що зусилля в канаті і щоглі підйимального агрегата, а також в колоні можуть перевищувати допустимі значення. Якщо труби мають малий діаметр, або виготовлені із сталі низької міцності, найслабшою ланкою системи є колона. Із збільшенням діаметра та підвищенням міцності матеріалу труб найбільш слабким елементом стає щогла.

Експериментальна перевірка результатів математичного моделювання здійснювалась під час вивільнення колони насосно-компресорних труб діаметром 73 мм і довжиною 1812 м. Методом тензометрування визначили зусилля у верхньому кінці колони, у нерухомій вітці каната, в несучих трубах щогли та у домкратах підйимального агрегата. Підтверджено основні закономірності перебігу динамічних явищ, виявлені розрахунковим шляхом. З'ясовано, що при великих статичних натягах колони сили тертя труб по стінці свердловини можуть перешкоджати проходженню хвиль пружних деформацій на глибину. Відхилення розрахункових значень параметрів динамічних процесів від експериментальних здебільшого не перевищує 10%.

На основі результатів аналізу динамічних процесів побудовано номограми для визначення допустимого статичного зусилля на кріюку у залежності від амплітуди імпульсного навантаження. З використанням зазначених графічних залежностей розроблено методики вибору раціональних режимів експлуатації імпульсно-хвильового пристрою при бурінні та при капітальному ремонті свердловин, що увійшли до нормативно-технічних документів.

Відмічені напрямки вдосконалення імпульсно-хвильового пристрою для вивільнення прихопленої колони труб реалізовані у вигляді технічних рішень (авторські свідоцтва на винаходи № 1506073, № 1640358, № 1645453, № 1671839), що дають можливість значно

зменшити непродуктивні витрати, пов'язані з усуненням аварій, і за рахунок цього підвищити ефективність технологічних процесів у нафтогазовидобувній промисловості.

П'ятий розділ присвячено розробці методології розрахунку динамічних процесів у насосному агрегаті бурових установок, що базується на сумісному розгляді коливань механічної системи, електромагнітних явищ у двигуні та гідродинамічних процесів у потоці промивальної рідини.

Проаналізовано, взаємодію потоку промивальної рідини з бурильною колоною і стінками свердловини з урахуванням реологічних властивостей рідини і режиму її руху. На внутрішній поверхні труби круглого поперечного перерізу дотичне напруження визначається за допомогою відомих залежностей. Для визначення напружень на зовнішній поверхні труби і на стінці свердловини побудовано ітераційні алгоритми знаходження розподілу швидкостей по поперечному перерізі потоку з урахуванням зміщення осі колони відносно осі свердловини.

Для опису гідродинамічних процесів колону зі свердловиною розбито на n ділянок, у межах кожної з яких геометричні параметри поперечних перерізів свердловини і колони є сталими. Відповідно, весь потік рідини складається із $2n$ ділянок.

У загальному випадку розподілену силу, що протидіє потокові, подано у вигляді

$$q_{ij} = q_{0ij} \operatorname{sign} w_{ij} + q_{1ij} w_{ij} + q_{2ij} w_{ij}^2 \operatorname{sign} w_{ij},$$

де w_{ij} — середнє значення швидкості у поперечному перерізі потоку; q_{0ij} , q_{1ij} , q_{2ij} — коефіцієнти апроксимації; значення індекса $i=1$ відповідає потоку всередині бурильної колони, а значення $i=2$ — потоку в затрубному просторі; $j=1, 2, \dots, n$.

Рівняння руху промивальної рідини записано як

$$I_j^2 \frac{c^2 \partial^2 w_{ij}}{\partial \xi_j^2} - 2c_{ij} w_{ij} \frac{\partial w_{ij}}{\partial t} - b_{ij} \frac{\partial w_{ij}}{\partial t} - \frac{\partial^2 w_{ij}}{\partial t^2} = 0 \quad (i = 1, 2; j = 1, 2, \dots, n), \quad (7)$$

де I_j — довжина ділянки свердловини з колоною; ξ_j — відносна поздовжня координата; $c = \sqrt{K/\rho}$ — швидкість поширення звуку в рідині (K і ρ — модуль об'ємного стиску і густина рідини); c_{ij} , b_{ij} — коефіцієнти, за допомогою яких враховується взаємодія потоку з колоною і стінками свердловини.

Крайову умову на вході в бурильну колону записано на основі балансу витрат рідини в пневмокомпенсаторі. Подача поршнєвого насоса визначається в процесі сумісного інтегрування рівнянь руху насосного агрегата та рівнянь електромагнітного стану привідного двигуна. Для місць переходу від однієї ділянки до іншої крайовими умовами враховуються рівність відповідних витрат та місцеві втрати тиску, а на виході із свердловини — рівність тиску нулю.

Інтегрування нелінійних рівнянь з частковими похідними (7) виконується методом скінченних елементів. З використанням методу Бубнова-Гальоркіна визначено матриці-стовпці зважених зв'язок і побудовано сукупність диференціальних рівнянь, якими описуються гідродинамічні явища. Зазначені рівняння мають змінні коефіцієнти.

Розглянуто особливості аналізу поздовжніх коливань бурильної колони в потоці промивальної рідини. Рух ступінчастого стержня традиційно описується з використанням супутніх, а рух рідини — з використанням нерухомих координат, що утруднює сумісний розгляд динамічних явищ. У зв'язку з цим у рівняннях руху промивальної рідини та у відповідних крайових умовах виконано перетворення нерухомих координат на супутні. Побудовано математичну модель, що дає можливість досліджувати достатньо складні динамічні процеси, котрі супроводжуються інтенсивною взаємодією бурильної колони і потоку промивальної рідини.

Практичне значення має всебічне вивчення стаціонарних коливальних процесів у машинних агрегатах, оскільки в усталених режимах використовується суттєва частка ресурсу їх елементів. Труднощі розрахунку періодичних коливань у системах, що мають нелінійні характеристики, вимагають спеціальних підходів до розв'язування задач. Типовим прикладом технічних систем циклічної дії є насосний агрегат бурових установок.

У роботі запропоновано метод прискореного пошуку періодичних режимів електромеханічних систем машинних агрегатів, який ґрунтується на ітераційному знаходженні таких початкових умов інтегрування рівнянь динамічного стану, котрі дають можливість увійти безпосередньо в усталений режим. Математична модель процесу подається у вигляді задачі Коші і включає канонічні рівняння руху неконсервативної механічної системи та рівняння електромагнітного стану двигуна.

Умову періодичності процесу записано у вигляді

$$F(Y) = X(\tau) - X(0) - \pi = 0, \quad (8)$$

причому $X(\tau)$ — матриця-стовпець узагальнених координат, узагальнених імпульсів і струмів електричних кіл двигуна; τ — період коливань, що входить до числа невідомих; Y — матриця, що отримується із матриці-стовпця $X(0)$ шляхом заміни першого елемента на τ ; π — матриця-стовпець констант.

Із застосуванням методу Ньютона, отримано ітераційну формулу для розв'язування рівняння (8):

$$Y_{k+1} = Y_k + \left[\frac{\partial X_k(0)}{\partial Y_k} - \frac{\partial X_k(\tau)}{\partial Y_k} \right]^{-1} F_k(Y_k). \quad (9)$$

Для визначення початкових умов на кожній наступній ітерації за формулою (9) необхідно мати значення невідомих функцій на початку

та наприкінці періоду, а також квадратну матрицю похідних $\partial X_k(\tau)/\partial Y_k$, яка визначається інтегруванням додаткової системи рівнянь.

Наводяться розрахункові приклади, які ілюструють динамічні процеси в машинному агрегаті циркуляційної системи та ефективність запропонованих методів аналізу.

У шостому розділі проводяться дослідження динамічних явищ у бурових вишках. Розглядаються вільні коливання висотних споруд, а також вимушені коливання, збуджені гармонічними навантаженнями, що діють на кронблок або на ротор.

Основну увагу приділено розробці раціональних розрахункових моделей бурових вишок. Реальні висотні споруди включають значну кількість стержневих елементів та їх вузлів, через що детальне врахування структури механічної системи складає великі труднощі. Тому металокопструкції щогол, башт та пілонів розглядаються як суцільні стержні, пружно-інерційні параметри котрих змінюються за ступінчастим або неперервним законом. Податливість стержневої решітки враховано згідно з теорією балок С. П. Тимошенка або шляхом еквівалентної заміни дискретних стержневих зв'язків неперервним пружним шаром. Оскільки металокопструкції бурових вишок не мають повної симетрії, їх поздовжні і поперечні коливання в загальному випадку взаємозв'язані. Якщо припустити, що споруда симетрична, деякі математичні моделі розпадаються на незалежні, що описують окремі види деформаційних коливань.

Для дослідження динаміки баштових бурових вишок, а також коливань щоголових А-подібних вишок у головній площині, перпендикулярній до площини розташування осей щогол, розрахункову схему подано у вигляді вертикального стержня, пружно закріпленого на нерухомій основі (рис. 6). Ділянки споруди довжинами $l_1, l_2, \dots, l_{n-1}$ розмежовані опорними вузлами (відтяжками або скісними підпорами)

1, 2, ..., n, що характеризуються жорсткостями у вертикальному, горизонтальному та обертальному напрямках, а також взаємними квазіпружними коефіцієнтами. На межах ділянок з металоконструкцією вишки зв'язані елементи, що розглядаються як тверді тіла масами $m_1, m_2, \dots, m_n$ (жорстка платформа основи, площадки для обслуговування бурової установки, кронблок тощо), закріплені з ексцентриситетатами відносно осі споруди. Пакет свічок бурильних труб розглядається як ступінчастий стержень, шарнірно зв'язаний із основою і прикріплений до металоконструкції вишки за допомогою пружного елемента жорсткістю c_0 . Для складання рівнянь руху вишки використано декартові координати x_i, y_i ($i = 1, 2, \dots, n$), а для опису поперечних коливань пакету свічок — поздовжні координати z_j ($j = 1, 2, \dots, k-1$). Поздовжні переміщення поперечних перерізів і прогини вишки позначено як u_i і w_i ($i = 1, 2, \dots, n-1$); прогини пакету свічок — як w_{zi} ($i = 1, 2, \dots, k-1$).

Побудовано математичні моделі поздовжньо-поперечних коливань вишки на основі технічної теорії згину та з використанням теорії балок С. П. Тимошенка. У загальному випадку в межах окремої ділянки площа і осьовий момент інерції поперечного перерізу вишки A_i та I_i , коефіцієнт, за допомогою якого враховуються деформації зсуву K_i , усереднена густина матеріалу ρ_i та вертикальна стискаюча сила P_i апроксимуються неперервними функціями відносної поздовжньої координати ξ_i . Поздовжні та поперечні коливання споруди зі змінними параметрами описано

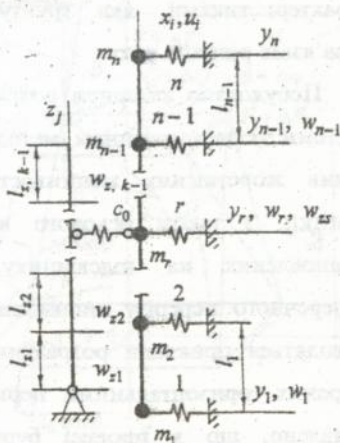


Рис. 6.

рівняннями з частковими похідними, що містять змінні коефіцієнти ($i = 1, 2, \dots, n-1$):

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_i}{\partial \xi_i} &= \frac{l_i N_i}{EA_i}; & \frac{\partial N_i}{\partial \xi_i} &= -l_i \rho_i A_i \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2}; \\ \frac{\partial w_i}{\partial \xi_i} &= \frac{l_i \kappa_i GA_i}{\kappa_i GA_i - P_i} \Phi_i + \frac{l_i}{\kappa_i GA_i - P_i} Q_i; & \frac{\partial \Phi_i}{\partial \xi_i} &= -\frac{l_i}{EI_i} M_i; \\ \frac{\partial M_i}{\partial \xi_i} &= \frac{l_i \kappa_i GA_i}{\kappa_i GA_i - P_i} Q_i + \frac{l_i \kappa_i GA_i P_i}{\kappa_i GA_i - P_i} \Phi_i - l_i \rho_i I_i \frac{\partial^2 \Phi_i}{\partial t^2}; & \frac{\partial Q_i}{\partial \xi_i} &= l_i \rho_i A_i \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2}; \end{aligned} \quad (10)$$

де N_i, Q_i, M_i — поздовжня і поперечна сили та згинальний момент у поперечному перерізі стержня; Φ_i — кут повороту поперечного перерізу від дії згинального моменту; E_i, G — модулі пружності матеріалу.

Рівняння (10) інтегрується чисельним методом. Опрацьовано методику аналізу динамічних процесів у спорудах з кусково-сталими характеристиками, яка ґрунтується на використанні аналітичних розв'язків рівнянь руху.

Побудовано алгоритм розрахунку вільних і вимушених коливань системи із застосуванням методу початкових параметрів. Досліджено вплив жорсткісних властивостей основи, розтяжок і стержневої решітки, а також осевого навантаження, маси бурильних труб, встановлених на підсвічнику, а також несталості параметрів поперечного перерізу вишки на частоти і форми вільних коливань. Наводяться приклади розрахунку вимушених гармонічних коливань, збурсних горизонтальними періодичними навантаженнями на ротор. Виявлено, що в процесі буріння свердловини можуть виникати резонансні коливання висотних споруд, яких можна уникнути за рахунок раціонального вибору режимів роботи машинних агрегатів і параметрів кріпильних вузлів.

Розроблено математичні моделі для дослідження коливань щоглової А-подібної вишки в площині осей основних несучих елементів, а також бурової вишки пілонної конструкції. Щогли та пілони розглядаються як стержні, що мають кусково-сталі пружно-інерційні параметри, і зв'язані між собою дискретними пружними елементами. Стержнева решітка пілонної бурової вишки подається на розрахунковій моделі як пружний шар. Розглянуто особливості взаємодії колон з пакетами свічок колони бурильних труб.

Під час експлуатації бурових установок виникають не лише поздовжні та поперечні, а й крутильні коливання висотних споруд. Їх спричиняють обертаючі динамічні навантаження, що передаються з боку ротора на основу під час поглиблення свердловини, а також скручуючі моменти сил інерції, що виникають в процесі поперечних коливань металоконструкції.

Математичну модель крутильних коливань побудовано з урахуванням жорсткості колон на згин та жорсткості стержневої решітки на зсув. Схему окремої секції баштової бурової вишки зображено на рис. 7, де x — поздовжня вісь металоконструкції; ψ — кут повороту поперечного перерізу вишки навколо поздовжньої осі; x_β — поздовжня вісь окремої колони, яка утворює кут β з

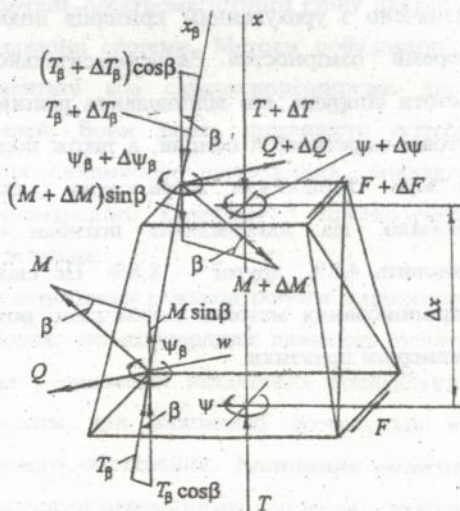


Рис. 7.

віссю x . Кут повороту поперечного перерізу колони навколо осі x_β і

прогин колони позначаємо як ψ_B і w ; крутний і згинальний моменти та поперечну силу — як T_B , M , Q відповідно; сили зсуву стержневої решітки — як F . Розглядаючи решітку як розосереджений пружний шар, описано рух конструкції за допомогою рівнянь з частковими похідними, що мають змінні коефіцієнти. Сформульовано крайові умови і побудовано алгоритм чисельної реалізації математичної моделі. На розрахункових прикладах аналізується вплив жорсткісних властивостей колон, стержневої решітки і відтяжок на власні частоти крутильних коливань споруди.

Для оцінки правомірності припущень, пов'язаних з континуалізацією механічних систем бурових вишок, проведено порівняльний аналіз теоретичних результатів з експериментальними, отриманими за допомогою фізичного моделювання бурової вишки ВБ 53-300. Геометричні та пружноінерційні параметри експериментальної установки визначено з урахуванням критеріїв подібності, отриманих на основі теореми розмірностей. Експериментально визначено дві нижчі власні частоти споруди, що відповідають різним значенням горизонтальної і кутової жорсткостей основи, а також податливості стержневої решітки на зсув. Порівняння теоретичних і експериментальних результатів показало, що максимальна похибка обчислення першої частоти становить 4,8%, другої — 8,8%. Це свідчить про достатню точність запропонованих методів динамічного розрахунку бурових вишок для інженерної практики.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ ТА ВИСНОВКИ

1. У дисертаційній роботі проведено теоретичні і експериментальні дослідження, спрямовані на створення основ комплексного аналізу динамічних процесів у машинних агрегатах і несучих конструкціях бурових установок з використанням раціональних континуально-дискретних розрахункових моделей та з докладним урахуванням пружно-інерційних і дисипативних властивостей елементів машин і споруд, динамічних властивостей електроприводу і особливостей експлуатаційних режимів нафтопромислового обладнання.

2. Розроблено методи розрахунку нестационарних процесів в машинних агрегатах бурового комплексу, які ґрунтуються на сумісному інтегруванні звичайних диференціальних рівнянь та рівнянь з частковими похідними, що описують рух механічної системи, і нелінійних диференціальних рівнянь електромагнітного стану двигунів та інших елементів електромашинної системи. Методи побудовано з використанням скінченноелементної або скінченнорізницевої дискретизації математичних моделей. Вони дають можливість суттєво підвищити точність визначення динамічних навантажень, виявляти автоколивальні явища квазірезонансного характеру і прогнозувати ресурс відповідальних деталей та вузлів.

3. Проведено дослідження перехідних режимів роботи машинного агрегата ротора бурових установок, які підтвердили наявність тісного взаємозв'язку електромагнітних і хвильових механічних коливальних явищ, що необхідно враховувати при виконанні розрахунків на міцність та довговічність бурового обладнання. Коливання момента двигуна, зумовлені електромагнітними перехідними процесами, суттєво впливають на віброактивність машинного агрегата. В режимі електромагнітного резонансу навантаження на елементи агрегата можуть перевищувати номінальні значення у 10 — 15 разів і більше.

4. Досліджено неусталені режими роботи підіймальної системи бурових установок, які показали, що динамічні зусилля в елементах конструкції значною мірою залежать від максимального значення і характеру зростання моменту тертя в оперативному фрикційному пристрої. Більші коефіцієнти динамічності відповідають ланкам приводних механізмів, менші — талевому канатові, вищі і бурильній колоні. Забезпечення раціональних характеристик оперативного фрикційного пристрою дає можливість досягти зниження динамічних навантажень в елементах установки на 20 — 30%.

5. Здійснено математичне моделювання і досліджено усталені режими роботи машинного агрегата ротора бурових установок. Показано, що в процесі поглиблення свердловини можуть виникати резонансні поздовжні і крутильні коливання колони бурильних труб, які супроводжуються інтенсивними вібраціями її верхнього кінця та передачею суттєвих динамічних навантажень на талевий канат. Розроблено узагальнені алгоритми визначення частот вільних коливань ступінчастої бурильної колони та проведено дослідження характеристик частотного спектру, що дає можливість усувати резонансні явища за рахунок раціонального вибору режиму буріння.

6. Досліджено хвильові процеси в бурильній колоні і динамічну навантаженість підіймальної системи бурових установок при роботі імпульсно-хвильового пристрою для вивільнення прихопленої колони труб. З'ясовано, що для ефективної роботи пристрою доцільно поєднувати режими передачі хвиль деформацій по розслабленій та по розтягнутій колоні. Теоретично обґрунтовано застосування системи стабілізації натягу колони і режимів роботи пристрою, при яких колоні передається серія імпульсних навантажень. Завдяки цьому суттєво зростає корисна робота лінійного імпульсного двигуна, а також використовується енергія зворотних хвиль деформацій, що дає можливість збільшити динамічне зусилля в колоні безпосередньо біля

зони прихоплення у щонайменше вдвічі, підвищити ефективність роботи пристрою.

7. Розроблено методологію аналізу динамічних процесів у машинному агрегаті циркуляційної системи бурової установки з урахуванням взаємодії механічної системи насоса, привідного двигуна, пневмокомпенсатора і потоку промивальної рідини. Побудована нелінійна континуально-дискретна математична модель процесу може бути використана для проведення параметричного аналізу експлуатаційних режимів насосних агрегатів, що дає можливість підвищити якість промивання свердловин, збільшити ефективність роботи забійних двигунів, а також знизити віброактивність обладнання.

8. На основі узагальненої математичної моделі, побудованої з використанням канонічних рівнянь руху механічної системи і рівнянь електромагнітного стану елементів електромагнітної системи розроблено метод прискореного пошуку стаціонарних режимів машинних агрегатів, який ґрунтується на ітераційному знаходженні таких початкових умов, які дають можливість увійти безпосередньо в усталений режим, обминаючи перехідний. Проведено дослідження навантажності елементів насосного агрегата в усталених режимах. Як показують результати розрахунків, визначення параметрів періодичного режиму досягається за 3 — 5 ітерацій.

9. Із застосуванням засобів континуалізації побудовано математичні моделі для дослідження поперечних, поздовжніх і крутильних коливань бурових вишок. Деформації зсуву складених металоконструкцій ураховано згідно з теорією балок С. П. Тимошенка та шляхом еквівалентної заміни стержневої решітки пружним шаром, що дає можливість підвищити точність аналізу динамічних процесів, зберігаючи його простоту. Виявлено суттєвий вплив податливості стержневої решітки на характеристики коливальних процесів, а також встановлено якісну відмінність характеристик частотного спектру

бурової вишки з пакетом свічок бурильних труб у порівнянні зі спорудою без пакету свічок.

10. Експериментальні дослідження, проведені в лабораторних і промислових умовах, підтверджують правомірність прийнятих допущень і достатню для практики точність запропонованих методів аналізу. Розроблені рекомендації щодо вибору раціональних режимів роботи привідних систем, визначення максимальних навантажень і прогнозування ресурсу елементів бурових установок, усунення резонансних явищ в бурильних колонах та висотних спорудах, складені методики і нормативні документи для вибору раціональних режимів роботи імпульсно-хвильових пристроїв, а також запропоновані технічні засоби зниження віброактивності привідних систем і пристрої для вивільнення прихоплених колон труб дають можливість збільшити надійність бурових установок, суттєво підвищити ефективність бурових робіт.

11. Опрацьований підхід до аналізу динамічних процесів у машинних агрегатах з урахуванням взаємовпливу механічних і електромагнітних коливальних явищ придатний не лише для аналізу режимів роботи бурових установок. Цей підхід може використовуватися у дослідженнях динаміки енергетичних, технологічних та інших машин як нелінійних континуально-дискретних систем, що мають ланки у вигляді одновимірних пружних тіл.

Основний зміст роботи викладено в наступних друкованих працях.

1. Харченко Е. В. Динамические процессы буровых установок. Львов: Світ, 1991. 176 с.
2. Калинин С. Г., Харченко Е. В. Динамика несущих конструкций буровых установок. Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1988. 144 с.
3. Харченко Е. В. Динамика нагружения опорных и тяговых элементов буровых установок при подъеме колонны буровых труб// Вестник Львов. политехн. ин-та №156. Технология машиностроения и динамическая прочность машин. Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1981. С. 101—103.
4. Харченко Е. В. Исследование динамики вращательной системы буровых установок//Вестник Львов. политехн. ин-та №162. Технология машиностроения и динамическая прочность машин. Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1982. С. 150—152.
5. Харченко Е. В. Расчет нестационарных процессов в приводных системах с карданными передачами//Теория машин металлургического и горного оборудования. Межвуз. Сб. Вып. 10. Свердловск: УПИ, 1986. С. 91—96.
6. Харченко Е. В. Анализ стационарных режимов машинных агрегатов с учетом демпфирования механических колебаний//Динамика и прочность тяжелых машин. Моделирование и эксперимент. Межвуз. темат. сб. научн. тр. Днепропетровск: ДГУ, 1987. С. 53—58.
7. Харченко Е. В. Расчет динамических процессов при ликвидации прихватов в бурении//Изв. вузов. Нефть и газ. 1987. №5. С. 19—24.
8. Харченко Е. В. Анализ переходных процессов в приводной системе ротора буровых установок//Теория машин металлургического и горного оборудования. Межвуз. сб. Вып. 11. Свердловск: УПИ, 1987. С. 44—49.

9. Харченко Е. В. Моделирование движений подъемно-транспортных устройств автоматизированных складов//Автоматизация производственных процессов в машиностроении и приборостроении. Республикан. межвед. научн.-техн. сб. Вып. 27. Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1988. С. 79—83.

10. Харченко Е. В. Алгоритм автоматизированного расчета переходных и установившихся режимов машинных агрегатов//Автоматизация производственных процессов в машиностроении и приборостроении. Республикан. межвед. науч.-техн. сб. Вып. 29. Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1990. С. 110—115.

11. Харченко Е. В. Уравнения продольно-поперечных колебаний составных высотных сооружений//Вестник Львов. политехн. ин-та №240. Динамика, прочность и проектирование машин и приборов. Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1990. С. 114—118.

12. Харченко Е. В. Вибродиагностика башенных вышек буровых установок//IX Sympozjum techniki wibracyjnej i wibroakustyki. Krakow: AGH, 1990. S. 233—236.

13. Харченко Е. В. Динамика подъемно-транспортных устройств автоматизированных складов//Zeszyty naukowe politechniki Rzeszowskiej. Nr. 97/Mechanika, z. 33. Rzeszow: PRz, 1992. S. 119—123.

14. Харченко Е. В. Определение динамических нагрузок в элементах машин на основе решения краевых задач с подвижными границами// XVI Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn. Warszawa: PW, 1993. S. 60—63.

15. Харченко Е. В. Математическая модель нестационарных процессов в электромеханической системе насосного агрегата//IV Ogólnopolska Konferencja Maszyn Włókienniczych i Dzwigowych. Bielsko-Biala, 1993, S. 27—31.

16. Харченко Є. В. Розрахунок хвильових процесів у зануреній в свердловину ступінчатій колоні труб//Розвідка і розробка нафтових і

газових родовищ. Український міжвідом. наук.-техн. зб. Вип. 31. Івано-Франківськ, 1994. С. 8—13.

17. Харченко Є. В. Математичне моделювання стопорних режимів бурових установок при автоматизованому проєктуванні//Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвідом. наук.-техн. зб. Вип. 32. Львів, 1995. С. 91—97.

18. Калинин С. Г., Кыча А. А., Харченко Е. В. Динамические процессы в приводном механизме вращающейся печи при установившемся режиме работы//Динамика и прочность тяжелых машин. Межвуз. темат. сб. научн. тр. Днепропетровск: ДГУ, 1985. С. 10—15.

19. Калинин С. Г., Кыча А. А., Харченко Е. В. О взаимодействии зубчатых колес открытой передачи привода вращающихся печей// Детали машин. Республикан. межвед. научн.-техн. сб. Вип. 44. К.: Техніка, 1987. С. 3—6.

20. Калишин С. Г., Харченко Е. В. Исследование динамики нагружения подъемного механизма буровых установок//Теория машин металлургического и горного оборудования. Прокатные, буровые и транспортные машины/Межвуз. сб. Вип. 6. Свердловск: УПИ, 1982. С. 7—12.

21. Павлице В. Т., Харченко Є. В., Кващенко О. І. Динаміка підйомальної системи автомобільного крана з віброактивним вантажем //Праці Західного наукового центру. Проєктування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. Т. 2. Львів: НВП "Мета", 1995. С. 83—87.

22. Харченко Е. В., Боженко М. В. Применение метода начальных параметров к анализу колебаний многоопорных балок при кинематическом возбуждении//Вестник Львов. политехн. ин-та №220. Динамическая прочность машин и приборов. Львов, 1988. С. 103—107.

23. Харченко Е. В., Гаршинев Ю. Г. Влияние нагрузочных характеристик фрикционных муфт на усилия в элементах буровых уста-

новок//Zeszyty naukowe politechniki Rzeszowskiej. Nr. 79/Mechanika, z. 27, cz. 1. Rzeszow: PRz, 1991. S. 83—92.

24. Харченко Е. В., Гаришев Ю. Г., Боженко М. В. Гармонические колебания многоопорных балок Тимошенко при кинематическом возбуждении//Вестник Львов. политехн. ин-та №259. Динамика, прочность и проектирование машин и приборов. Львов, 1991. С. 101—105.

25. Харченко Е. В., Гудз С. Г. Визначення нижчих власних частот згинно-зсувних коливань кузова автомобіля із застосуванням континуалізованих розрахункових моделей//Праці Західного наукового центру. Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. Т. 3. Львів: НВП "Мета", 1996. С.129—131.

26. Харченко Е. В., Кыма А. А. Расчет нестационарных процессов электромеханических приводных систем//Изв. вузов. Машиностроение. 1986. №8. С. 62—67.

27. Харченко Е. В., Лошак Д. В. Анализ свободных колебаний механической системы буровой установки при ликвидации прихватов//Вестник Львов. политехн. ин-та №200. Динамическая прочность машин и приборов. Львов, 1986. С. 116—118.

28. Харченко Е. В., Нойман К.-Х., Гертнер П., Гудз С. Г. Аналіз напружено-деформованого стану і деформативних коливань несучих конструкцій транспортних засобів//Матеріали II Міжнародного симпозіуму "Механіка і фізика руйнування будівельних матеріалів та конструкцій". Львів: Слово і комерція, 1996. С. 411—414.

29. Харченко Е. В., Чабан В. И., Черник С. И. К исследованию динамики электромеханических систем, содержащих звенья с распределенными параметрами//Техническая электродинамика. 1982. №1. С. 66—71.

30. Чабан В. И., Селепина Р. А., Харченко Е. В. К расчету динамической устойчивости электроэнергетического узла нагрузки//

Электрические сети и системы. Республикан. межведом. научн.-техн. сб. Вып. 20. К.: Вища школа. Головное изд-во, 1984. С. 61—65.

31. Чабан В. И., Харченко Е. В. Электромеханическая математическая модель буровых установок//Изв. вузов. Нефть и газ. 1984. №5. С. 16—22.

32. Чабан В. И., Харченко Е. В. К расчету виброактивности элементов конструкции асинхронных двигателей//Электричество. 1984. №8. С. 52—54.

33. Чабан В. И., Харченко Е. В. Математическая модель крутильных колебаний турбоагрегатов//Техническая электродинамика. 1990. №4. С. 71—75.

34. Чабан В. И., Харченко Е. В., Козубаш В. М. Алгоритм расчета виброактивности ротора асинхронного двигателя//Электричество. 1990. №1. С. 71—75.

35. Charczenko E. W. Analiza procesow dynamicznych w ukladach napedowych na bazie modeli nieliniowych ciaglo-dyskretnych//Zeszyty naukowe politechniki Rzeszowskiej. Nr. 59. Mechanika, z. 18. Rzeszow, 1989. S. 267—270.

36. Kharchenko Ye., Dendyuk T. Analysis of vibroacoustics activity of electro-mechanical drive systems//Ogolnopolska konferencja naukowo-dydaktyczna "Teoria maszyn i mechanizmow". Bialystok-Bialowieza. 1996. S. 133—138.

37. Kharchenko Ye., Kvashenko O., Noiman K.-H. Calculation of dynamic processes of lifting-transfer equipments with carrier elements of changeable length//27-th International symposium on industrial robots. Milan. 1996.

38. Tchaban V., Kharchenko Ye., Kovivchak Y., Labiak N. Mathematical modelling of rotary oscillations of turbogenerators//Proceedings Intern. AMSE conference "Applied modelling & simulation". Lviv (Ukraine): AMSE Press, 1993. P. 249—256.

Харченко Е. В. Динамические процессы в машинных агрегатах и несущих конструкциях буровых установок.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.02.09 — Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры. Государственный университет "Львовская политехника", Львов, 1997.

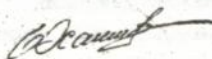
Защищается рукопись диссертации, в которой разработаны методы анализа динамических процессов в буровых установках с учетом взаимосвязи механических колебаний оборудования, высотных металлоконструкций и колонны буровых труб, электромагнитных колебаний в приводных двигателях, гидродинамических явлений в потоке промывочной жидкости. Рассмотрены режимы работы буровых установок при спускоподъемных операциях, углублении и промывке скважины, освобождении прихваченной буровой колонны. Обоснованы практические рекомендации по расчету, конструированию и эксплуатации элементов бурового комплекса.

Ye. V. Kharchenko. Dynamic processes in machine assemblies and framework of drilling rigs.

Doctor of Technical Sciences thesis in specialty 05.02.09 — Dynamics and strength of machines, devices and equipment. Lviv State Polytechnical University, Lviv, 1997.

The manuscript of dissertation is defended. The methods of the analysis of dynamic processes in drilling rigs have been developed taking into consideration interconnection between mechanical vibrations of the equipment, high metal structures and drilling tubes' column, electromagnetic vibration in drive motors, and hydrodynamic phenomena in flushing fluid stream. Operation modes of drilling rigs have been considered in down-and-up operations, deepening and flushing of the drill hole, and releasing of the fixed drill column. Practical recommendations to calculate, design and exploitation of the drilling set's elements have been substantiated.

Ключові слова: динаміка, нелінійність, машинний агрегат, привідна система, машинобудівельна споруда, бурова установка, електро-механічні коливання, чисельні методи аналізу.



442952

AB 36.951