

Техніка і технології

УДК 622.24.058

КІНЕМАТИЧНІ ПЕРЕДАВАЛЬНІ ФУНКЦІЇ КОЛОНИ БУРИЛЬНИХ ТА НАСОСНО-КОМПРЕСОРНИХ ТРУБ

М.В. Лисканич, І.І. Чудик, Я.С. Гридзук, Л.Р. Юрич

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727159,
e-mail: jaroslav.gridzhuk@gmail.com

Для оперативної та об'єктивної оцінки динамічного напруженого стану елементів трубних колон нафтогазового сортаменту необхідно мати достатньо точні дані про кінематичні параметри коливань їх перерізів, переважна більшість яких знаходиться на великих відстанях від гирла свердловини. Обладнати перерізи, які перебувають в епіцентрах вібраційних навантажень, спеціальними давачами вібрації технічно складно, а іноді практично неможливо. Характерними для розрахунку колон є перерізи, в яких знаходяться різьбові з'єднання труб як найбільш "уразливі" їх елементи. Через це актуальною є проблема оцінки рівня вібрації в характерних перерізах колони труб за параметрами коливань певної її частини.

У стислій формі подано спосіб розрахунку, запропоновано аналітичні залежності для визначення передавальних функцій бурильних колон та колон насосно-компресорних труб.

Ключові слова: вібрація, віброшвидкість, колона бурильних труб, колона насосно-компресорних труб, передавальна функція.

Для оперативной и объективной оценки динамического напряженного состояния элементов трубных колонн нефтегазового сортамента необходимо владеть достаточно точными данными о кинематических параметрах колебаний их сечений, подавляющее большинство которых находится на больших расстояниях от устья скважины. Оборудовать сечения, находящиеся в эпицентрах вибрационных нагрузок, специальными датчиками вибрации технически сложно, а иногда практически невозможно. Характерными для расчета колонн являются сечения с резьбовыми соединениями труб, являющимися наиболее "уязвимыми" их элементами. Поэтому актуальной является проблема оценки уровня вибрации в характерных сечениях колонны труб за параметрами колебаний некоторой ее части.

В краткой форме представлен способ расчета, предложены аналитические зависимости для определения передаточных функций бурильных колонн и колонн насосно-компресорных труб.

Ключевые слова: вибрация, виброскорость, колонна бурильных труб, колонна насосно-компресорных труб, передаточная функция.

Quick and objective evaluation of dynamic stress state of the oil and gas pipe string components requires accurate data on kinematic parameters of their cross section vibrations, most of which are at a long distance from the well head. It is technically difficult and sometimes practically impossible to equip cross section areas in the epicentre of vibration loads with the help of the special vibration pickups. The pipe string mechanical design is based on cross sections, the most "vulnerable" components of which are threaded pipe joints. It is very important to evaluate the vibration level in the pipe string cross section areas according to the vibration parameters of one of its components.

The authors provided brief description of the calculation method and developed analytic dependences to identify transfer functions of drilling and tubing strings.

Keywords: vibration, vibration speed, drilling string, tubing string, transfer function.

Вступ

Конструкція сучасного нафтогазового обладнання вимагає безперервного розвитку в напрямі збільшення його потужності надійності та довговічності, що при одночасному нама-

ганні зменшення металоємності та габаритів призводить до високої динамічної навантаженості окремих елементів обладнання. На даний час накопичено певний досвід створення методів експериментального та аналітичного дослідження динамічних властивостей машин і ме-

ханізмів нафтогазового обладнання, який базується на вивченні та аналізі вібрацій лінійних та нелінійних механічних коливальних систем з позиції теорії випадкових процесів. Результати окремих досліджень динамічних явищ у нелінійних механічних коливальних системах із зосередженими масами, вказують на низку особливостей процесів у них, які вдається пояснити лише на базі точних чи наближених аналітичних розв'язків. Отримання таких розв'язків, попри їх важливе як теоретичне, так і прикладне значення, для загальної випадку є складним і до кінця поки що невіршеним завданням. Подібні проблеми мають місце і для нелінійних систем із розподіленими параметрами. Особливо актуальними серед них для сьогодення є ті, які характеризуються складовою швидкості поздовжнього руху (трубопроводи, вздовж яких протікає рідина, бурильні колони, колони насосно-компресорних труб (НКТ), канатні витяги тощо). Навіть лінійні аналоги таких систем не допускають застосування для побудови розв'язків класичних методів Фур'є та Д'Аламбера. Тому через відсутність загальних підходів до дослідження динамічних процесів у континуальних системах вказаного типу динамічні явища у них розглядалися лише для окремих випадків за певних (не завжди фізично обґрунтованих) припущень. У зв'язку з викладеним ґрунтовний аналіз вказаних систем має важливе теоретичне і прикладне значення.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

Дослідження нелінійних коливальних і хвильових явищ у пружних конструкціях [1] при дії різного роду збурень (силових, інерційних, кінематичних) складає одну із класичних проблем теоретичної та прикладної механіки. Актуальні та важливі з практичної точки зору задачі розглянуто у роботах Ahmadiah P., Demeio L., Ghayesh M.II., Metrikina A.V., Salenger G., Santee E. Основною проблемою аналізу динаміки нелінійних систем на сучасному етапі досліджень у прикладній теорії коливань є відповідність математичної моделі системи її реальному прототипу. На жаль, відомі дотепер методи моделювання та аналізу перехідних процесів у нелінійних динамічних системах не дають змоги в загальному випадку ефективно розв'язати цю проблему через складність математичного апарату. Кожна із важливих загальних технічних задач, для якої не вдається побудувати точний чи наближений аналітичний розв'язок, вимагає, зазвичай, забезпечення умов коректності розв'язку та застосування в подальшому того чи іншого чисельного методу її розв'язання [2]. Після обґрунтування коректності розв'язку питання вибору чисельного методу є принциповим лише з точки зору ефективності самого методу. Якісні методи дослідження математичних моделей складних нелінійних динамічних систем різної структури започатковано в останні десятиліття у роботах Глазатова С.М., Лавренюка С.П., Ліонса Ж.Л.,

Самойленка А.М., Clark H.R., Kuttler K.L., Rosenberg R.M. та ін.

Складність динамічного аналізу бурильної колони, чи колони насосно-компресорних труб (НКТ) як довгомірних механічних систем полягає в неможливості точного аналітичного дослідження (навіть незначної їхньої частини), оскільки динаміка, як правило, описується системами диференціальних (чи диференціально-алгебраїчних рівнянь), які загалом є нелінійними. Аналітичний розв'язок таких рівнянь одержати досить складно, а в деяких випадках майже неможливо [3, 4]. З іншого боку, саме складання рівнянь, що описують коливальні процеси бурильної колони з великим числом степенів вільності, є дуже непростою процедурою. Це пов'язано з ускладненням виразів для кінематичних залежностей, що визначають положення, швидкості та пришвидшення елементів колон зі збільшенням довжини кінематичних ланцюгів. Крім того, постійний ріст вимог до якості проектування колон бурильних та насосно-компресорних труб спонукає до побудови ускладнених динамічних моделей [4]. По-перше, це викликає збільшення числа степенів вільності і, відповідно, призводить до згаданих вище проблем. По-друге, уточнюються і ускладнюються математичні моделі розрахунку сил взаємодії між трубами колон. Тому, в силу описаних вище причин, можливості суто аналітичних методів дослідження динаміки трубних колон нафтогазового сортаменту різко обмежені, тож в сучасних умовах для розв'язання таких задач слід застосовувати спеціалізоване програмне забезпечення.

Під час буріння свердловини компоновка низу бурильної колони (КНБК) сприймає найбільші динамічні навантаження і зазнає найбільш інтенсивних вібрацій [5]. В процесі поглиблення свердловини КНБК постійно віддаляється від гирла, тому довжина бурильної колони, якою поширюється вібрація, постійно збільшується. Поступово із збільшенням довжини колони, її ваги, сил інерції та змінних сил тертя, зумовлених роботою шарошкового долота на нерівному вибої низько – та високочастотні коливання бурильної колони будуть змінюватися по її довжині впродовж різних проміжків часу. Перелічені вище особливості та результати експериментів [6] підтверджують те, що динамічні параметри бурильної колони, зокрема віброшвидкості її елементів, на різних глибинах є різними.

Отримані у роботі [7] результати експериментальних досліджень динаміки ліфтових колон представляють практичний інтерес, оскільки їх можна використати для вирішення конкретних задач, пов'язаних з визначенням кінематичних параметрів руху довільного перерізу таких колон. Шляхом віброметрії проведено експериментальне визначення максимальних вібропереміщень, віброшвидкостей та віброприскорень поперечних перерізів ліфтової колони під час відбору та під час закачування газу через свердловину № 241, а також під час заповнення сховища газом через свердловину № 34

Таблиця 1 – Технічні параметри компоновок бурильного інструменту та режимні параметри буріння

Свердловина	Компоновка	Навантаження на долото, кН	Частота обертання долота, об/хв	Густина бурового розчину, кг/м ³
Труханівська-1 (вибій 1985м)	БТØ140-816 м; ОБТØ203-144 м; маховик Ø240 - 12,2 м; КЛС-1,1 м; маховик Ø240 - 13,2 м; перехідник 0,4 м; долото СЗГВ Ø295,3	240	60	1300
Кудрявська-2 (вибій 2268м)	БТØ140-1396 м; БТØ127-661 м; БТØ140-50 м; перехідник-0,4 м; ОБТØ203-151 м; КЛС-1,5 м; ОБТØ203-8,3 м; амортизатор НАБ-240; долото STAS Ø295,3	200	60	1250
Пасічна-903 (вибій 3294м)	БТØ140-2643 м; ОБТØ203-7,4 м; ВУК-170; ОБТØ203-143 м; долото Ø205,9	200	60	1300
Сагайдак -52 (вибій 4580м)	БТØ140-4301 м; ОБТØ178-141 м; ВУК-170; ОБТØ178-138 м; долото Ø205,9	180	60	1200
Яблунівська-344 (вибій 5990м, зенітний кут 19град)	БТØ140-2350 м; БТØ127-1452 м; ОБТØ178-7,5 м; КЛСØ292-1,5 м; ОБТØ203-180 м; вибійний двигун Д2Ø195 - 5,8 м; долото СГАУ Ø295,3	150	60	1200

(БТ) – бурильна труба; (ОБТ) – обважнена бурильна труба; (КЛС) – калібратор стовбура

на Більче-Волицько-Угерському підземному сховищі газу (ПСГ) філії УМГ “Львівтрансгаз”. За результатами експериментальних досліджень, наведених в [7] встановлено, що із зростанням глибини розташування давачів, загалом, амплітуди вібропереміщень, віброшвидкостей і віброприскорень збільшуються.

Висвітлення проблеми і основні результати досліджень

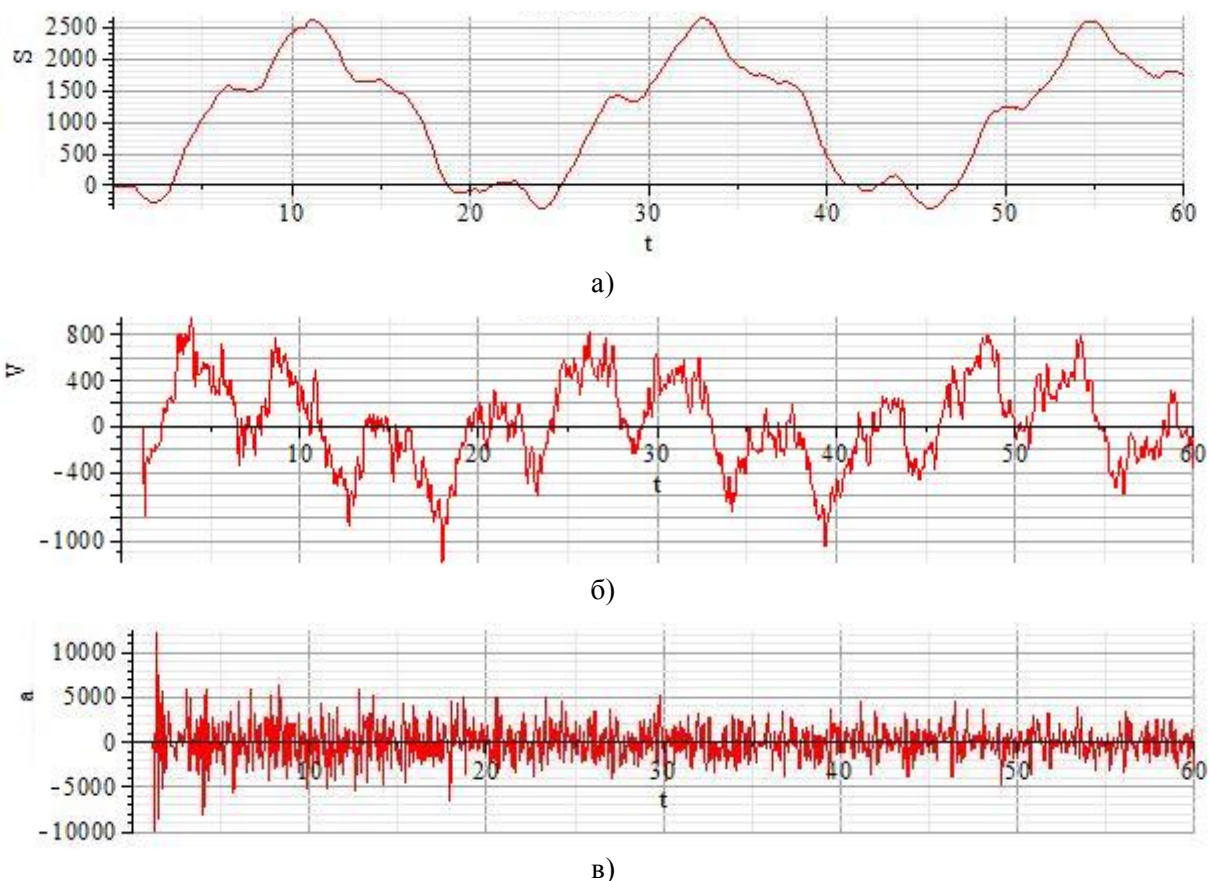
Використовуючи бурильну колону, чи колону НКТ як механічний канал зв'язку гирла свердловини з її вибоєм, можна встановити модельну залежність між кінематичними параметрами коливань верхніх та нижніх перерізів колони шляхом дослідження коливальних процесів, що відбуваються в елементах колони. Зазначимо, що як механічний канал зв'язку колони бурильних труб широко використовується телесистемами відомих фірм США, таких як “Сперрі Сан”, “Сперрі Ресерч” та “Експлорейшен Ресерч” [8].

Як величину, яка просто і досить повно характеризує вібраційний стан колон труб нафтогазового сортаменту, згідно [9] можна використовувати середньоквадратичне значення віброшвидкості у динамічному діапазоні частот від 1 до 1000 Гц. Можливим поясненням цього емпіричного правила є відповідність визначеного рівня швидкості визначеному рівню енергії, так що низькочастотні і високочастотні складові

досліджуваного процесу з позиції енергії коливань мають ідентичні значення.

Кількісно та якісно оцінити віброшвидкість довільного перерізу колони бурильних чи насосно-компресорних труб можна за встановленою залежністю між вібрацією елементів відповідно “верху” та “низу” колони. Залежність між віброшвидкістю елементів “верху” та “низу” колони можна виразити за допомогою спеціальної передавальної характеристики – кінематичної передавальної функції [10]. Згідно теорії автоматичного регулювання [11], передавальна функція – це така функція, яка описує перехідний процес в механічній системі і встановлює взаємозв'язок між її вхідним та вихідним сигналом.

Вхідним та вихідним сигналом механічної системи можуть бути часові залежності кінематичного параметру коливань поперечного перерізу відповідно нижньої та верхньої частини колони. Використовуючи технічні параметри компоновок бурильних інструментів, режимні параметри буріння, наведених у таблиці 1, та методику теоретичних досліджень [12], шляхом моделювання отримано часові залежності вібропереміщень, віброшвидкостей і віброприскорень повздовжніх коливань поперечних перерізів бурильних колон п'яти компоновок. Часові залежності кінематичних характеристик отримано для перерізів, що розташовувались кожні 250 м по всій довжині колони.



а) – зміщення (10^{-5} м); б) – швидкість (10^{-5} м/с); в) – пришвидшення (10^{-3} м/с²)

Рисунок 1 – Часові залежності кінематичних характеристик поздовжніх коливань поперечного перерізу бурильної колони (свердловина Труханівська-1, глибина розміщення перерізу 74 м)

Як видно з рисунків 1 і 2, амплітуди параметрів поздовжніх коливань поперечних перерізів бурильної колони поблизу вибою є більшими за параметри поздовжніх коливань поперечних перерізів, розташованих біля гирла. З отриманих законів зміни осьової швидкості для кожного розрахункового перерізу в середовищі Microsoft Excel визначено середнє значення швидкості $\bar{V}_1, \bar{V}_2, \bar{V}_3, \dots, \bar{V}_n$. Передавальну функцію для довільного n -го перерізу бурильної колони визначено за таким співвідношенням:

$$w_n = \frac{\bar{V}_n}{\bar{V}_1} \quad (1)$$

де \bar{V}_1 – середнє значення віброшвидкості поперечного перерізу першої (ведучої) труби;

\bar{V}_n – середнє значення віброшвидкості n -го поперечного перерізу колони.

Отримані значення передавальних функцій для п'яти компоновок бурильного інструменту довжиною від 2000 до 5000м зведені в таблиці 2. На рисунку 3 наведено графічні залежності отриманих передавальних функцій від довжини бурильних колон. Щоб отримати аналітичний вираз для розрахунку передавальних функцій, проведено апроксимацію даних таблиці 3 у вигляді поліноміальних рівнянь шостого степеня.

За результатами апроксимації встановлено такі емпіричні залежності для числового розрахунку передавальних функцій бурильних колон довжиною:

до 2000 м (компоновка № 1):

$$w = -3 \cdot 10^{-5} \lambda^6 + 0,0012 \lambda^5 - 0,0171 \lambda^4 + 0,1101 \lambda^3 - 0,3092 \lambda^2 + 0,3913 \lambda + 0,8232, \quad (2)$$

де $\lambda = L/\delta$ – безрозмірний коефіцієнт;

L – відстань від вертлюга (ведучої труби) до перерізу бурильної колони, який розглядається, м;

$\delta = 250$ м – крок розрахунку;

до 2750 м (компоновка № 2):

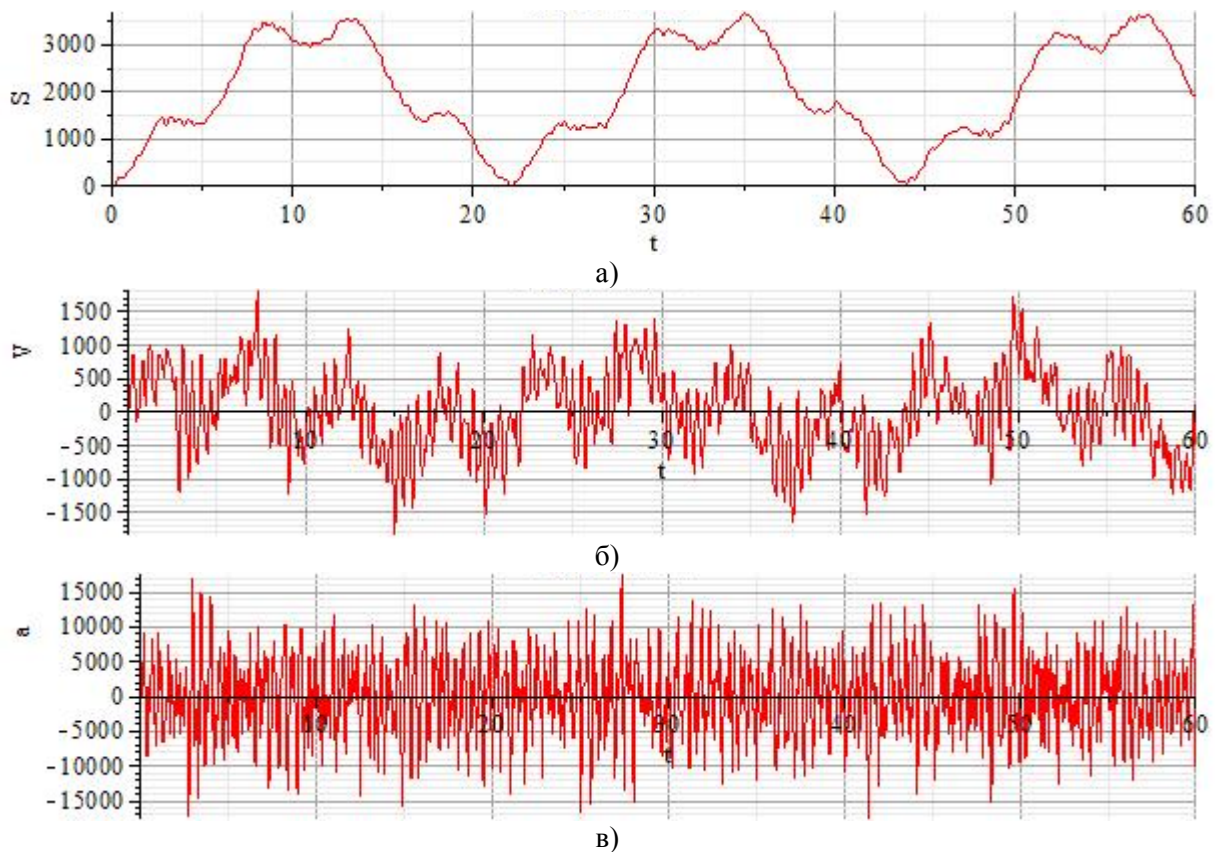
$$w = -2 \cdot 10^{-5} \lambda^6 + 0,0008 \lambda^5 - 0,0121 \lambda^4 + 0,0859 \lambda^3 - 0,2777 \lambda^2 + 0,3993 \lambda + 0,8028; \quad (3)$$

до 3500 м (компоновка № 3):

$$w = -10^{-5} \lambda^6 + 0,0004 \lambda^5 - 0,0073 \lambda^4 + 0,0584 \lambda^3 - 0,2252 \lambda^2 + 0,3935 \lambda + 0,7731; \quad (4)$$

до 4250 м (компоновка № 4):

$$w = -4 \cdot 10^{-6} \lambda^6 + 0,0002 \lambda^5 - 0,004 \lambda^4 + 0,0386 \lambda^3 - 0,1764 \lambda^2 + 0,3583 \lambda + 0,7695; \quad (5)$$



а) – зміщення (10^{-5} м); б) – швидкість (10^{-5} м/с); в) – пришвидження (10^{-3} м/с²)

Рисунок 2 – Часові залежності кінематичних характеристик повздожніх коливань поперечного перерізу бурильної колони (свердловина Труханівська-1, глибина розміщення перерізу 1980 м)

Таблиця 2 – Результати розрахунку кінематичних передавальних функцій повздожніх коливань бурильних колон

Відстань від вертлюга (ведучої труби) до перерізу L , м	Компонувки бурильних колон на свердловинах				
	№1	№2	№3	№4	№5
	Труханівська-1	Кудрявська-2	Пасічна-903	Сагайдак-52	Яблунівська-344
10	1	1	1	1	1
250	1,009	1,005	1,004	1,003	1,002
500	1,036	1,022	1,016	1,011	1,009
750	1,084	1,051	1,037	1,025	1,020
1000	1,158	1,093	1,068	1,045	1,037
1250	1,266	1,152	1,109	1,073	1,058
1500	1,424	1,232	1,164	1,107	1,086
1750	1,660	1,340	1,235	1,151	1,120
2000	1,813	1,485	1,326	1,205	1,161
2250	–	1,687	1,444	1,272	1,202
2500	–	1,977	1,599	1,354	1,242
2750	–	2,157	1,809	1,456	1,311
3000	–	–	2,195	1,584	1,405
3250	–	–	2,578	1,738	1,545
3500	–	–	2,748	2,015	1,550
3750	–	–	–	2,450	1,607
4000	–	–	–	2,900	1,809
4250	–	–	–	3,134	1,907
4500	–	–	–	–	2,051
4750	–	–	–	–	2,202
5000	–	–	–	–	2,294

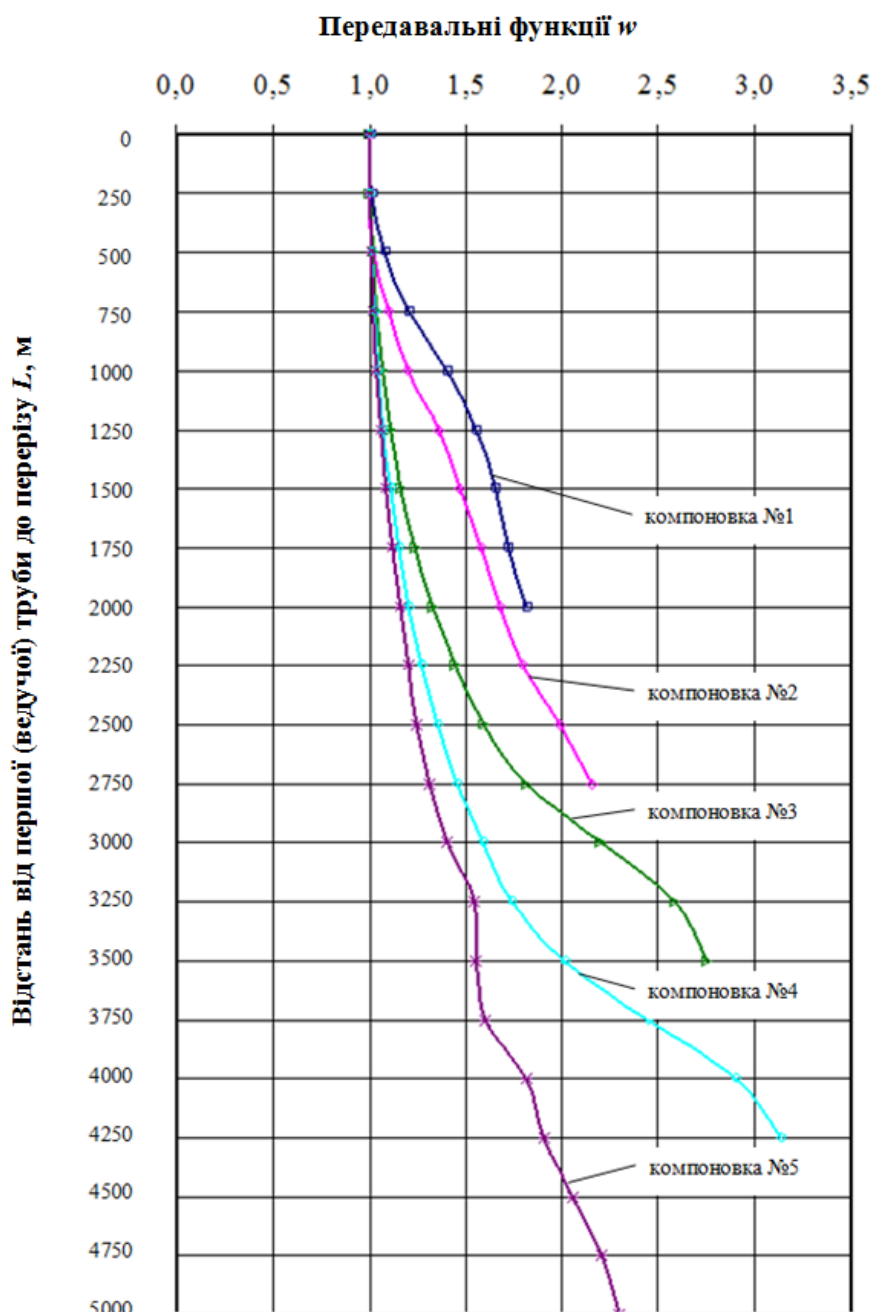


Рисунок 3 – Кінематичні передавальні функції для бурових колон

до 5000 м (компоновка № 5):

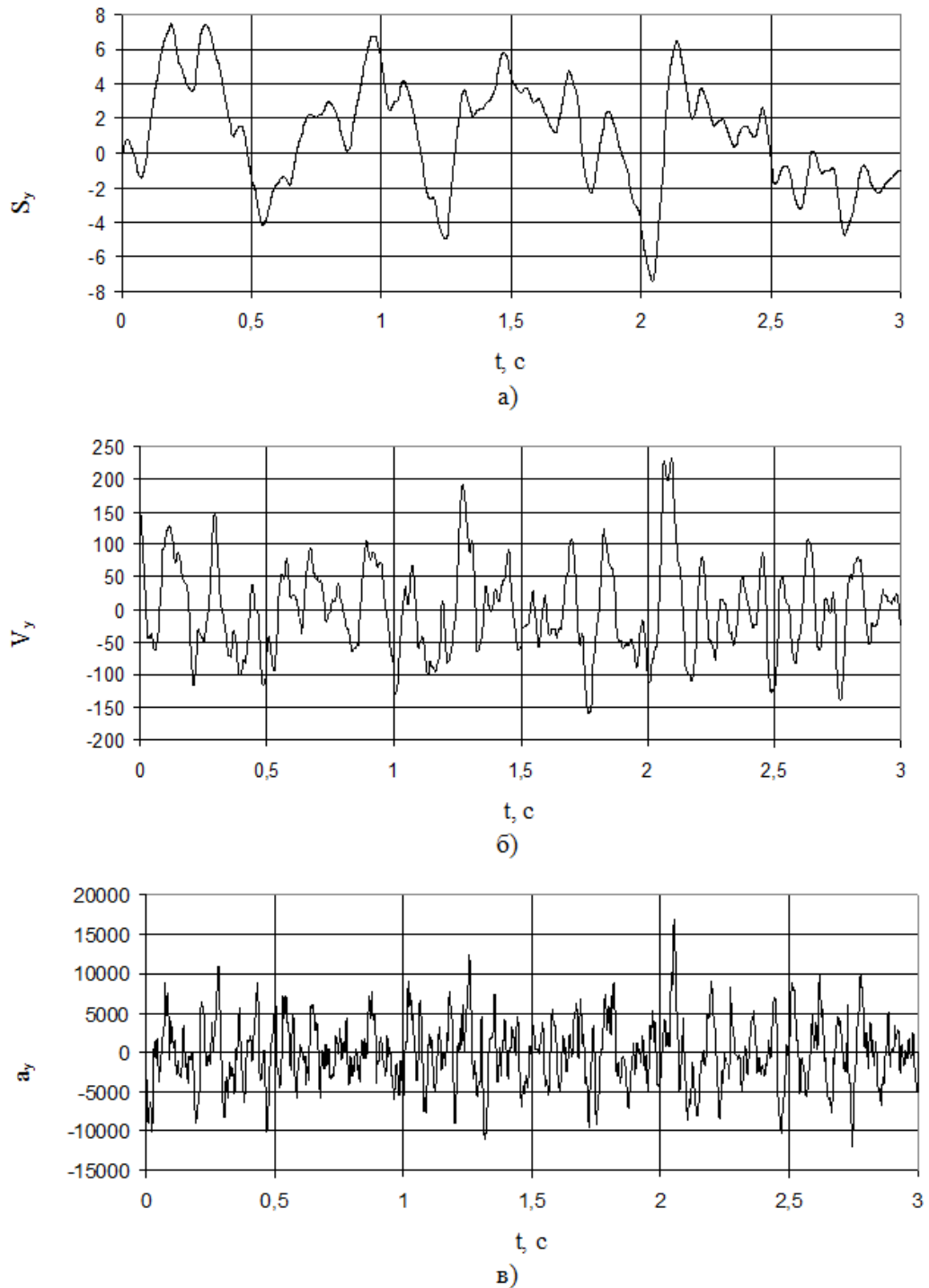
$$w = -2 \cdot 10^{-7} \lambda^6 + 10^{-5} \lambda^5 - 0,0003 \lambda^4 + 0,0039 \lambda^3 - 0,0197 \lambda^2 + 0,0481 \lambda + 0,9638. \quad (6)$$

Результати експериментальних досліджень, наведених у [7] показують, що існує загальна тенденція до збільшення амплітуд вібрацій при переході від верхніх труб колони НКТ до нижніх. Почергове зростання та спадання функцій (рис. 3) свідчить про те, що на амплітуди вібрацій суттєво впливає взаємодія ліфтової колони з обсадною, що обумовлена криволінійністю осі свердловини та її відхиленням від вертикалі. Часові залежності кінематичних характеристик отримано для перерізів, що розташовувались кожні 100 м по всій довжині колони.

Більші амплітуди вібрацій одержані для режиму відбору газу, менші – для режимів закачування. У випадку інтенсивних вібрацій ліфтової колони основну участь у динамічному процесі бере її нижня частина. Аналогічно як і для бурової колони, для колони НКТ (табл. 3), використовуючи результати роботи [7] за формулою (1) отримано числові значення передавальних функцій (табл. 4).

За результатами апроксимації встановлені такі емпіричні залежності для числового розрахунку передавальних функцій колон НКТ: для свердловини № 241 в режимі відбору газу:

$$w = -10^{-13} \lambda^5 + 3 \cdot 10^{-10} \lambda^4 - 3 \cdot 10^{-7} \lambda^3 + 0,000 \lambda^2 - 0,017 \lambda + 1,434; \quad (7)$$



а) – проекція відхилення (мм); б) – проекція швидкості (мм/с);
в) – проекція пришвидшення (мм/с²)

Рисунок 4 – Часові залежності кінематичних характеристик поперечних коливань поперечного перерізу ліфтової колони в процесі відбору газу (свердловина № 241, глибина розміщення перерізу 1035 м)

де $\lambda = L/\delta$ – безрозмірний коефіцієнт;

L – відстань від першої труби біля гирла свердловини до перерізу колони НКТ, який розглядається, м;

$\delta = 100$ м;

для свердловини №241 в режимі закачування газу:

$$w = 2 \cdot 10^{-12} \lambda^5 - 2 \cdot 10^{-9} \lambda^4 + \cdot 10^{-6} \lambda^3 - 0,000 \lambda^2 + 0,034 \lambda + 0,101; \quad (8)$$

для свердловини №34 в режимі закачування газу:

$$w = 7 \cdot 10^{-12} \lambda^5 - 8 \cdot 10^{-9} \lambda^4 + 4 \cdot 10^{-6} \lambda^3 - 0,001 \lambda^2 + 0,114 \lambda - 1,775. \quad (9)$$

Таблиця 3 – Технічні параметри колони насосно-компресорних труб газових свердловин № 241 та № 34 Більче-Волицького-Угерського ПСГ

№ свердловини	Інтервал перфорації, м	Тип технологічного процесу	Розмір НКТ, м×мм
241	997–1064	відбір газу	1039×114
241	997–1064	закачування газу	1039×114
34	972–1038	закачування газу	1025×114

Таблиця 4 – Результати розрахунку кінематичних передавальних функцій поперечних коливань колон НКТ

Відстань від першої труби біля гирла до перерізу L , м	Свердловина та тип технологічного процесу		
	№241 відбір газу	№241 закачування газу	№34 закачування газу
35	1,00	1,00	1,00
135	0,27	1,23	2,78
235	1,30	0,92	1,38
335	1,19	0,57	1,71
435	1,05	0,84	5,49
535	0,92	0,77	2,35
635	1,57	0,90	1,85
735	0,38	1,47	2,24
835	1,81	1,14	2,70
935	4,97	2,80	5,69
1035	10,82	2,29	1,65

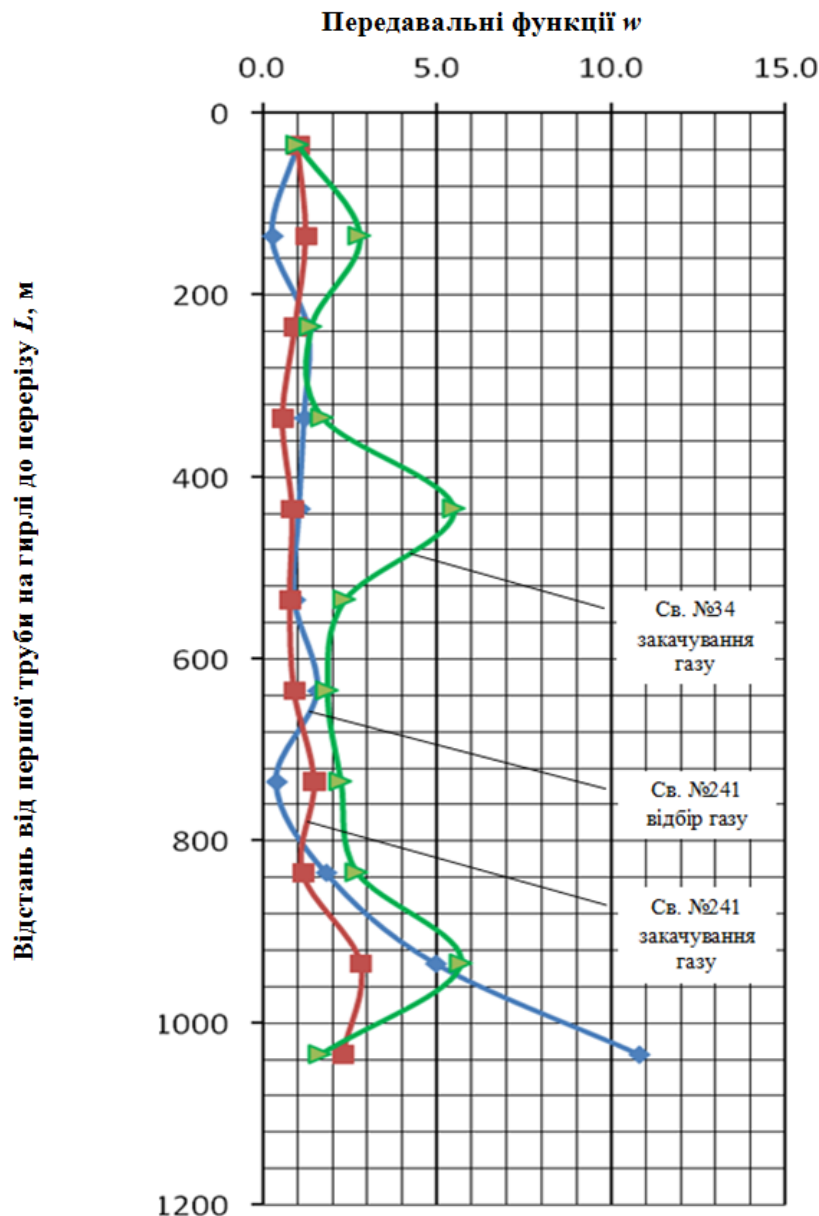
Як видно з рисунків 4 і 5, залежності передавальних функцій трубних колон від їх довжини не є монотонними. Таку особливість можна пояснити наступним чином. Поширюючись від низу по тілу бурильної труби чи НКТ, як по однорідному середовищу, механічні хвилі натрапляють на своєрідні "перешкоди" – різьбові з'єднання. При цьому відомо [6], що більша частина хвилі, яка "пройшла" крізь таку "перешкоду", поширюється далі по колоні вгору, а менша частина – відбивається назад. В першому випадку відбита хвиля збільшує амплітуду падаючої хвилі, а в другому – зменшує її. Оскільки ми маємо справу не з одинарною відбитою хвилею, а нескінченним рядом відбивань, то "падаючі" та "відбиті" хвилі певним чином збільшують або зменшують амплітуду коливань. Немонотонний характер зміни передавальних функцій для колони НКТ в процесі відбору чи закачування газу відбувається внаслідок ударних явищ, викликаних взаємодією її нижньої частини з обсадною колоною; для бурильної колони – внаслідок притискання та інтенсивного тертя її нижньої частини до стінок свердловини.

За відомих значень кінематичних передавальних функцій колон бурильних чи насосно-компресорних труб у відповідності із (1) можна визначити числове значення швидкості коливань чи їх часову залежність для довільного перерізу:

$$\bar{V}_n = w_n \cdot \bar{V}_1. \quad (10)$$

Висновки

Наукова новизна роботи полягає в тому, що вперше встановлено кінематичний зв'язок між швидкістю коливань перерізу колони бурильних і насосно-компресорних труб, що знаходиться поблизу гирла свердловини та довільних перерізів колони, які знаходяться на глибині. Отримана сукупність аналітичних залежностей в подальшому дасть можливість отримати розв'язок низки прикладних задач, пов'язаних з: визначенням внутрішніх сил та моментів в перерізах бурильних та насосно-компресорних труб, а також сил взаємодії трубних колон із обсадною колоною; оптимізацією параметрів пружних ліній трубних колон; розробкою практичних рекомендацій щодо удосконалення конструкцій компоновок самих колон та технології буріння свердловин, відбору і закачування газу у газосховища. Практична цінність роботи полягає в тому, що встановлені емпіричні залежності дають змогу визначити швидкість коливань елемента колони на потрібній глибині. Такий спосіб дослідження може бути досить ефективним при визначенні динамічних навантажень та спричинених ними втомних напружень, що виникають в різьбових з'єднаннях труб, які, як свідчить практика, є найбільш уразливими місцями як бурильної колони, так і колони НКТ. Встановлені емпіричні залежності можуть служити своєрідною теоретичною основою для системного дослідження нелінійних коливань трубних колон при різних технологі-



чних режимах, а також проведення розрахунків елементів колон на міцність та довговічність.

Література

- 1 Голосков Е.Г. Нестационарные колебания деформируемых систем / Е.Г. Голосков, А.П. Филиппов. – Киев: Наукова думка, 1977. – 339 с.
- 2 Pukach P. Ya. On the unboundedness of a solution of the mixed problem for nonlinear evolution equation at a finite time / P.Ya. Pukach // Nonlinear Oscillations. – 2012. – Vol. 14, Is. 3. – P. 369-378.
- 3 Советов В.Я. Моделирование систем: Практикум / В.Я. Советов. – М.: Высшая школа, 2003. – 295 с.
- 4 Рыжиков Ю.И. Имитационное моделирование / Ю.И. Рыжиков. – М.: Логос, 2003. – 357 с.
- 5 Огородников П.И. Вибросостояние буровой колонны в процессе углубления скважины / П.И. Огородников, Н.А. Реймерс. – Ивано-Франковск, ИФИНГ, 1986. – Деп. в УкрНИИНТИ, 14.07.86. – 11с.
- 6 Балицкий В.П. Экспериментальные исследования высокочастотных продольных колебаний буровой колонны / В.П. Балицкий // РНТС “Машины и нефтяное оборудование”. – М.: ВНИИОЭНГ, 1979. – №11. – С.9-11.
- 7 Савула С. Ф. Экспериментальні дослідження динаміки ліфтових колон підземного сховища газу / С.Ф. Савула, Є.В. Харченко, А.О. Кичма // машинознавство. – 2006. – № 6. – С. 30-34.
- 8 Способ передачи информации по колонне буровых труб и устройство для его осуществления. Патент №3837223. США, МКИ Е 21в, 47/12, № 363.784: заявл. 24.05.1973; опубл. 24.09.1974, том 926, №4.

9 Добрынин С.А. Методы автоматизированного исследования вибрации машин. Справочник / С.А. Добрынин, М.С. Фельдман, Г.И. Фирсов. – М.: Машиностроение, 1987. – 224 с.

10 Кадымов Я.Б. К вопросу аппроксимации передаточной функции колонны бурильных труб / Я.Б. Кадымов, Б.И. Иовнович // Нефть и газ. – 1977. – № 2. – С. 81-84.

11 Пантелеев А.В. Теория управления в примерах и задачах / А.В. Пантелеев, А.С. Бортакоский. – М.: Высшая школа, 2003. – 583с.

12 Гриджук Я.С. Моделювання поздовжніх коливань бурильної колони в середовищі MapleSim / Я.С. Гриджук // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: X Міжнародна науково-технічна конференція "Вібрації в техніці та технологіях", 11-13 жовтня 2011р.: Укр. міжвід. наук.-тех. зб. – Львів, 2011. – № 45 – С. 31-37.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
21.08.15*

*Рекомендована до друку
професором **Івасівим В.М.**
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
канд. техн. наук **Григорашем В.В.**
(НДПІ ПАТ «Укрнафта», м. Івано-Франківськ)*