



Лисканич М. В.

Гриджук Я. С.

Андрусак А. В.

Лисканич О. М.

*Івано-Франківський  
національний  
технічний університет  
нафти і газу*

Lyskanych M. V.

Grydzhuk Y. S.

Andrusyak A. V.

Lyskanych O. M.

*Ivano-Frankivsk National  
Technical University of  
Oil and Gas*

УДК 622.24.058

## КРИТЕРІЙ БЕЗПЕЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ПРИ ВИПАДКОВОМУ ВІБРАЦІЙНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

На бурильну колону в процесі її експлуатації діють різні види навантажень, 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 встановлення критеріїв, користуючись якими можна було б створити безпечні умови експлуатації елементів бурильної колони під час її вібрації. У статті запропоновано аналітичні залежності для оцінки граничної віброшвидкості елементів бурильної колони в умовах випадкового вібраційного навантаження та приведено результати їх практичного застосування в інженерних розрахунках при спорудженні свердловини.

**Ключові слова:** бурильна колона, бурильна труба, різьбове з'єднання, вібрація, віброшвидкість, напруження.

**Постановка проблеми.** Вібрації є одними з найбільш розповсюджених навантажень, що обмежують надійність бурового обладнання [1, 2, 3]. Віброактивність бурильної колони залежить від безлічі конструктивних, технологічних і експлуатаційних факторів [4, 5] і може слугити одним з основних показників її надійності. Щоб встановити рівень віброактивності бурильної колони необхідно науково обґрунтувати критерії оцінки її технічного стану за вібраційними параметрами. Для обґрунтування одного з таких критеріїв виходячи з позиції втомності [6], автори [7] скористалися запропонованим у [8] способом оцінювання впливу вібрації на міцність бурильної колони, яку можна оцінити за максимальним значенням відносної віброшвидкості. При цьому, за пікові або граничні значення віброшвидкості елементів прийняті такі значення, перевищення яких можуть стати причиною виходу з ладу всієї бурильної колони під дією вібрації [9].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Максимальну величину віброшвидкості елемента бурильної колони за максимальними осьовими напруженнями виходячи із [8] можна визначити так:

$$V_{\max} = \frac{\sigma_{\max}}{A\sqrt{\rho E}}, \quad (1)$$

де  $\sigma_{\max}$  – максимальні осьові напруження в елементі бурильної колони;  $A$  – коефіцієнт, який враховує розподіл амплітуд напружень і відносних віброшвидкостей по об'єму пружного елемента колони;  $\rho$  – густина матеріалу бурильної труби;  $E$  – модуль пружності матеріалу бурильної труби.

При розрахунках на втому елементів бурильної колони за границями їх витривалості [10] гранично допустима величина віброшвидкості визначається наступним чином:

- для елементів компоновки низу бурильної колони (КНБК):

$$[V] = \frac{\sigma_{-1} \cdot k_H}{A\sqrt{\rho E} \cdot k_D}; \quad (2)$$

- для елементів колони бурильних труб:

$$[V] = \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_B}\right) \frac{\sigma_{-1} \cdot k_H}{A\sqrt{\rho E} \cdot k_D}, \quad (3)$$



де  $\sigma_{-1}$  – границя витривалості елементу бурильної колони;  $\sigma_B$  – границя міцності матеріалу елемента;  $\sigma_m$  – середнє робоче напруження в елементі;  $k_H$  – коефіцієнт надійності, який залежить від величини реальних крутних моментів згвинчування різьбових з'єднань (для оптимально згвинчених різьбових з'єднань  $k_H = 1$ );  $k_D$  – коефіцієнт динамічності, який залежить від відносної концентрації напруження по об'єму конструкції і типу вібрації (при інтенсивних вібраціях елементів КНБК  $k_D = 2 \div 3$ ).

Як величину, яка просто і досить повно характеризує вібраційний стан бурильної колони, згідно [11] рекомендується використовувати середньоквадратичне значення віброшвидкості у динамічному діапазоні частот від 1 до 1000 Гц. Динамічний діапазон характеризує діапазон рівнів вібраційного сигналу, які можуть спостерігатися в одній реалізації і визначається як відношення максимального (допустимого) рівня сигналу (при відсутності нелінійних спотворень) до нульового порогу [11]. Оскільки рівень сигналу змінюється в широких межах, то слід користуватися величиною логарифмічного діапазону, виражаючи відносний логарифмічний рівень вібрації в децибелах:

$$L_V = 20 \lg \left( \frac{[V]}{V_0} \right), \quad (4)$$

де  $[V]$  – допустимий рівень віброшвидкості;  $V_0$  – нульовий поріг віброшвидкості (за даними стандарту ISO 10816  $V_0 = 10^{-8}$  м/с).

**Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми та формулювання мети дослідження.** Віброактивність визначається за найбільшим із виміряних середньоквадратичних значень віброшвидкості в заданих місцях і напрямках контролю вібрації. Для роторних машин [12] контроль вібрації здійснюється на підшипникових опорах у двох взаємно перпендикулярних поперечних і поздовжньому

напрямах відносно осі ротора. У двигунах внутрішнього згорання [8] контроль вібрації переважно здійснюється в місцях розташування основних функціональних вузлів і агрегатів двигуна. Для бурильної колони контроль вібрації слід здійснювати на замкових різьбових з'єднаннях КНБК, в перерізах яких можуть виникати великі динамічні напруження внаслідок дії великих змінних осьових та згинальних навантажень.

Великі динамічні навантаження, що діють на замкові різьбові з'єднання КНБК виникають внаслідок інтенсивних коливань бурильної колони [1 - 5]. Для визначення осьових динамічних навантажень авторами [2] розглянуті три випадки хвильових процесів, що виникають в бурильній колоні при різних характерах сил опору руху. При цьому сили опору подаються у вигляді дисипативної функції  $f(x, U, \partial U/\partial t)$ , яка залежить від координати  $x$  перерізу колони,  $U$  – переміщення перерізу колони з координатою  $x$ ,  $\partial U/\partial t = V(t)$  – швидкості руху перерізу колони з координатою  $x$ . Для трьох випадів хвильових процесів отримано аналітичні залежності для осьового навантаження на долото  $P_D$  як функції швидкості осьового переміщення корпусу долота  $V$ .

В першому випадку, коли дисипативна сила відсутня  $f(x, U, \partial U/\partial t) = 0$ , динамічна складова осьового навантаження має вигляд:

$$P_{D1} = \frac{EF}{a} V, \quad (5)$$

де  $F$  – площа поперечного перерізу бурильної колони;  $a = \sqrt{E/\rho}$  – швидкість поширення поздовжніх збурень в колоні.

В другому випадку сила опору приймається пропорційною швидкості переміщення  $f(x, U, \partial U/\partial t) = 2\mu V$ , при цьому динамічна складова осьового навантаження записується таким чином:

$$P_{D2} = \frac{EF}{a} \left[ \sqrt{\sqrt{\frac{1}{4} + \left(\frac{\mu}{\theta}\right)^2} + \frac{1}{2}V} + \sqrt{\sqrt{\frac{1}{4} + \left(\frac{\mu}{\theta}\right)^2} - \frac{1}{2}\sqrt{V_{max}^2 - V^2}} \right], \quad (6)$$



де  $\theta$  – кругова частота коливань бурильної колони;  $\mu$  – коефіцієнт тертя бурильної колони об стінки свердловини;  $V_{\max}$ ,  $V$  – відповідно максимальне та середньоквадратичне значення швидкості коливань.

В третьому випадку, коли сила опору підпорядковується закону Кулона - Амонтона при  $f(x, U, \partial U/\partial t) = f^0 \text{sign}(\partial U/\partial t)$ , динамічна складова осьового навантаження визначається за залежністю:

$$P_{D3} = \frac{EF}{a} \left[ V + \frac{2f^0}{\pi\theta} \sqrt{1 - \left( \frac{V}{V_{\max}} \right)^2} \right], (7)$$

де  $f^0 = \mu g \sin \alpha$  – дисипативний член;  $g$  – пришвидження вільного падіння;  $\alpha$  – кут відхилення осі свердловини від вертикалі (зенітний кут).

Крім напружень від дії осьового навантаження в перерізах бурильної колони важливими також є напруження згину, спричинені втратою колони прямолінійної форми при роторному бурінні внаслідок обертання колони навколо власної осі, або внаслідок викривлення осі свердловини. Згідно [13] максимальні напруження згину визначатимуться сумою двох складових:

$$\sigma_{z2 \max} = \sigma_{z2} + \Delta\sigma_{z2 \max}, (8)$$

де  $\sigma_{z2} = M_{z2}/W = EJ/RW$  – напруження згину, спричинені втратою прямолінійної форми внаслідок викривлення осі свердловини;  $R$  – радіус викривлення осі свердловини;  $\Delta\sigma_{z2 \max} = \Delta M_{z2 \max}/W$  – амплітуда максимального напруження згину, що виникає внаслідок дії максимального згинального моменту, спричиненого обертанням бурильної колони навколо власної осі і її вібрацією;  $W$  – момент опору поперечного перерізу бурильної колони;  $\Delta M_{z2 \max}$  – амплітуда змінного максимального згинального моменту.

За результатами теоретичних досліджень [13] амплітуда змінного максимального згинального моменту, як функція максимального динамічного навантаження на долото визначається за залежністю:

$$\Delta M_{z2 \max} = \frac{0,45 \delta P_{D \max} (2Q + P_{D \max})}{\frac{4\pi^2 EJ}{l_n^2} + \frac{ql_n^2 \omega^2 \pi^2}{2g} - Q}, (9)$$

де  $Q$  – осьове статичне навантаження на ділянку колони, для КНБК приймається рівним навантаженню на долото  $Q = Q_D$ ;  $l_n$  – довжина півхвилі прогнутої колони;  $\delta = (D - d)/2$  – стріла прогину бурильної колони;  $D$  – діаметр свердловини;  $d$  – зовнішній діаметр бурильної колони;  $\omega = \pi n_D / 30$  – кутова швидкість обертання колони;  $n_D$  – частота обертання долота;  $q$  – вага одного метра бурильної труби;  $g$  – пришвидження вільного падіння.

Зважаючи на особливості втомного пошкодження і руйнування бурильних труб, техніко-технологічні та гірничо-геологічні умови буріння свердловин, а також враховуючи особливості режиму буріння, компоновки бурильної колони і конструкції свердловини за критерій безпечної експлуатації бурильної колони в умовах випадкового вібраційного навантажування пропонується прийняти граничну віброшвидкість елементів КНБК.

#### Основні результати дослідження.

Виходячи з розрахунку на втому за коефіцієнтами запасу міцності, виразимо максимальні напруження згину через границю витривалості різьбового з'єднання:

$$\sigma_{z2 \max} \leq \frac{\sigma_{-1}}{n}, \text{ або } \frac{M_{z2 \max}}{W} \leq \frac{M_{-1}\beta}{W}, (10)$$

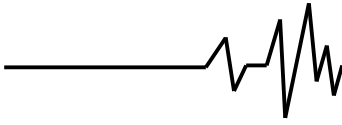
де  $n$  – коефіцієнт запасу міцності;  $M_{-1}$  – границя витривалості різьбового з'єднання, що визначається амплітудою змінного згинального моменту;  $\beta = 1/n$  – коефіцієнт, що враховує рівень навантажень, які впливають на втомне руйнування різьбових з'єднань.

Співставивши вирази (8) та (10), отримаємо:

$$\frac{M_{-1}\beta}{W} \geq \frac{EJ}{RW} + \frac{\Delta M_{z2 \max}}{W}. (11)$$

Тоді з урахуванням виразу (9) нерівність (11) запишеться так:

$$M_{-1}\beta \geq \frac{EJ}{R} + \frac{0,45 \delta P_{D \max} (2Q + P_{D \max})}{\frac{4\pi^2 EJ}{l_n^2} + \frac{ql_n^2 \omega^2 \pi^2}{2g} - Q} - Q. (12)$$



Підставивши формулу (5) у нерівність (12) та розв'язавши її відносно  $V$ , отримаємо аналітичну залежність для визначення граничної віброшвидкості низу бурильної

колоні для прямих умовно вертикальних ділянок без наявності тертя об стінки свердловини:

$$[V]_{\beta} \leq \frac{\sqrt{4\rho E \delta^2 Q^2 + 2\sqrt{2}\rho E \delta \pi M_{-1}\beta B}}{2\rho \cdot E \cdot \delta \cdot F} - \frac{Q}{\sqrt{\rho E} \cdot F}, \quad (13)$$

де

$$B = \frac{4\pi^2 EJ}{l_n^2} + \frac{ql_n^2 \omega^2 \pi^2}{2g} - Q.$$

Аналогічно підставивши (6) та (7) у (12), та прийнявши для випадкових коливань згідно [11]  $V/V_{max} \approx \sqrt{2}/2$ , визначаємо граничну

віброшвидкість низу бурильної колоні з урахуванням тертя для прямих умовно вертикальних ділянок свердловини

$$[V]_{\beta} \leq \frac{\sqrt{2 \cdot \rho \theta^2 \delta E (2\delta Q^2 + \pi \sqrt{2} M_{-1} \beta \cdot B)}}{2\delta \cdot \rho \cdot E \cdot F \cdot \theta} - \frac{\pi \cdot \delta \cdot Q \cdot \theta \sqrt{\rho E} + \sqrt{2} \delta \cdot f^0 \rho \cdot E \cdot F}{\pi \cdot \delta \cdot \rho \cdot E \cdot F \cdot \theta}, \quad (14)$$

та викривлених ділянок похило-скерованої свердловини:

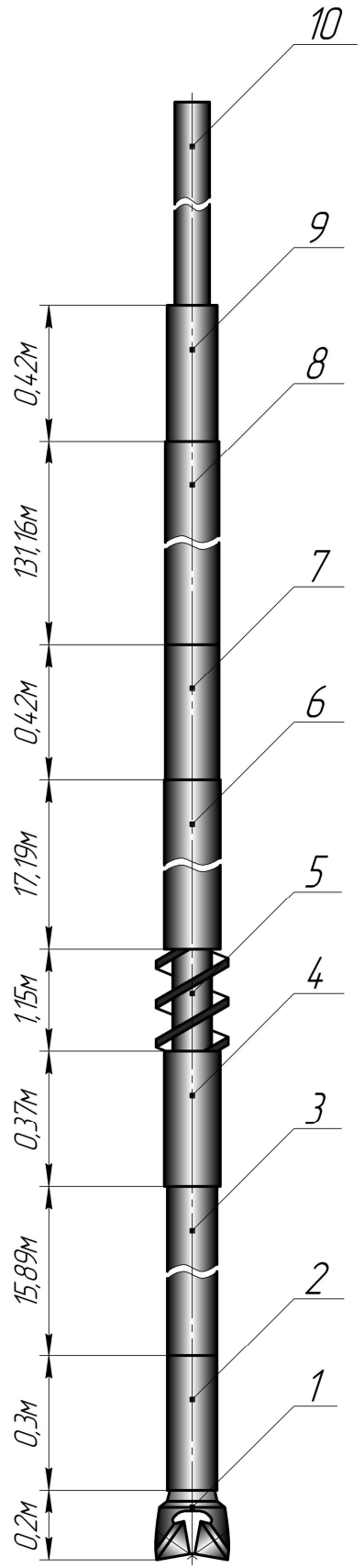
$$[V]_{\beta} \leq \frac{\sqrt{\rho \theta^2 \pi^4 [4\delta^2 R^2 Q^2 E - 2\sqrt{2}\pi \delta B (RE^2 J - R^2 EM_{-1}\beta)]}}{2\pi^2 \delta \cdot R \cdot \rho \cdot E \cdot F \cdot \theta} - \frac{2\pi^2 \delta \cdot R (\pi \cdot Q \cdot \theta \sqrt{\rho E} + \sqrt{2} f^0 \rho \cdot E \cdot F)}{2\pi^2 \delta \cdot R \cdot \rho \cdot E \cdot F \cdot \theta}. \quad (15)$$

Практичне застосування аналітичних залежностей (13), (14) і (15) здійснене під час проведення промислових досліджень на свердловині Макунівська-15 Стрийського відділення бурових робіт з 09.04.12р по 29.05.12р. Протягом вказаного періоду було пробурено 1242 м за 1071 год при цьому здійснено 12 рейсів бурильного інструменту, компоновка якого показана на рисунку 1. Реєстрація вібрації верхньої частини бурильної колоні проводилась на вертлюгу з початком кожного довбання короткочасними інтервалами за допомогою спеціального вібровимірювального комплексу. Враховуючи поступове нарощування бурильної колоні в процесі буріння, за різних її довжин на рисунку 2 показано кілька часових реалізацій

вібрації вертлюга  $V_{\epsilon}(t)$ . Оскільки динамічні властивості нижньої і верхньої частин бурильної колоні згідно [2, 4, 5] відрізняються між собою, віброшвидкість нижньої (наддолотної) частини КНБК визначалась за формулою:

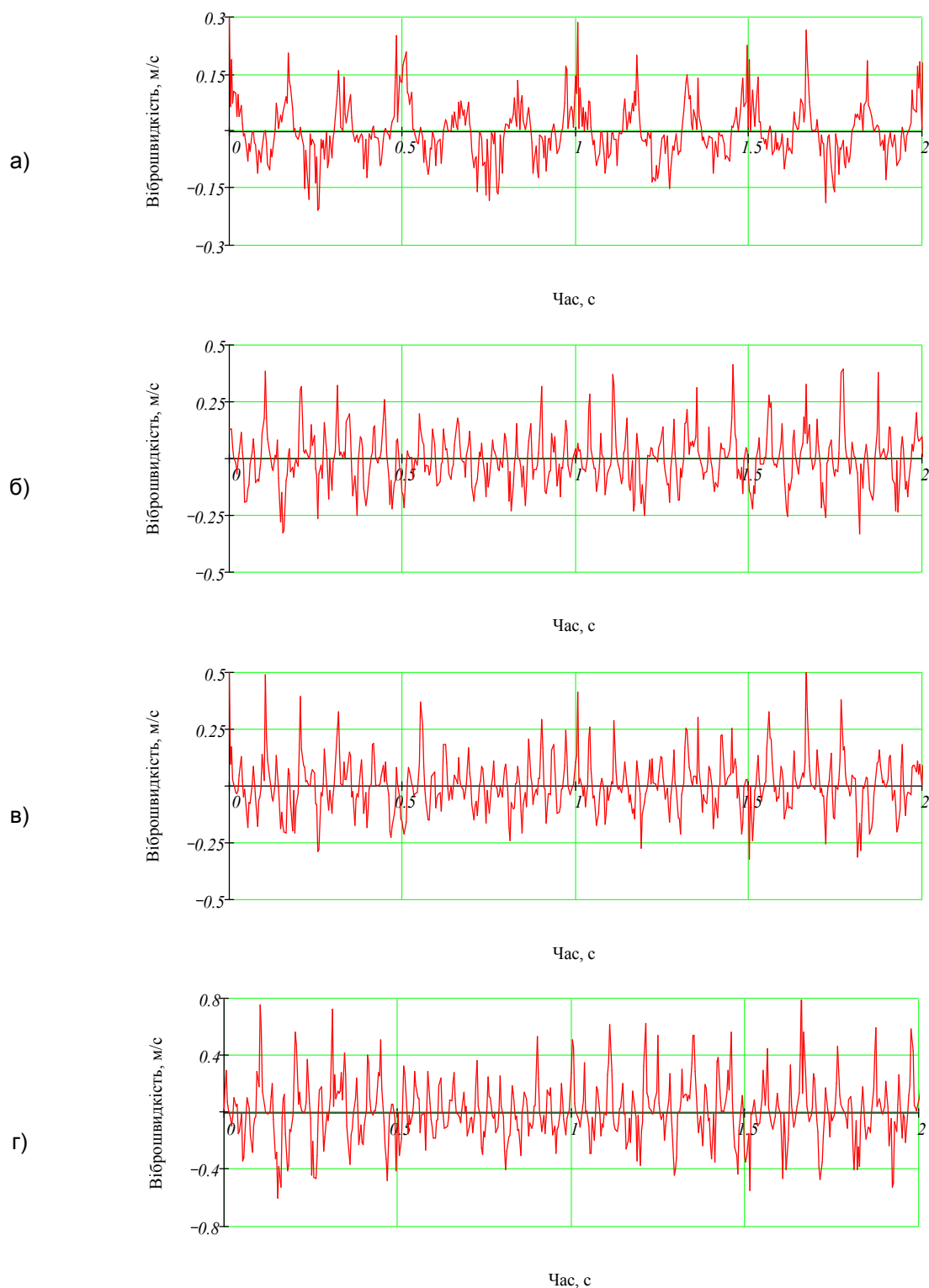
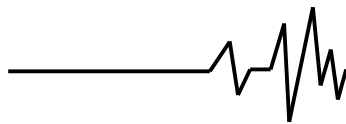
$$V_n = V_{\epsilon} \cdot w; \quad (16)$$

де  $V_{\epsilon}$  – віброшвидкість вертлюга, визначена шляхом віброметрії;  $w$  – передавальна функція бурильної колоні, числові значення якої для конкретної глибини свердловини визначені за рекомендаціями приведеними у [14].



- 1 – долото МС-ЦГАУ  
Ø215,9 мм;
- 2 – наддолотний  
перевідник Ø146 мм;
- 3 – обважнена бурильна  
труба  
ОБТ Ø146 мм;
- 4 – перевідник Ø165 мм;
- 5 – калібратор ствола КЛС  
Ø212,7 мм;
- 6 – обважнена бурильна  
труба ОБТ Ø165 мм;
- 7 – перевідник Ø165 мм;
- 8 – обважнена бурильна  
труба ОБТ Ø159 мм;
- 9 – перевідник Ø147 мм;
- 10 – бурильні труби ТБПК  
G105 Ø102 мм.

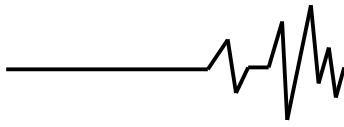
Рис. 1. Компонівка бурильного інструменту



Долото на вибої: а) 1062 м; б) 1584 м; в) 1951 м; г) 2210 м

**Рис. 2. Реалізації процесу вібрації вертлюга**

На основі результатів обробки значення відброшвидкостей вертлюга та вимірювань вібрації та проведених розрахунків наддолотної частини КНБК, які наведені в визначені середньоквадратичні та пікові таблиці 1.



Таблиця 1

**Значення середньоквадратичних та пікових значень віброшвидкостей вертлюга та наддолотної частини КНБК**

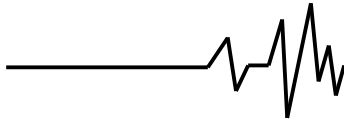
Глибина свердловини, м	Передавальна функція	Середньоквадратична віброшвидкість, м/с		Пікова віброшвидкість, м/с	
		вертлюга	наддолотної частини	вертлюга	наддолотної частини
1062	1,122	0,131	0,147	0,280	0,314
1584	1,408	0,178	0,251	0,412	0,580
1951	1,592	0,190	0,302	0,495	0,788
2104	1,667	0,271	0,452	0,597	0,995
2210	1,783	0,323	0,575	0,798	1,423

**Висновки з даного дослідження.** За результатами ультразвукового неруйнівного контролю елементів бурильної колони протягом вказаного періоду буріння відбраковано перевідник наддолотної частини КНБК Ø165 мм (0,37 м), з тріщиною в різьбі ніпеля. В результаті проведення дослідження встановлено, що граничні значення віброшвидкості перерізу КНБК, в якому знаходився перевідник Ø165 мм (0,37 м) для двох рівнів навантажень  $\beta = 0,5$  і  $\beta = 1$  становить відповідно  $[V]_{\beta=0,5} = 1,339$  м/с і  $[V]_{\beta=1} = 2,267$  м/с. Співставлення максимального (пікового) значення віброшвидкості з граничними значеннями  $[V]_{\beta=0,5} < 1,423 < [V]_{\beta=1}$  дало можливість стверджувати, що внаслідок дії реального вібраційного навантаження з частотою ґрунтових  $f_{zp} = 11,8$  Гц, та зубкових  $f_3 = 35,2$  Гц коливань мало місце виникнення виявленого втомного пошкодження. Таким чином, на основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень, можна зробити висновок про те, що встановлений еталонний граничний рівень вібрації бурильної колони це той рівень, при якому в перерізах колони не виникають напруження вище границі витривалості, що в ідеальному випадку гарантує довготривалій ресурс і безпечну експлуатацію бурильної

колони. Еталонний рівень вібрації кожного елемента бурильної колони практично визначатиме "аварійний" рівень вібрації всієї колони.

**Список використаних джерел**

1. Балицкий П.В. Взаимодействие бурильной колонны с забоем скважины / П.В. Балицкий. – М., Недра, 1975. – 293.
2. Симонов В.В. Влияние колебательных процессов на работу бурильного инструмента / В.В. Симонов, Е.К. Юнин. – М.: Недра, 1977. – 216.
3. Копылов В.Е. Вибрации при алмазном бурении / В.Е. Копылов, Ю.А. Чистяков, Э.М. Мухин – М.: Недра., 1967. – 126с.
4. Огородников П.И. Вибрации та хвильові процеси в бурильній колоні, як додатковий ресурс збільшення корисної потужності на долоті / П.И. Огородников, В.М. Світлицький, Б.М. Малярчук // Нафтова і газова промисловість. – 2010. – №5. – С.19–23.
5. Schlumberger. Drillstring Vibrations and Vibration Modeling. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.slb.com/drillingop>. – Назва з екрану.
6. 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 Technology, 57(1): 7–37, 2002.
7. Лисканич М.В. Розрахунок показників надійності елементів КНБК при змінних



навантаженнях / М.В. Лисканич, Я.С. Гридзук, А.П. Джус // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Методи і засоби технічної діагностики. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2002. – Вип. 38 (Том 8). – С. 256–260.

8. Балюк Б.К. Вибрационная прочность двигателей внутреннего сгорания / Б.К. Балюк. – Киев.: Наукова Думка, 1983. – 104с.

9. Вильнер П.Д. Виброскорость как критерий вибрационной напряженности упругих систем. – Пробл. прочн., 1970. – Вып. №9. – С. 32–38.

10. Лисканич М.В. Границя втоми різьбових з'єднань при інтенсивних коливаннях бурильної колони // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтогазове промислове обладнання. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 1996. – Вип. 33. – С. 61–66.

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

12. Карасев В.А. Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей / В.А. Карасев, В.П. Максимов, М.К. Сидоренко. – М.: Машиностроение. 1978. – 132 с.

13. Лисканич М.В. Оцінка впливу згинальних навантажень та вібрацій на напружений стан бурильної колони / М.В. Лисканич, Я.С. Гридзук, І.Й. Попадюк // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2004. – Вип. 38 (Том 8). – С. 56–61.

14. 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.

5. Schlumberger. Drillstring Vibrations and Vibration Modeling. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.slb.com/drillingop>. – Назва з екрану.

6. 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 Technology, 57(1): 7–37, 2002.

7. Lyskanych M.V. Rozrakhunok Pokaznykiv nadiynosti elementiv KNBK pry zminnikh navantazhenosti / M.V. Lyskanych, YA.S. Hrydzhuk, A.P. Dzhus // rozvidka ta rozrobka naftovykh y hazovykh Rodovyshche. Seriya : Metody y zasoby tekhnichnoyi diahnostiki. – Ivano-Frankivsk: IFNTUNH, 2002. – Vyp. 38 (Tom 8). – S. 256–260.

8. Balyuk B.K. Vibratsionnaya prochnost' dvigateley vnutrennego sgoraniya / B.K. Balyuk. – Kiyev.: Naukova Dumka, 1983 – 104s.

9. Vil'ner P.D. Vibroskorosti kak kriteriy vibratsionnoye napryazhennosti uprugikh sistem. – Probl. prochn., 1970. – Vyp. №9. – S. 32–38.

10. Lyskanych M.V. Hranysya vtom rizbovikh z'yednan pry intensivnikh kolyvannya burilnoyi kolony // rozvidka i rozrobky naftovykh y hazovykh Rodovyshche. Seriya : Naftohazovyy promyslove obladnannya. – Ivano-Frankivsk: IFDTUNH, 1996. – Vyp. 33. – S. 61–66.

11. Dobrynin S.A. Metody avtomatizirovannogo issledovaniya vibratsii mashin. Spravochnik / S.A. Dobrynin, M.S. Fel'dman, G.I. Firsov. – M.: Mashinostroyeniye, 1987. – 224 s.

12. Karasev V.A. Vibratsionnaya diagnostika gazoturbinnykh dvigateley / V.A. Karasev, V.P. Maksimov, M.K. Sidorenko. – M.: Mashinostroyeniye. 1978 – 132 s.

13. Lyskanych M.V. Otsinka vplivu z-hinalnikh navantazhenosti ta vibratsiy na napruzhennosty stan burilnoyi kolony / M.V. Lyskanych, Ya.S. Hrydzhuk, I.Y. Popadyuk // rozvidka ta rozrobka naftovykh y hazovykh Rodovyshche – Ivano-Frankivsk: IFNTUNH, 2004. – Vyp. 38 ( Tom 8 ). – S. 56–61.

14. Kadymov YA.B. K voprosu approksimatsii Peredatochnoye funktsii kolonny buril'nykh trub / YA.B. Kadymov, B.I. Iovnovich // Neft' i gaz, 1977 – №2. – S. 81–84.

#### Список джерел в транслітерації

1. Balitskiy P.V. Vzaimodeystviye buril'noy kolonny s zaboya skvazhiny / P.V. Balitskiy. – M., Nedra, 1975 – 293 s.

2. Simonov V.V. Vliyaniye kolebatel'nykh protsessov na rabotu buril'nogo instrumenta / V.V. Simonov, Ye.K. Yunin. – M.: Nedra, 1977. – 216 s.

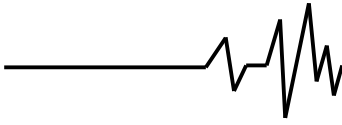
3. Kopylov V.Ye. Vibratsii pri almaznogo burniya / V.Ye. Kopylov, YU.A. Chistyakov, E.M. Mukhin – M.: Nedra., 1967. – 126 s.

4. Ohorodnikov P.I. Vibratsiyi ta khvilovi protsesy v burilniy koloni, yak dodatkovyy resurs Zbilshennya Korysnoyi potuzhnosti na doloti / P.I. Ohorodnikov, V.M. Svitlitskiy, B.M. Malyarchuk // Naftova y hazova promyslovist. – 2010. – №5. – S. 19–23.

#### КРИТЕРИЙ БЕЗОПАСНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ ПРИ СЛУЧАЙНОЙ ВИБРАЦИОННОЙ НАГРУЗКЕ

**Аннотация.** На бурильную колонну в процессе ее эксплуатации действуют разные виды нагрузок, в том числе и вибрационные.





На основании многолетнего опыта эксплуатации буровых колонн, теоретических и экспериментальных исследований установлено, что разрушение конструктивных элементов буровой колонны под действием вибрационных нагрузок имеет усталостный характер. В связи с этим актуальной является проблема определения критериев безопасной эксплуатации элементов буровой колонны во время ее вибрации. В статье предложены аналитические зависимости для оценки предельной виброскорости элементов буровой колонны, находящейся под действием случайной вибрационной нагрузки и приведены результаты их практического применения в инженерных расчетах при строительстве скважины.

**Ключевые слова:** буровая колонна, буровая труба, резьбовое соединение, вибрация, виброскорость, напряжение.

#### CRITERION SAFE OPERATION OF THE DRILL STRING ELEMENTS AT RANDOM VIBRATION LOAD

**Annotation.** In the drillstring during its operation are different types of stress, including vibration. Based on many years of experience operating the drillcolumn, theoretical and experimental studies found that the destruction of the structural elements of the drill string under vibration load a fatigue character. In this regard, the relevant issue is the establishment of criteria, using what could be a safe operating conditions of the elements of the drillstring during its vibration. This paper proposes an analysis for estimating the marginal elements of the drillstring vibration in random vibration loading conditions and results are given their practical application in engineering calculations for drilling wells.

**Key words:** drillstring, drillpipe, carving connection, vibration, vibrationvelocity, tension.