Фізико-технічні проблеми видобування енергоносіїв

УДК 622.24.058

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ МІЖ НАПРУЖЕННЯМИ В ЕЛЕМЕНТАХ БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ ТА ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ЙОГО КОЛИВАЛЬНОГО РУХУ

Я.С. Гриджук, А.В. Андрусяк, М.В. Кичма

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15; тел. (0342) 717967;
e-mail: jaroslav.gridzhuk@gmail.com

На бурильну колону та породоруйнівний інструмент в процесі їх експлуатації діють статичні та динамічні навантаження, в тому числі і вібраційні. На підставі багаторічного досвіду експлуатації бурильних колон, теоретичних та експериментальних досліджень встановлено, що руйнування конструктивних елементів бурильної колони під дією вібраційного навантаження має втомний характер. В зв'язку з цим актуальною є проблема визначення напружень, які виникають в елементах бурильної колони під час її вібрації. Адекватна оцінка максимальних пікових напружень дасть можливість прогнозувати появу резонансних режимів, експлуатація бурильного інструменту на яких є неприпустимою.

Запропоновано основні аналітичні залежності для оцінки одновісного напруженого стану елементів бурильної колони, які працюють в умовах вібраційного навантажування. З метою перевірки запропонованих залежностей у відповідній послідовності проведено експериментальні дослідження в стендових умовах.

Ключові слова: бурильна колона, коливання, вібрація, напруження.

На бурильную колонну и породоразрушающий инструмент в процессе их эксплуатации воздействуют статические и динамические нагрузки, в том числе и вибрационные. На основании многолетнего опыта эксплуатации бурильных колонн, теоретических и экспериментальных исследований установлено, что разрушение конструктивных элементов бурильной колонны под воздействием вибрационной нагрузки имеет усталостный характер. В связи с этим актуальной является проблема определения напряжений, возникающих в элементах бурильной колонны при ее вибрации. Адекватная оценка максимальных пиковых напряжений позволит прогнозировать появление резонансных режимов, эксплуатация бурильного инструмента на которых недопустима.

Предложены основные аналитические зависимости для оценки одноосного напряженного состояния элементов бурильной колонны, работающих в условиях вибрационной нагрузки. С целью проверки предложенных зависимостей в соответствующей последовательности проведены экспериментальные исследования в стендовых условиях.

Ключевые слова: бурильная колонна, колебания, вибрация, напряжение.

In the course of the operation, static and dynamic loads, including the vibratory loads are applied on a drill string and a rock-destruction tool. On the basis of long-term operating experience of drill columns, theoretical and experimental researches, it was proved that destruction of constructive elements of a drill column under the influence of a vibratory load is of fatigue nature. Because of this, there is an urgent problem to define the stresses which arise in the elements of a drill column during its vibration. The adequate evaluation of the maximum peaked stresses will give the chance to forecast the emersion of resonant modes, drilling tool operation in which is impossible.

In the article the basic analytical dependences for the evaluation of a single-axle stressed state of the elements of a drill column that work in the condition of a vibratory load are offered. In order to check the offered dependences in the respective succession, experimental researches in test bed conditions are held.

Keywords: drill string, oscillating motion, vibration, stress.

Вступ

Бурильний інструмент здійснює складні коливальні рухи під дією випадкових силових збурень. Сприйняття бурильним інструментом силового збурення, що викликає вібрації, характеризується його вібронавантаженістю, пара-

метрами якої є вібропришвидшення, віброшвидкість та вібропереміщення. Реакція бурильної колони на впливи, зумовлені випадковими збуреннями і вібраціями, оцінюється в залежності від їхньої інтенсивності, частоти, напрямку і часу. Вібрації вибійного двигуна і бурильної колони, що збуджуються шарошковим долотом, створюють динамічні сили, що підвищують інтенсивність руйнування породи, але одночасно зменшують міцність і довговічність елементів бурильної колони, шарошкових доліт, прискорюють спрацювання і руйнування вибійних двигунів при бурінні турбо- та електробуром; зменшують величину моменту, переданого бурильною колоною при роторному бурінні, тобто знижують її енергопровідність; сприяють утворенню в стовбурі свердловини каверн і жолобоподібних вироблень, що призводить до погіршення показників буріння.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

Результатами теоретичних досліджень [1, 2, 3, 4] встановлено, що умовою виникнення поздовжніх автоколивань бурильного інструменту, викликаних крутильними, є рівність власних частот будь-якої гармоніки крутильних і будь-якої гармоніки поздовжніх коливань. В зв'язку з цим можливим є часткове моделювання в стендових умовах процесу поздовжніх автоколивань бурильного інструменту як механічної системи із зосередженими параметрами. Система подібного типу вперше застосована в роботах [5, 6] для вивчення поздовжніх коливань тришарошкових доліт та формування нерівних вибоїв при розбурюванні анізотропних порід.

Під час коливань бурильної колони на її елементи, крім статичного навантаження, діють і динамічні навантаження, що є причиною появи в поперечних перерізах змінних динамічних напружень. Для визначення динамічного навантаження авторами [2] розглянуто три схеми хвильових процесів, що виникають в бурильній колоні при різних характерах сил опору руху та їх механічні аналоги. В роботах [7, 8] авторами досліджено динамічні режими коливальної системи "бурильна колона – долото – вибій" на основі математичних моделей поздовжніх коливань при бурінні тришарошковими долотами.

На основі аналізу відмов бурильних колон, що відбуваються внаслідок вібрації [9, 10], випливає, що найбільша частка таких відмов пов'язана з ослабленням та руйнуванням різьбових з'єднань. Втомне руйнування замкових різьбових з'єднань бурильних колон в умовах інтенсивних вібрацій, як правило, відбувається в елементах КНБК під дією амплітуд напружень, близьких до границі витривалості.

Висвітлення проблеми і основні результати досліджень

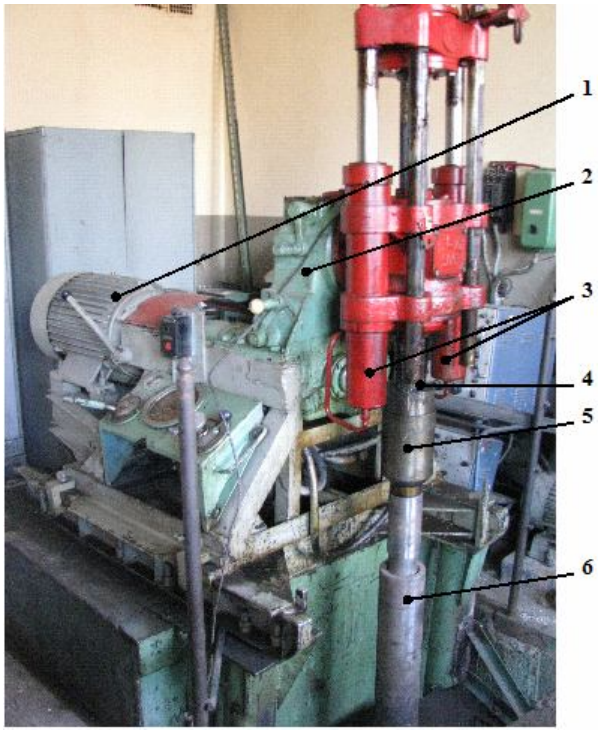
Відомо [1 - 4], що найбільш енергоємні при роторному бурінні інтенсивні поздовжні коливання бурильного інструменту є причиною виникнення випадкових динамічних напружень в елементах КНБК. Завданням стендових досліджень було визначення таких напружень в умовах інтенсивних вібрацій та дослідження залежності між цими напруженнями та віброшвидкістю коливань.

З цією метою для проведення експерименту використано буровий стенд (рис. 1), виконаний на базі бурового верстата СБА-500 з такими основними технічними характеристиками:

– осьове навантаження на долото: 0…42 кН;

– частота обертання шпинделя: 82, 131, 188, 285, 470, 680 об/хв;

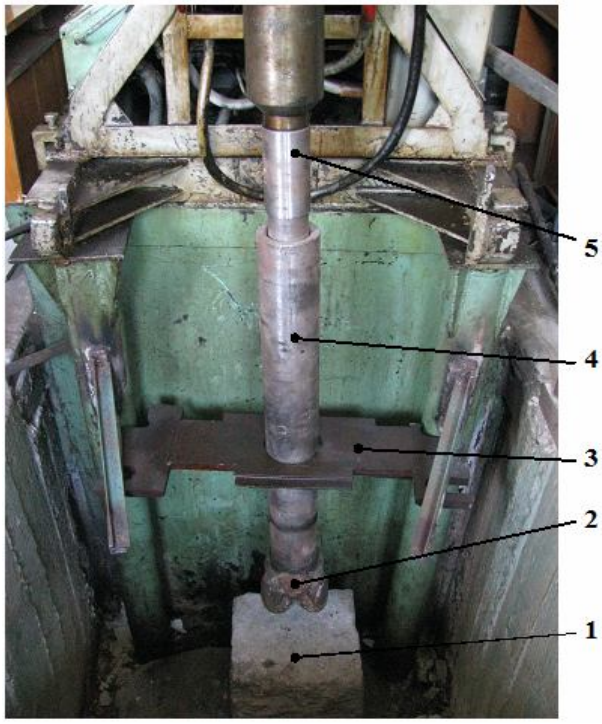
– витрата промивної рідини: 0…7 л/с.



1 – електродвигун; 2 – коробка передач; 3 – гідроциліндри для підіймання та опускання бурильного інструменту; 4 – обертач; 5 – шпиндель обертача; 6 – бурильний інструмент

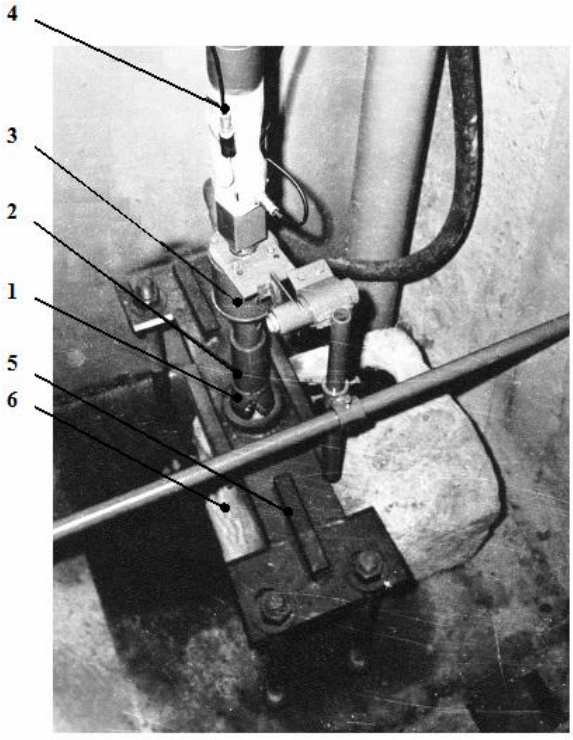
Рисунок 1 – Загальний вигляд бурового стенда СБА-500

Експеримент проводився з використанням бурильного інструменту двох компоновок. Компоновка №1 (рис. 2): долото III-190,5 МС-ГНR64 (навантаження на долото 11-20 тс, частота обертання 80-400 об/хв, маса 30 кг, середня кількість зубців на периферійному вінці шарошки $z_{ср} = 18$; кількість шарошок $m = 3$); ОБТ-146 довжиною 1 м, масою 102 кг; перевідник масою 12 кг. Компоновка №2 (рис. 3): долото III-112 С-ЦВ (навантаження на долото 5 тс, частота обертання 80-400 об/хв, маса 5 кг, середня кількість зубців на периферійному вінці шарошки $z_{ср} = 14$; кількість шарошок $m = 3$); СБТ-89 довжиною 1 м, масою 18 кг; перевідник масою 8 кг.



1 – цементний камінь;
2 – долото ІІІ-190,5 МС-ГНR64;
3 – центруюча плита; 4 – труба ОБТ-146;
5 – перевідник

Рисунок 2 – Загальний вигляд бурильного інструменту стенда



1 – долото; 2 – наддолотний первідник;
3 – ветрлюг; 4 – бурильна труба зі встановленими давачами; 5 – центруюча плита;
6 – цементний камінь

Рисунок 3 – Компоновка бурильного інструменту для дослідження осьової вібрації та осьового навантаження

В ході експерименту під дією статичного навантаження на долото $P_c = 30$ кН розбурювався штучний вибій – цементний камінь розміром 1×1×0,5 м. Промивання долота від вибуреної породи проводилось за допомогою насоса СВН-25/20 (подача – 25 м^3/год, напір – 20 м, потужність – 4 кВт, частота обертання вала насоса – 1500 об/хв).

Для розробки моделі поздовжніх коливань бурильного інструменту стенда (рис. 2) приймаємо деякі припущення: маси долота m_1 і труби m_2 – точкові; різьбові з'єднання системи "долото – бурильна труба – перевідник" моделюємо пружно-демпферними елементами з жорсткостями k_1 і k_2 та коефіцієнтами демпфування α_1 і α_2. Деформацією тіл, масами пружин і демпферів, а також зміною енергії коливальної системи та дією виштовхувальної сили промивальної рідини нехтуємо. Такі припущення є зручними для більшої простоти дослідження коливань системи.

Тоді коливальна система ідеалізується до консервативної, і її рух можна описати диференціальними рівняннями Лагранжа 2-го роду із частковими похідними [11]. Кінетичну енергію механічної системи тіл (рис. 4), що здійснюють зворотно-поступальні рухи, подамо сумою кінетичних енергій тіл системи:

$$T = \frac{m_1 V_1^2}{2} + \frac{m_2 V_2^2}{2}. \qquad (1)$$

де $V_1 = \dot{x}_1$; $V_2 = \dot{x}_2$ – швидкості коливань тіл системи.

Потенціальну енергію системи подамо сумою потенціальної енергії сил ваги і потенціальної енергії двох пружин:

$$П = \frac{k_1 (x_2 - x_1)^2}{2} + \frac{k_2 x_2^2}{2} - \qquad (2)$$
$$- (m_1 g + k_1 \lambda_1) x_1 - (m_2 g - k_1 \lambda_1 - k_2 \lambda_2) x_2 ,$$

де λ_1, λ_2 – статичні деформації пружин.

Для потенціальної консервативної системи в положенні рівноваги при $x_1 = x_2 = 0$ повинні виконуватись наступні умови:

$$\left(\frac{\partial П}{\partial x_1}\right)_{x1=0} = 0,$$

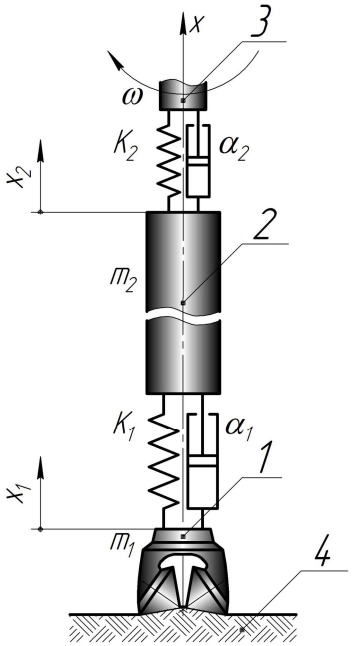
$$\left(\frac{\partial П}{\partial x_2}\right)_{x2=0} = 0,$$

тобто

$$\left(\frac{\partial П}{\partial x_1}\right)_{x1=0} = (m_1 g + k_1 \lambda_1) = 0,$$
$$\left(\frac{\partial П}{\partial x_2}\right)_{x2=0} = (m_2 g - k_1 \lambda_1 - k_2 \lambda_2) = 0. \qquad (3)$$

Тоді потенціальна енергія системи:

$$П = \frac{k_1 (x_2 - x_1)^2}{2} + \frac{k_2 x_2^2}{2}. \qquad (4)$$



1 – долото; 2 – труба ОБТ-146; 3 – перевідник для з'єднання з шпинделем обертача; 4 – вибій;
m_1 і m_2 – маса долота і труби відповідно;
x_1 і x_2 – зміщення долота і труби відповідно;
k_1 і k_2 – жорсткості різьбових з'єднань;
α_1 і α_2 – коефіцієнти демпфування різьбових з'єднань

Рисунок 4 – Динамічна модель бурильного інструменту стенда

Диференціальні рівняння Лагранжа 2-го роду набудуть вигляду:

$$\begin{cases} \dfrac{d}{dt}\left(\dfrac{\partial T}{\partial \dot{x}_1}\right) - \dfrac{\partial T}{\partial x_1} = -\dfrac{\partial П}{\partial x_1} - Q_1^* - Q_{зб}, \\ \dfrac{d}{dt}\left(\dfrac{\partial T}{\partial \dot{x}_2}\right) - \dfrac{\partial T}{\partial x_2} = -\dfrac{\partial П}{\partial x_2} - Q_2^*. \end{cases} \quad (5)$$

Узагальнені сили, що діють на механічну систему:

$Q_{зб} = P(t)$ – збурююча сила;

$Q_1^* = \alpha_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)$, $Q_2^* = -\alpha_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)$ – дисипативні сили, що діють на тіла системи 1 і 2 відповідно.

Проведемо наступні перетворення:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} = m_1\dot{x}_1;\ \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1}\right) = m_1\ddot{x}_1;\ \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} = \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} = 0;$$

$$\frac{\partial П}{\partial \dot{x}_1} = -k_1(x_2 - x_1);$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} = m_2\dot{x}_2;\ \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2}\right) = m_2\ddot{x}_2;$$

$$\frac{\partial П}{\partial \dot{x}_2} = -k_1x_1 + (k_1 + k_2)x_2.$$

З урахуванням виразів (1) – (4) та проведених перетворень систему рівнянь (5) запишемо в такому вигляді:

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + k_1x_1 - k_1x_2 - \alpha_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = P(t), \\ m_2\ddot{x}_2 - k_1x_1 + \alpha_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + (k_1 + k_2)x_2 = 0. \end{cases} \quad (6)$$

Оскільки частота власних коливань такої системи буде доволі малою, то загальним розв'язком системи (6) можемо знехтувати. Вважаючи, що коливання бурильного інструменту будуть відбуватися з явно вираженою періодичною складовою $P(t) = P\sin(2\pi ft)$, частковий розв'язок системи (6) можна подати так:

$$x = A\sin(2\pi ft),$$

де A, f – відповідно амплітуда та частота вимушених коливань.

Процес двохкомпонентного навантажування бурильного інструменту можна охарактеризувати двома складовими навантаження на долото: зубкової, частота $f_з$ зміни якої відповідає частоті проникнення зубців шарошок долота в породу, ґрунтової, частота $f_г$ зміни якої відповідає частоті коливання долота при перекочуванні по нерівному вибою. Згідно [5, 6, 7] зубкову та ґрунтову частоти вимушених коливань бурильного інструменту можна визначити за формулами відповідно:

$$f_з = \frac{z_{ср} \cdot n_Д \cdot D}{60d}; \quad (7)$$

$$f_{гр} = \frac{k \cdot m \cdot n_Д}{60}, \quad (8)$$

де $z_{ср}$ – середнє число зубців на периферійному вінці шарошки;

D – діаметр долота;

d – діаметр периферійного вінця шарошки ($D/d = 1{,}6$);

$n_Д$ – частота обертання долота;

$k = 1,2,3,...$ – кратність числа "ямок" на вибої відносно числа шарошок долота, за максимальних амплітуд коливання приймається $k = 1$;

m – число шарошок долота.

Для подальших досліджень амплітуду поздовжніх зубкових вібрацій долота $A_з$ при перекочуванні шарошок по абсолютно твердому вибою згідно [7], теоретично можна оцінити таким чином:

$$A_з = d\sin^2\left(\frac{\pi}{2z}\right) \approx \left(\frac{\pi}{z}\right)^2 \frac{D}{6{,}4} = \left(\frac{3{,}14}{18}\right)^2 \frac{0{,}1905}{6{,}4} = 0{,}00091 \text{ м}. \quad (9)$$

Оскільки цементний камінь є твердою породою, керуючись рекомендаціями [1, 5, 7] амплітуду ґрунтових коливань можна прийняти $A_г \le 3$ мм.

Приймаючи переміщення елементів компоновки однаковими, тобто $x_1 = x_2 = x$ бігармонічний процес двокомпонентного навантажування

жування бурильного інструменту з достатньою точністю можна описати функцією переміщення:

$$x = A_з \cdot sin(2\pi f_з t) + A_г \cdot sin(2\pi f_г t). \quad (10)$$

Диференціюючи залежність (10) за часом, отримуємо функцію швидкості поздовжніх коливань:

$$\dot{x} = V = \\ = 2\pi \cdot (A_з \cdot f_з \cdot \cos(2\pi f_з t) + A_г \cdot f_г \cdot \cos(2\pi f_г t)). \quad (11)$$

У випадку досягнення максимальної швидкості коливань, тобто при умові $cos(2\pi f_г t) = cos(2\pi f_з t) = 1$ з врахуванням залежностей (7) та (8) із (11) отримуємо:

$$V_{max} = \frac{\pi n_Д}{30}\left(A_з \cdot z_{ср}\frac{D}{d} + A_г \cdot k \cdot m\right). \quad (12)$$

На основі теоретичних досліджень, проведеними в [12], встановлено, що осьове середньоквадратичне напруження у пружному елементі прямопропорційне середньоквадратичній відносній віброшвидкості елемента і не залежить від конструкції пружного елемента:

$$\sigma_{осср} \sim \sqrt{\rho E} \cdot V_{ср},$$

де ρ – густина матеріалу бурильних труб;

E – модуль пружності матеріалу бурильних труб;

$V_{ср}$ – середньоквадратичне значення відносної віброшвидкості.

Для оцінки міцності та довговічності крім середньоквадратичних важливими є максимальні напруження, які згідно [12] можна визначити наступним чином:

$$\sigma_{ос\,max} = A\sqrt{\rho E} \cdot V_{max}, \quad (13)$$

де V_{max} – максимальна амплітуда відносної віброшвидкості;

A – коефіцієнт, який враховує розподіл амплітуд напружень і відносних віброшвидкостей по об'єму пружного елемента (для трубчастого перерізу стрижня $A = 1{,}41$).

Підставивши (12) у (13), максимальні динамічні напруження в елементах бурильного інструменту від дії випадкових вібраційних навантажень подамо як функцію частоти обертання долота:

$$\sigma_{Д\,max} = \frac{\pi n_Д}{30}\left(A_з \cdot z_{ср}\frac{D}{d} + A_г \cdot k \cdot m\right)\sqrt{\rho E} \cdot A. \quad (14)$$

Для перевірки достовірності залежності (14) проведено дослідження одновісного напруженого стану бурильного інструменту з компоновкою №2, зображеної на рисунку 3. Для вимірювання осьового навантаження використовувались тензодавачі типу 2ПКБ-100ГБ з такими характеристиками: опір - 198,00-198,49 Ом, ЕРС - не більше ±3000 мкВ/м, сила струму - не більше 22 мА. Тензодавачі наклеювались на зовнішню сторону бурильної труби. Під дією осьового навантаження деформація тензодавачів зумовлювала зміну напруги, яка у вигляді аналогового сигналу реєструвалася приладом ИДЦ-1. Вібрацію реєстрували акселерометром АНС-15. Реєстрація осьового навантаження та вібрації проводилась короткими інтервалами до 4 с (рис. 5, рис. 6). При обробці даних вимірювання крім пікових значень (ПІК) визначались і середньоквадратичні значення (СКЗ) даних, які враховують випадковий розвиток високочастотних коливань. Цементний камінь розбурювався під дією статичного осьового навантаження $P_C = 30$ кН на чотирьох передачах, що відповідають частотам обертання долота 82, 131, 188 і 285 об/хв. На п'ятій та шостій передачах, що відповідають великим частотам обертання долота 470 і 680 об/хв експеримент не проводився з двох причин. По-перше, з метою недопущення можливої відмови долота, оскільки рекомендована максимальна частота його обертання становить 400 об/хв. По-друге, при високих частотах обертання бурильного інструменту під навантаженням спостерігалися резонансні вібрації вузла для створення навантажень. Тому для частот 470 і 680 об/хв величина осьового навантаження та напруження визначалися теоретично.

Вимірювання експериментальних даних з використанням вказаних давачів проводилося у відповідності із положеннями, наведеними у [13]. За отриманими експериментальними даними динамічні напруження та осьова динамічна сила $P_Д$ визначались за формулами відповідно:

$$\sigma_Д = \varepsilon E; \quad (15)$$

$$P_Д = \sigma_Д F, \quad (16)$$

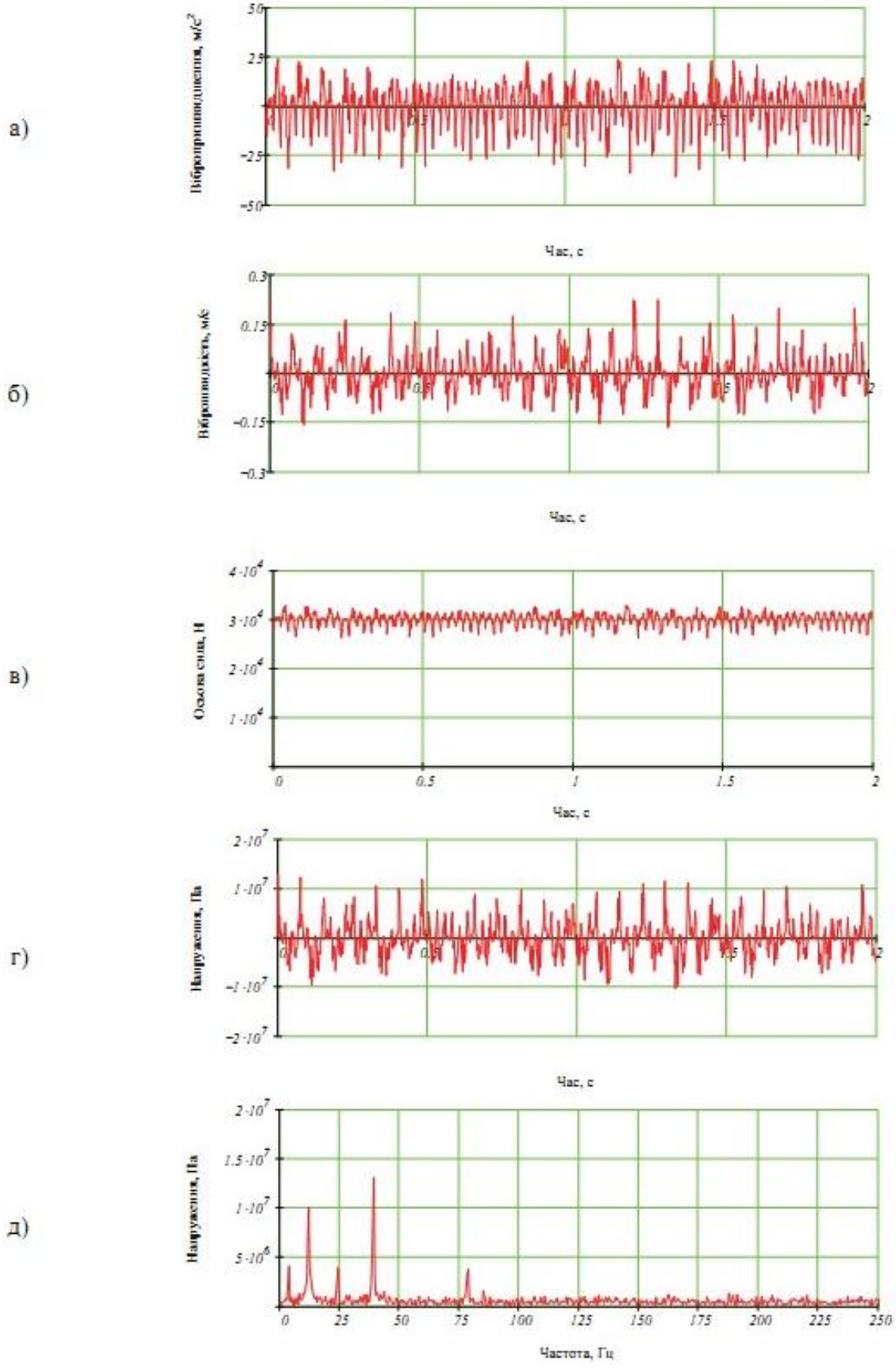
де ε – відносна деформація;

F – площа поперечного перерізу бурильної колони.

Максимальні значення динамічної сили $P_{Д\,max}$ визначалися за максимальними напруженнями $\sigma_{Д\,max}$, значення яких наведені в таблиці 1.

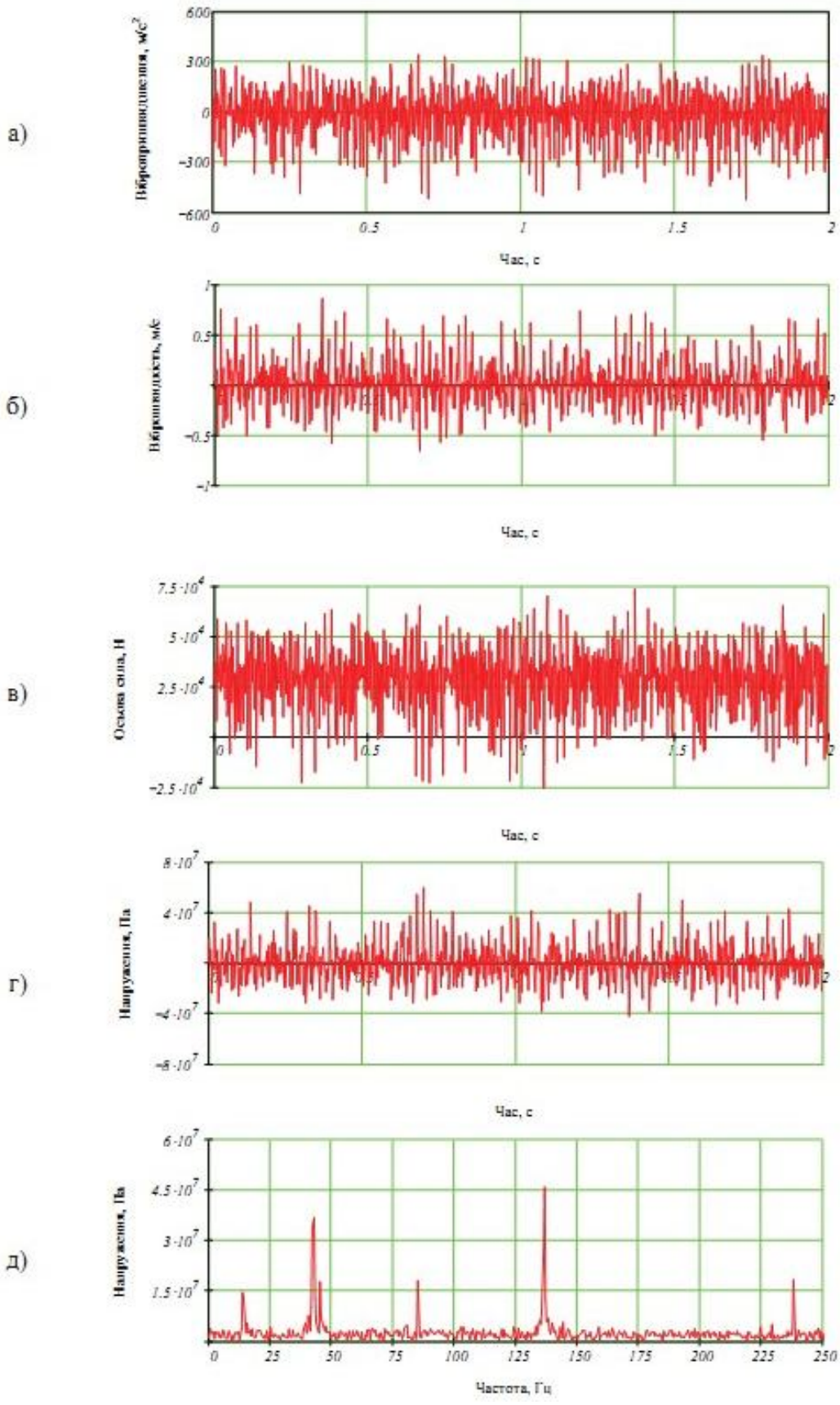
Для кількісної оцінки амплітуд напружень з врахуванням рекомендацій [14] проведено спектральну обробку вібросигналів (рис. 5 та рис. 6). Така процедура включала в себе виконання наступних етапів: розрахунок інформативних частот, їх гармонік та субгармонік (кратних 1/2, 1/3 частоти обертання долота) і формування з них множини; обчислення спектра вібросигналу з допомогою прямого дискретного перетворення Фур'є; обчислення амплітуди спектра; виділення зі спектра строгих максимумів; вибір із спектра інформативних частот з ненульовою амплітудою; аналіз амплітуд та частот спектра.

На графіках, зображених на рисунку 7, точками вказано напруження, отримані експериментальним шляхом (формула 14), пунктиром вказано напруження, отримані аналітично за формулою (14). Як видно з побудованих графіків (рис. 7), значення динамічних напружень, отриманих під час експерименту двома способами, практично співпадають (відхилення менше 10 %). Даний факт підтверджує адекватність залежностей (14) і (15) та відповідність результатів, отриманих експериментально та теоретично за даними натурного експерименту.



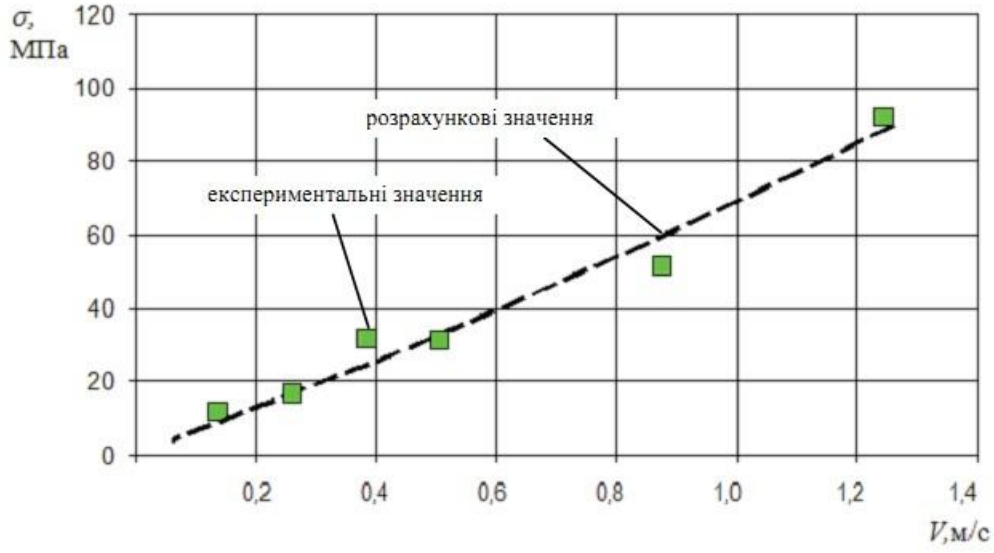
а) вібропришвидшення; б) віброшвидкість; в) осьова сила;
г) динамічне напруження; д) Фур'є-спектр напруження

Рисунок 5 – Процедура обробки вібросигналу (n=82 об/хв)

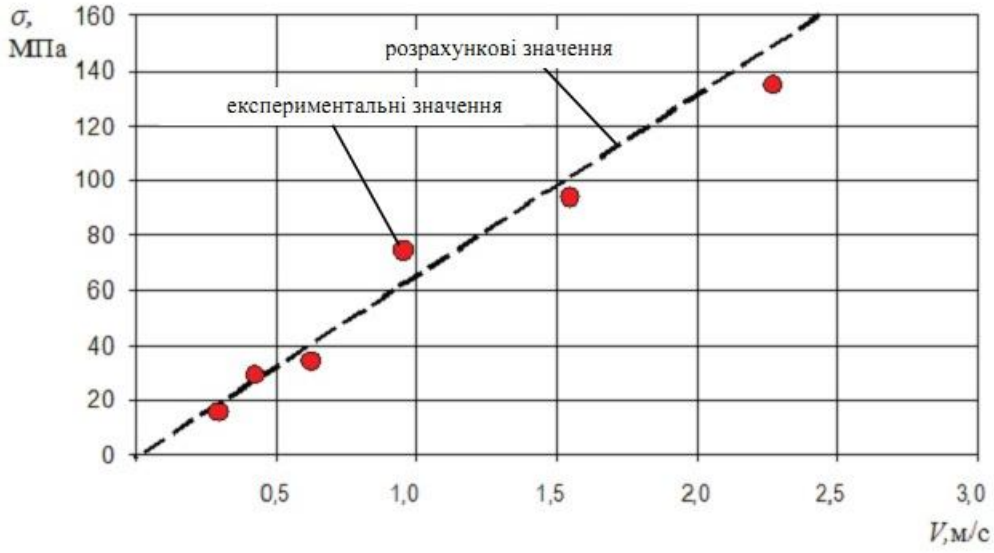


а) вібропришвидшення; б) віброшвидкість; в) осьова сила;
г) динамічне напруження; д) Фур'є-спектр напруження

Рисунок 6 – Процедура обробки вібросигналу (n=285 об/хв)



а)



б)

Рисунок 7 – Графічні залежності середньоквадратичних (а) та пікових (б) значень динамічних напружень від віброшвидості

Таблиця 1 – Результати експериментальних досліджень залежності між напруженнями та осьовою віброшвидкістю бурильного інструменту стенда

Назва параметра		Передача					
		1	2	3	4	5	6
Частота обертання долота, об/хв		82	131	188	285	470	680
СКЗ	Динамічна сила, кН	34,8	55,6	79,8	120,8	199,6	288,6
	Віброшвидкість, м/с	0,143	0,228	0,327	0,496	0,819	1,184
	Динамічні напруження, МПа	10,5	16,8	24,1	36,5	60,3	87,2
ШК	Динамічна сила, кН	61,6	84,0	103,6	236,9	305,8	449,8
	Віброшвидкість, м/с	0,253	0,346	0,426	0,809	1,514	2,253
	Динамічні напруження, МПа	18,6	25,4	31,3	71,6	92,4	135,9

Висновки

При дослідженні динаміки бурильного інструменту встановлено взаємозв'язок між динамічними напруженнями, що виникають в перерізах його елементів, та швидкістю його коливань. Запропоновано аналітичну залежність між напруженням та параметрами вібрації елементів бурильної колони, яку підтверджено теоретико-експериментальними дослідженнями, розбіжність між якими становить не більше 10 %. Запропоновану залежність в подальшому можна застосовувати для визначення максимальних значень напружень та забезпечення безаварійного процесу роботи бурильного інструменту в умовах вібраційного навантажування. З іншого боку, правильна оцінка максимальних пікових напружень дасть можливість прогнозувати появу резонансних режимів, експлуатація бурильного інструменту на яких є неприпустимою.

Література

1 Балицкий П.В. Взаимодействие бурильной колонны с забоем скважины / П.В. Балицкий. – М.: Недра, 1975. – 293 с.

2 Симонов В.В. Влияние колебательных процессов на работу бурильного инструмента / В.В. Симонов, Е.К. Юнин. – М.: Недра, 1977. – 216 с.

3 Огороднiков П.І. Хвильові процеси у бурильній колоні як гнучкій системі / П.І. Огороднiков, В.М. Світлицький, Б.М. Малярчук // Нафтова і газова промисловість. – 2010. – № 3. – С. 16-19.

4 Султанов Б.З. Работа бурильной колонны в скважине / Б.З. Султанов, Е.И. Ишемгужин, Н.Х. Шаммасов, В.Н. Сорокин. – М.: Недра, 1973. – 216 с.

5 Санников Р.Х. Вынужденные продольные колебания бурильного инструмента с учетом хрупкого разрушения забоя / Р.Х. Санников, М.Р. Мавлютов // Нефть и газ. – 1972. – №3. – С. 25-30.

6 Симонов В.В. Работа шарошечных долот и их совершенствование / В.В. Симонов, В.Г. Выскребцов. – М.: Недра, 1975. – 240 с.

7 Симонянц Л.Е. Разрушение горных пород и рациональная характеристика двигателей для бурения / Л.Е. Симонянц. – М.: Недра, 1966. – 227с.

8 R.I. Leine, D.H. van Campen, W. J. G. Keultjes. Stick-slip Whirl Interaction in Drillstring Dynamics. Journal of Vibration and Acoustics APRIL 2002, Vol. 124 O 219.

9 O. Vaisberg, O. Vinck.e, G. Perrin, J. P. Sarda, and J. B. Fa.y. Fatigue of drillstring: State of art. Oil and Gas Science and Technoogy, 57(1): 7–37, 2002.

10 A. Baryshnikov, M. Beghini, L. Bertini, and W. Rosellini. Fatigue strength of conical threaded connection. Congresso AIAS XXX, In Italian, 2001.

11 Павловський М.А. Теоретична механіка: підручник / М.А. Павловський. – К.: Техніка, 2002. – 512 с.

12 Балюк Б.К. Вибрационная прочность двигателей внутреннего сгорания / Б.К. Балюк. – К.: Наукова думка, 1983. – 104 с.

13 Руководство по методике электромеханических измерений с применением датчиков активного сопротивления. – М.: Госстрой СССР, лаборатория измерительной техники НИИЖБ, 1965. – 86 с.

14 Марпл С.Л.-мл. Цифровой спектральный анализ и его приложения / С.Л. Марал-мл. – М: Мир, 1990. – 584 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії 29.04.14
Рекомендована до друку професором ***Івасівим В.М.*** *(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ) канд. техн. наук* ***Соболевським Я.Ю.*** *(НДПІ ПАТ «Укрнафта», м. Івано-Франківськ)*