

---

# Матеріали, конструкції та обладнання об'єктів нафтогазового комплексу

---

УДК 622.276.53.054

DOI: 10.31471/1993-9868-2021-1(35)-48-59

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПУСКОВИХ РЕЖИМІВ ВЕРСТАТА-КАЧАЛКИ

*В. Р. Харун\**, *В. М. Сенчішак*, *В. Я. Попович*, *І. І. Шостаківський*

*ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;  
e-mail: viktor.kharun@nung.edu.ua*

Проведено дослідження пускових режимів верстата-качалки відповідно до існуючих компоновок штангової колони, діаметрів плунжера та динамічного рівня рідини у свердловині. Розроблено математичну модель виконавчого механізму верстата-качалки, яка враховує механічну характеристику приводного електродвигуна, моменти інерції пасової передачі та зубчастих коліс редуктора та масу ланок виконавчого механізму. Розрахунки проведені для варіанту компонування колони насосних штанг – двоступінчастої, для діаметру плунжера 55 мм та глибини підвісу насоса 1456 м. Проблема пуску визначена для двох випадків. Перший – коли маса противага, встановлених на кривошипних верстата-качалки, перевищує масу колони штанг та рідини, яка знаходиться в колоні насосно-компресорних труб (НКТ) над плунжером насоса (перезрівноваження верстата-качалки). Другий – коли маса противага недостатня для зрівноваження колони штанг та рідини, яка знаходиться в колоні насосно-компресорних труб над плунжером насоса (недозрівноваження верстата-качалки). Випадки перезрівноваження та недозрівноваження верстата-качалки виникають у свердловинах, які знаходяться на періодичному режимі роботи. Перший випадок – перезрівноваження виникає тоді, коли верстат-качалка не працює, і рівень рідини за трубами НКТ поступово зростає, аж до його статичного рівня. Після включення електродвигуна привода, момент, який створюють кривошипні противаги, перевищує момент від ваги колони штанг та рідини, що знаходиться в колоні НКТ. Тому запуск верстата-качалки в роботу рекомендується з нижнього положення штангової підвісу. Другий випадок – недозрівноваження виникає тоді, коли динамічний рівень рідини за колоною НКТ опускається до прийому глибинного насоса. Тоді момент, який створюють кривошипні противаги недостатній для компенсації моменту від ваги колони штанг та рідини, що знаходиться в колоні НКТ. Тому запуск верстата-качалки в роботу рекомендується з верхнього положення штангової підвісу. Внаслідок розрахунків визначено умови виникнення перевантаження в свердловинах з періодичним режимом роботи верстата-качалки.

Ключові слова: верстат-качалка, математична модель, пусковий режим, кутова швидкість кривошипа, кутове прискорення кривошипа, динамічний рівень.

Проведено исследование пусковых режимов станка-качалки в соответствии с существующими компоновками штанговых колонн, диаметров плунжера и динамического уровня жидкости в скважине. Разработана математическая модель исполнительного механизма станка-качалки, которая учитывает механическую характеристику приводного электродвигателя, моменты инерции ременной передачи и зубчатых колес редуктора и массу звеньев исполнительного механизма. Расчеты проведены для варианта компоновки колони насосных штанг – двухступенчатой с диаметром плунжера в 55 мм и глубины подвески насоса 1456 м. Проблема пуска станка-качалки определена для двух случаев. Первый – когда масса противовесов, установленных на кривошипных станка-качалки, превышает массу колонны штанг и жидкости, находящейся в колонне насосно-компрессорных труб (НКТ) над плунжером насоса (перевыравнивание станка-

качалки). Второй – когда масса противовесов недостаточна для уравнивания колонны штанг и жидкости, находящейся в колонне насосно-компрессорных труб над плунжером насоса (недоуравнивание станка-качалки). Случаи переуравнивания и недоуравнивания станка-качалки возникают в скважинах, находящихся в периодическом режиме работы. Первый случай – переуравнивание возникает тогда, когда станок-качалка остановлен и уровень жидкости за трубами НКТ постепенно растет до его статического уровня. После включения электродвигателя привода момент, который создают кривошипные противовесы, превышает момент от веса колонны штанг и жидкости, находящейся в колонне НКТ. Поэтому запуск станка-качалки в работу рекомендуется из нижнего положения подвески штанг. Второй случай – недоуравнивание возникает тогда, когда динамический уровень жидкости за колонной НКТ опускается до приема глубинного насоса. Тогда момент, который создают кривошипные противовесы, недостаточен для компенсации момента от веса колонны штанг и жидкости, находящейся в колонне НКТ. Поэтому запуск станка-качалки в работу рекомендуется с верхнего положения штанговой подвески. Вследствие расчетов определены условия возникновения перегрузки в скважинах с периодическим режимом работы станка-качалки.

Ключевые слова: станок-качалка, математическая модель, пусковой режим, угловая скорость кривошипа, угловое ускорение кривошипа, динамический уровень.

*In the article, research of the beam-pumping unit start-up mode has been performed in accordance with the existing configurations of the rod column, the diameter of the plunger and the dynamic fluid level in the well. A mathematical model of the pumping unit actuator has been developed, it takes into account the mechanical characteristics of the drive motor, the moments of inertia of the belt drive and gears of the gearbox and the mass of the actuator components. Calculations have been performed for the variant of the pump rod column layout - two-stage, for the diameters of the plunger 55mm and depths of pump suspension of 1456 m. The problem of the beam-pumping units' startup is defined for two cases. The first case is applied when the mass of the counterweights installed on the cranks of the pumping unit exceeds the mass of the column of rods and liquid, which is located in the tubing column above the plunger of the pump (rebalance of the beam pumping unit). The second - when the mass of counterweights is insufficient to balance the column of rods and the liquid in the tubing column above the pump plunger (imbalance of the beam pumping unit). The cases of rebalancing and imbalancing of the pumping unit occur in wells that are under periodic operative conditions. The first case - rebalancing occurs when the oil rocking pumping unit does not work, and the liquid level behind the tubing gradually increases up to its static level. After switching on the drive motor, the torque created by the crank counterweights exceeds the moment caused by means of the weight of the rod column and the liquid in the tubing column. Therefore, it is recommended to start the pumping unit from the lowest position of the rod suspender. In the second case, the imbalance occurs when the liquid's dynamic level behind the tubing is lowered before receiving the submersible pump. Then the torque, created by the crank counterweights is insufficient to compensate the moment, caused by means of weight of the rods' column and the liquid in the tubing column. Therefore, it is recommended to start the beam pumping unit from the top position of the rod suspension. As a result of calculations, the conditions of overload occurrence in wells with periodic operative conditions of the pumping unit are determined*

Key words: beam-pumping unit, mathematical model, starting operating mode, crank angular rate, crank angular acceleration, dynamic level.

## **Вступ**

На даний час більшість нафтових свердловин України та усього світу перебувають на пізній стадії експлуатації, а тому здебільшого працюють на періодичному режимі відкачування нафти зі свердловини. При цьому із загальної кількості близько 920 тисяч нафтових свердловин і близько 87 % експлуатуються за допомогою свердловинних штангових насосних установок (СШНУ) [1].

Така сама ситуація і на родовищах Західної України. Так, згідно досліджень [2] в НГВУ “Долинанафтогаз” експлуатується десять нафтових родовищ і експлуатаційний фонд видобувних свердловин складає 392, а їх середня глибина сягає 2700 метрів.

Кількість свердловин, що експлуатуються за допомогою СШНУ, складає понад 70 %. В якості їх привода використовують одноплечі

або двоплечі верстата-качалки, запуск яких супроводжується значним пусковим моментом, що у кілька разів перевищує значення для усталеного режиму [3].

Більшість математичних моделей розроблені для розрахунків у режимі усталеного руху і не дозволяють оцінити збільшення динамічних навантажень у період пуску верстата-качалки.

## **Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій**

У світі розвивається тенденція до зменшення енергоспоживання приводного двигуна верстата-качалки за рахунок використання групи давачів та контролерів для автоматичної системи управління СШНУ [4]. Така система управління ґрунтується на трьох аспектах:

1 – вимірювання довжини ходу штангової підвісу та зусилля, що діє на полірованому штоці, значення яких використовуються для побудови динамограми, за допомогою якої підбирається необхідна довжина ходу точки підвісу штанг, з точки зору найбільшої ефективності відкачування рідини зі свердловини;

2 – вимірювання потужності приводного двигуна, порівняння піків якої для ходу штанг вгору та вниз дозволяє визначити необхідне місце розташування кривошипних противаг;

3 – віддалений нагляд за робочим станом верстата-качалки. Контролер передає дані в реальному часі за допомогою General Packet Radio Service (GPRS) сигналу на сервер, де проводиться обробка отриманого матеріалу.

Основою для будь-якої системи управління верстата-качалки є наявність математичної моделі, яка дозволяє проводити необхідні теоретичні обчислення кінематичних та динамічних параметрів з метою порівняння їх з експлуатаційними та обчислення необхідних корекцій при проведенні зрівноваження верстата-качалки, зміни довжини ходу плунжера глибинного насоса чи числа його ходів. Як правило такі дослідження проводяться для режиму усталеного руху.

Так, авторами запропоновано ряд математичних моделей, одні з яких дозволяють визначити зусилля у полірованому штоці в залежності від моменту на валу двигуна [5]. Для цього застосовуються давачі контролю режимних параметрів, встановлені на елементах конструкції верстата-качалки. Адекватна модель СШНУ дає змогу на основі значень електромагнітного моменту приводного двигуна провести розрахунок зусилля у полірованому штоці і тим самим виключити давач вимірювання механічних величин.

Існують й інші системи діагностування стану механізмів верстата-качалки. Наприклад, на основі вимірювання вібрацій (характеристик коливних процесів), які утворюються під час взаємодії деталей працюючої машини чи механізму [6]. Такі системи не потребують математичних моделей привода СШНУ, і хоч дають змогу визначити несправність обладнання установки, проте не дозволяють оптимізувати її роботу.

Пропонуються моделі, за допомогою яких проводять дослідження енергетичної ефективності роботи верстата-качалки на основі аналізу активної потужності. При цьому потужність електродвигуна вимірюється експериментально та аналізується за допомогою розробленої комп'ютерної системи контролю енергетичних параметрів [7].

Оскільки кінематика виконавчого механізму верстата-качалки визначає закон руху колони штанг та плунжера глибинного насоса, математичне моделювання його роботи – основа будь якої моделі. Спрощені математичні моделі приймають закон руху кривошипа з постійною кутовою швидкістю, проте в роботі [8] визначено, що дійсна кутова швидкість кривошипа – змінна. Тому автором визначено закон руху точки підвісу штанг з врахуванням нерівномірності обертання кривошипа.

Моделювання навантаження точки підвісу штанг можна здійснювати також і за допомогою програм компонентно-орієнтованого моделювання складних динамічних систем [9]. Авторами за допомогою системи MapleSoft MapleSim проведено імітаційне моделювання роботи штангової насосної установки із використанням компонентів моделювання механічних, гідравлічних та електричних систем верстата-качалки.

Розроблена у [10] математична модель, дозволяє провести дослідження зміни навантаження на головку балансира шляхом визначення закономірності зміни зусиль, що діють в елементах верстата-качалки. За допомогою даної математичної моделі визначено зміну навантаження, зумовленого відкладанням парафіну в насосно-компресорних трубах і зниженням динамічного рівня рідини у свердловині.

Для проведення розрахунків з метою енергозбереження при роботі верстата-качалки, математичні моделі повинні враховувати або перераховувати інші характеристики приводного електродвигуна [11].

### **Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми**

Згадані вище методи та математичні моделі СШНУ базуються на припущенні, що навантаження привода не змінюється в часі, тобто механізми працюють при усталеному русі.

Періодичний режим роботи свердловини характерний тим, що верстат-качалка працює певний час, відкачуючи рідину зі свердловини. Зазвичай час роботи установки не перевершує 8 годин на добу. При цьому дебіт свердловини може коливатись від 1 до 10 т/добу і, якщо приплив рідини виявився меншим за продуктивність СШНУ, навантаження привода поступово зростатиме.

Однією з складових ефективної роботи верстата-качалки є виконання його зрівноваження. При цьому вага противаг та місце їх розміщення розраховуються для усталеного режиму роботи.

Зрівноважувальний момент, який створюється противагами, компенсує навантаження від ваги колони штанг та рідини, що знаходиться над плунжером глибинного насоса.

Зростання динамічного рівня під час вимкнення верстата-качалки приводить до зміни навантаження, і тоді момент противаг перевищує необхідний для ефективної роботи СШНУ (верстат-качалка перезрівноважений). Тому після тривалої зупинки його запуск може бути проблематичним.

З іншого боку, зниження динамічного рівня до прийому насоса призводить до збільшення навантаження привода, через зростання сили, що діє в точці підвісу штанг, а тому момент від кривошипних противаг є недостатнім для компенсації моменту від сили корисного опору (верстат-качалка незрівноважений). І тому запуск двигуна для цього випадку є також складним.

У перелічених вище математичних моделях розглядалися режими усталеного руху верстата-качалки, які не дозволяють оцінити зміну кінематичних характеристик під час ввімкнення привода СШНУ.

#### Формулювання цілей статті

Для оцінки зміни завантаженості привода розглянемо механізми СШНУ рис. 1.

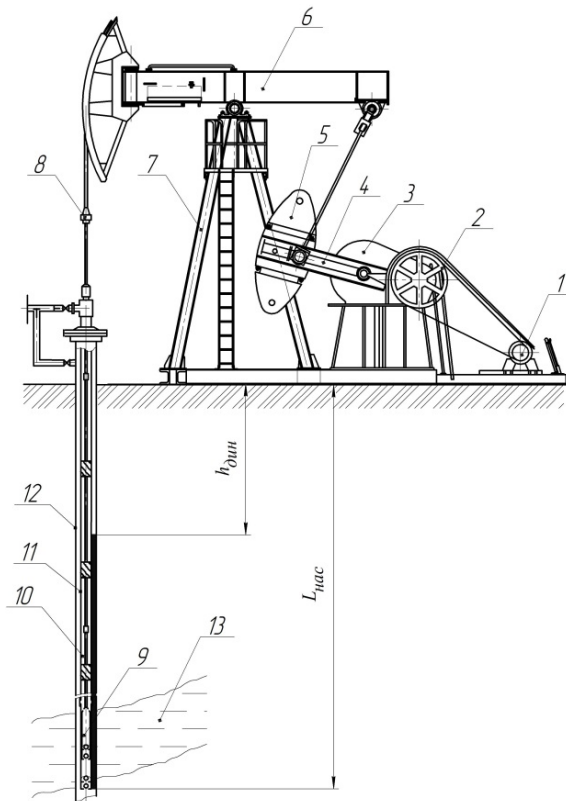


Рисунок 1 – Схема свердловинної штангової насосної установки

Наземна частина СШНУ складається з привода та виконавчого механізму верстата-качалки. В конструкцію привода входять: електродвигун 1, пасова передача 2 та редуктор 3. Виконавчий механізм складається з кривошипа 4, противаг 5, балансира 6, стійки 7 та підвісу штанг 8.

Підземна частина містить глибинний штанговий насос 9, колону штанг 10, колону насосно-компресорних труб 11 та обсадну колону 12. Водонафтогазова суміш надходить з нафтового пласта 13 насосно-компресорними трубами до гирла свердловини 14 і далі у викидну лінію до ємності збору нафти. Рідина, що знаходиться в проміжку між насосно-компресорними трубами (НКТ) та трубами обсадної колони, надходить з нафтового пласта 13. Якщо СШНУ знаходиться на періодичному режимі експлуатації то верстат-качалка працює певний час відкачуючи рідину, що знаходиться в проміжку між насосно-компресорними трубами та трубами обсадної колони. Якщо при цьому дебіт рідини, яка надходить з нафтового пласта, є нижчим за продуктивність штангового глибинного насоса, то її динамічний рівень поступово знижується. Це призводить до зміни навантаження привода.

**Мета роботи** – створити математичну модель, яка дає змогу розрахувати кінематичні та динамічні характеристики СШНУ, а також дослідити пускові режими верстата-качалки для умов зростання навантаження виконавчого механізму, зумовленого зниженням динамічного рівня рідини в свердловині, що знаходиться за трубами НКТ. Для цього необхідно вдосконалити існуючу математичну модель [12] у частині моделювання навантаження точки підвісу штанг та визначити вплив зміни динамічного рівня на період розгону верстата-качалки.

#### Висвітлення основного матеріалу дослідження

Для дослідження пускових режимів верстата-качалки для різних умов навантаження виконавчого механізму за основу динамічної моделі візьмемо кривошип виконавчого механізму верстата-качалки. Нехай зведений до кривошипа момент інерції буде заданий функцією  $J_{зв} = J_{зв}(\varphi)$ . До цієї ж ланки зведений момент зовнішніх сил буде заданий функцією  $M_{зв} = M_{зв}(\varphi, \omega)$ , яка нерозривна на досліджуваному інтервалі. Необхідно визначити закон зміни кутової швидкості обертання кривошипа у період пуску верстата-качалки. Досліджуваний кут повороту кривошипа розділимо на не-

великі ділянки. Виділимо ділянку  $\Delta\varphi = \varphi_i - \varphi_{i-1}$ . На підставі теореми про зміну кінетичної енергії динамічної моделі запишемо рівняння руху кривошипа

$$\frac{J_{3\phi}\omega_i^2}{2} - \frac{J_{3\phi}\omega_{i-1}^2}{2} = \int_{\varphi_{i-1}}^{\varphi_i} M_{3\phi}(\varphi, \omega), \quad (1)$$

де  $\omega_i$  - кутова швидкість кривошипа верстата-качалки,  $\text{с}^{-1}$ ;

$\varphi_i$  - кут повороту кривошипа, рад.

$J_{3\phi}$  - зведений до кривошипа момент інерції мас ланок привода верстата-качалки, мас колони штанг і рідини,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ .

У рівнянні (1) функція  $M_{3\phi}(\varphi, \omega)$  є зведеним моментом зовнішніх сил опору  $M_{3\phi}^0(\varphi)$  і рушійних сил  $M_{3\phi}^p(\omega)$ . Зведений момент сил опору  $M_{3\phi}^0(\varphi)$  залежить від положення ланок привода, а зведений момент рушійних сил  $M_{3\phi}^p(\omega)$  - від кутової швидкості ротора електродвигуна.

Визначимо зведений момент рушійних сил асинхронного електродвигуна, обертовий момент якого залежить від кутової швидкості його ротора

$$M_{3\phi}^p(\omega_d) = T_d \cdot u, \quad (2)$$

де  $T_d$  - обертовий момент, який розвивається двигуном, Н·м;

$\omega_d$  - кутова швидкість ротора асинхронного електродвигуна,  $\text{с}^{-1}$ ;

$u$  - передаточне число привода.

Обертовий момент  $T_d$  можна представити лінійною функцією і записати у вигляді

$$T_d = a - b\omega_d, \quad (3)$$

де  $a = T_n \frac{\omega_c}{\omega_c - \omega_n}$ ,  $b = \frac{T_n}{\omega_c - \omega_n}$ ;

$T_n$  - номінальний момент електродвигуна, що відповідає кутовій швидкості, Н·м;

$\omega_n$ ;  $\omega_c$  - синхронна швидкість обертання ротора електродвигуна,  $\text{с}^{-1}$ .

При зведенні обертового моменту електродвигуна  $T_d$  до вала кривошипа отримаємо

$$M_{3\phi}^p(\omega) = (a - b\omega) \cdot u.$$

Скориставшись методом лінеаризації [14], отримаємо розв'язок рівняння (1)

$$\omega_i = \sqrt{\omega_{i-1}^2 + \frac{2\bar{M}_{3\phi(i)}(\varphi, \omega_i)\Delta\varphi + \omega_{i-1}^2(J_{3\phi(i-1)} - J_{3\phi(i)})}{J_{3\phi(i)} - C_i\Delta\varphi}}. \quad (4)$$

Тут  $\bar{M}_{3\phi(i)}(\varphi, \omega_i)$  - середнє значення функції  $M_{3\phi}(\varphi, \omega)$  на ділянці  $\Delta\varphi$

$$\begin{aligned} \bar{M}_{3\phi(i)}(\varphi, \omega_i) &= \\ &= (a - b \cdot \omega_{i-1}u) \cdot u + 0,5 \left( M_{3\phi(i-1)}^0(\varphi) + M_{3\phi(i)}^0(\varphi) \right). \end{aligned}$$

$$C_i = \frac{1}{2\omega_{i-1}} \left( \frac{\partial M(\varphi, \omega)}{\partial \omega} \right),$$

$$\text{а } \left( \frac{\partial M(\varphi, \omega)}{\partial \omega} \right) = -bu^2.$$

Момент від зведених до кривошипа верстата-качалки сил корисного опору визначатиметься згідно з рівнянням:

$$M_{3\phi}^o(\varphi) = M_F(\varphi) - M_{np}(\varphi), \quad (5)$$

де  $M_F(\varphi)$  - зведений до кривошипа момент від сили корисного опору, яка діє в точці підвісу штанг, Н·м;

$M_{np}(\varphi)$  - зведений до кривошипа момент від ваги противаг, які знаходяться на кривошипах, Н·м.

З врахуванням кінематики виконавчого механізму [13]  $M_F(\varphi)$  буде визначатись за формулою

$$M_F(\varphi) = \frac{F_{ko} \cdot k_1 \cdot r \cdot \cos(\pi - \varphi_3) \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{k_2 \cdot \cos(\nu)}, \quad (6)$$

де  $F_{ko}$  - сила, що діє в точці підвісу штанг, Н;

$k_1, k_2$  - переднє та заднє плечі виконавчого механізму балансира привода, м;

$r$  - довжина кривошипа, м;

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  - кути повороту кривошипа, шатуна та балансира,  $\text{с}^{-1}$ ;

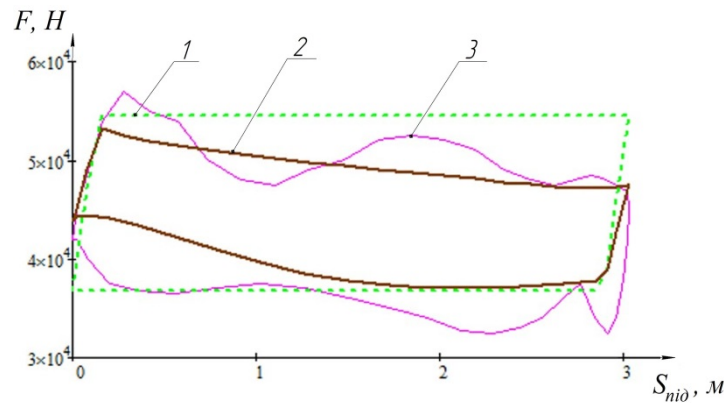
$\nu$  - кут тиску між шатуном та балансиром, град.

Зведений до кривошипа момент від ваги противаг, які знаходяться на кривошипах, визначається за формулою:

$$M_{np}(\varphi) = \left( G_{np} \cdot r_{np} + G_{кр} \cdot \frac{r_{\max}}{2} \right) \cdot \cos \varphi_1. \quad (7)$$

Як видно з формули (6), значення сили корисного опору  $F_{ko}$ , яка діє в точці підвісу штанг, є визначальним при розрахунку моменту  $M_F(\varphi)$ .

Моделювання зміни сили  $F_{ko}$  при статичному навантаженні відбувається з врахуванням видовження колони штанг відповідно до системи рівнянь:



1 – теоретичний з врахуванням статичних складових навантаження;  
2 – теоретичний з врахуванням прискорення точки підвісу штанг;  
3 – дійсний, виміряний динамографом

Рисунок 2 – Графіки навантаження точки підвісу штанг

$$\begin{cases} F1_{ko} = F_{min} \cdot \frac{S_{нид}}{\lambda} \cdot (F_{max} - F_{min}); \\ F2_{ko} = F_{max}; \\ F3_{ko} = F_{max} \cdot \frac{H - S_{нид}}{\lambda} \cdot (F_{min} - F_{max}); \\ F4_{ko} = F_{min}, \end{cases} \quad (8)$$

де  $F1_{ko}$ ,  $F2_{ko}$ ,  $F3_{ko}$ ,  $F4_{ko}$  - значення сили корисного опору на відповідних ділянках статичної динамограми, Н;

$S_{нид}$  - переміщення точки підвісу штанг, м;

$\lambda$  - коефіцієнт втрати ходу плунжера глибинного насоса, м:

$$\lambda = \lambda_{ум} + \lambda_{тр},$$

де  $\lambda_{ум} = \frac{(F_{max}^{дин} - F_{min}^{дин}) \cdot L_{нас}}{E \cdot A_{ум}}$  - втрата ходу, викликана деформацією колони штанг;

$\lambda_{тр} = \frac{G_p \cdot L_{нас}}{E \cdot A_{тр}}$  - втрата ходу, викликана деформацією НКТ.

$F_{max}$ ,  $F_{min}$  - максимальне та мінімальне статичні навантаження, що діють у точці підвісу штанг, Н;

$$F_{max} = \frac{\pi}{4} \cdot (g \pm a) \cdot [L_{нас} \cdot d_{ум}^2 \cdot \rho_{ум} \cdot b_{арх} + H_{дин} \cdot d_{пл}^2 \cdot \rho_p] + \frac{\pi}{4} \cdot d_{пл}^2 \cdot (p_z - \Delta p_{кл}^6 - p_{св}), \quad (9)$$

$$F_{min} = \frac{\pi}{4} \cdot [L_{нас} \cdot \rho_{ум} \cdot (g \pm a) \cdot d_{ум}^2 \cdot b_{арх} - (d_{пл}^2 - d_{кл}^2) \cdot (p_{св} + p_z + \Delta p_{кл}^H)], \quad (10)$$

де  $g$  - прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$a$  - прискорення підвіски насоса точки підвіски штанг, м/с<sup>2</sup>;

$L_{нас}$  - глибина, м;

$d_{ум}$ ,  $d_{пл}$ ,  $d_{кл}$  - діаметри штанг, плунжера та отворів впускного та нагнітального клапанів глибинного насоса, м;

$\rho_{ум}$ ,  $\rho_p$  - густина матеріалу штанг та рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$b_{арх}$  - коефіцієнт, що враховує зменшення ваги занурених в рідину свердловини штанг;

$H_{дин}$  - динамічний рівень рідини в експлуатаційній колоні, м;

$p_z$ ,  $p_{св}$  - лінійний тиск рідини на гирлі свердловини та тиск газу над рідиною в свердловині, Па;

$\Delta p_{кл}^6$ ,  $\Delta p_{кл}^H$  - втрата тиску у впускному та нагнітальному клапанах, Па;

$F_{max}^{дин}$ ,  $F_{min}^{дин}$  - максимальне та мінімальне значення динамічного (з врахуванням прискорення) навантаження, що діє в точці підвісу штанг, Н;

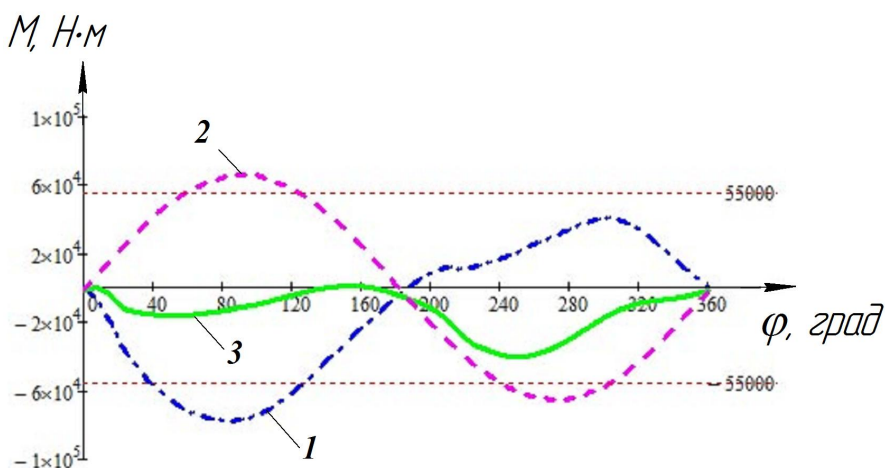
$H$ ,  $L_{нас}$  - хід плунжера глибинного насоса та глибина його підвісу, м;

$E$  - модуль пружності сталі, МПа;

$A_{ум}$ ,  $A_{тр}$  - площа поперечного перерізу насосної штанги та НКТ, м<sup>2</sup>.

В результаті моделювання навантаження точки підвісу штанг, отримуємо механічну характеристику, яка наближена до дійсного закону навантаження (рис. 2).

Змодельований графік навантаження використовується для визначення зведеного моменту сил корисного опору згідно з формулою (6) та моментом, що створюють кривошипні противаги згідно з формулою (7).



1 – від сили корисного опору, що діє в точці підвісу штанг;  
 2 – від ваги противаг, розміщених на кривошипах; 3 – сумарний  
**Рисунок 3 – Графіки зведених до кривошипа моментів сил при динамічному рівні рідини за трубами НКТ в 200 м**

При розрахунку  $M_{np}(\varphi)$  необхідно визначити відстань  $r_{np}$ , на якій необхідно розмістити кривошипні противаги. Зазвичай, при роботі свердловини з високим дебітом необхідне значення ваги противаг розраховується за формулою [15]:

$$G_{np} = G'_{umt} + \frac{1}{2} \cdot G_p, \quad (11)$$

де  $G'_{umt}$  - вага колони штанг, занурених у рідину;

$G_p$  - вага рідини, що знаходиться над плунжером глибинного насоса.

Знаючи вагу противаг, відстань на якій вони повинні розташовуватись, можна визначити з формули [16]:

$$r_{np} = \frac{r_{np}^{max}}{M_{max} - M_{min}} \cdot (M_{зр} - M_{min}), \quad (12)$$

де  $M_{max}, M_{min}$  - максимальне та мінімальне значення зрівноважувального моменту балансірних вантажів;

$r_{np}^{max}$  - максимально можлива відстань розміщення кривошипних противаг;

Графіки моментів при високому динамічному рівні (200м) рідини за трубами НКТ, розраховані за даними формулами, відображені на рис. 3.

Як видно, сумарний момент (графік 3) не перевищує допустимих для редуктора значень 55кНм (показані штриховими лініями).

Проте відстань розташування противаг, розрахована згідно (7), не відповідає ідеальному зрівноваженню верстата-качалки, оскільки значення зведеного моменту для ходу штанг вгору складає 15,9 кНм (для кута повороту кривошипа від  $0^0$  до  $195^0$ ) і є меншим за значення

моменту для ходу штанг вниз (кут повороту кривошипа від  $195^0$  до  $360^0$ ), яке відповідає значенню 40,1 кНм.

Зрівноваження буде виконано якісно, якщо пікові значення моментів для ходу штанг як вгору  $M1_{min}$ , так і вниз  $M2_{min}$  будуть рівними (рис. 4). Для цієї мети розраховується оптимальна відстань розміщення противаг:

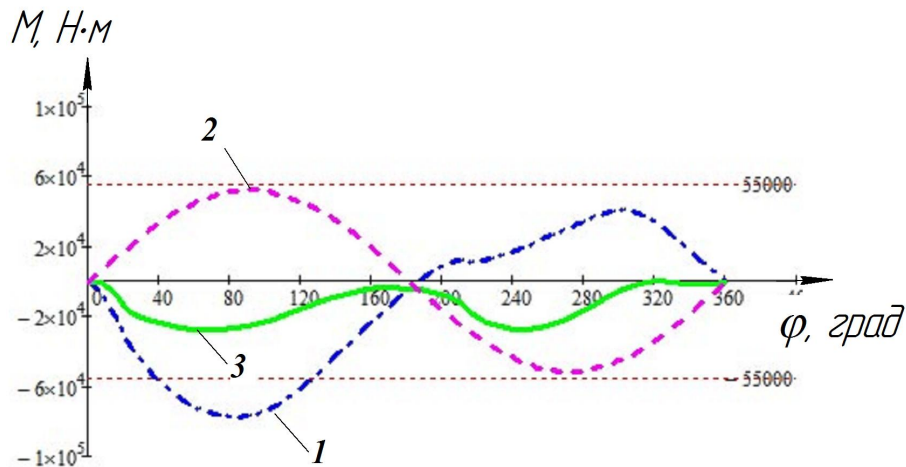
$$r_{np}^{onm} = \frac{M1_{min} + M2_{min}}{2 \cdot G_{np}}, \text{ м.} \quad (13)$$

Якщо подача глибинного насоса перевищує приплив рідини з нафтового пласта, то динамічний рівень буде поступово знижуватись і може досягти прийому глибинного насоса.

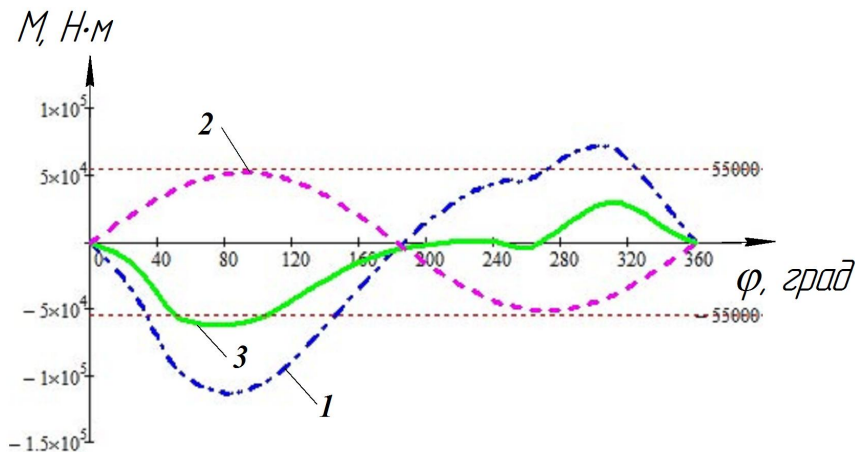
Розрахунки, проведені для низького динамічного рівня рідини (1456м за колоною НКТ), показують, що зниження динамічного рівня до прийому насоса приводить до зростання моменту від сили корисного опору і, як результат, до значного збільшення сумарного моменту близько до допустимих значень (графік 3 рис. 5).

Як видно з рисунка 5, зниження динамічного рівня призвело до порушення рівноваги, і значення зведеного моменту перевищило допустиме значення в 55кНм. Тобто при виконанні зрівноваження положення кривошипних противаг, розраховане для свердловин з високим дебітом рідини, не буде ефективним в свердловинах з періодичним режимом експлуатації.

Як наслідок, умови пуску верстата-качалки при різних динамічних рівнях будуть також різними. Так, при низькому динамічному рівні проводити пуск верстата-качалки важче, оскільки обертальний момент приводного електродвигуна є нижчим результуючого, що є на кривошипному валу. Тому, наприклад, на практиці



1 – від сили корисного опору, що діє в точці підвісу штанг;  
 2 – від ваги противаг, розміщених на кривошипі; 3 – сумарний  
**Рисунок 4** – Графіки зведених до кривошипа моментів сил до зрівноваженого верстата-качалки та при динамічному рівні рідини за трубами НКТ в 200 м



1 – від сили корисного опору, що діє в точці підвісу штанг;  
 2 – від ваги противаг, розміщених на кривошипі; 3 – сумарний  
**Рисунок 5** – Графіки зведених до кривошипа моментів сил при зниженні динамічного рівня рідини за трубами НКТ до 1456 м

пуск верстата-качалки проводять методом розгойдування кривошипних противаг.

Проводячи розрахунки згідно з рівнянням (4), можна визначити час розгону верстата-качалки для різних динамічних рівнів.

Розрахунки проведені при пуску верстата-качалки з верхнього та нижнього положень кривошипа (рис. 6).

З цих положень найчастіше проводять пуск двигуна верстата-качалки. Коли кривошип з противагами, розташованими на ньому, розміщується в верхньому положенні (рис.6а), то відповідно підвіска штанг 8 (рис.1) розташовується внизу біля гирла свердловини.

Інший варіант пуску верстата-качалки відповідає розміщенню кривошипа з противагами в нижньому положенні (рис. 6б). При цьому підвіска штанг віддалена на найбільшу відстань

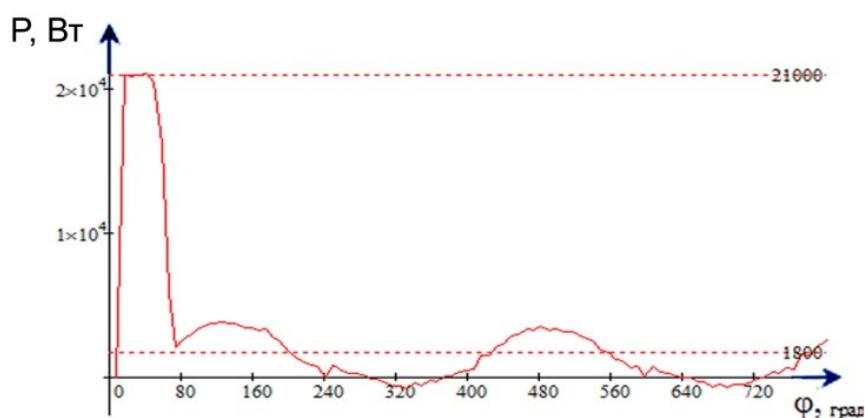
від гирла свердловини, і після пуску СШНУ вона починає опускатись. Такі варіанти пуску верстата-качалки вибираються тому, що зведений до кривошипа момент сил опору (див. рис. 4, 5, 6) на початку фази підймання або опускання штанг набуває найменшого з можливих значень.

Експериментальні дослідження потужності приводного двигуна [3] показують, що під час розгону верстата-качалки, при якому кривошип повертається на кут до  $10^0$ , відбувається різке збільшення потужності двигуна, яке в декілька разів перевищує значення середньої споживаної потужності усталеного руху (рис.7). Таке зростання потужності триває до  $40^0$  повороту кривошипа і відбувається її спадання, та верстат-качалка переходить в режим усталеного руху.





**Рисунок 6 – Варіанти запуску електродвигуна верстата-качалки**



**Рисунок 7 – Графік зміни потужності двигуна верстата-качалки з моменту його пуску**

Основним параметром, який дозволяє встановити початок усталеного руху, є середнє значення кутової швидкості кривошипа, яке у досліджуваній моделі складає  $0,681\text{с}^{-1}$ , що відповідає 6,5 об/хв. кривошипа.

На рис. 8 наведено графіки зростання кутової швидкості, які розраховані для різних варіантів навантаження верстата-качалки, зумовленого зменшенням динамічного рівня та графік для двох варіантів пуску двигуна – перший з верхнього положення кривошипа, другий – з нижнього.

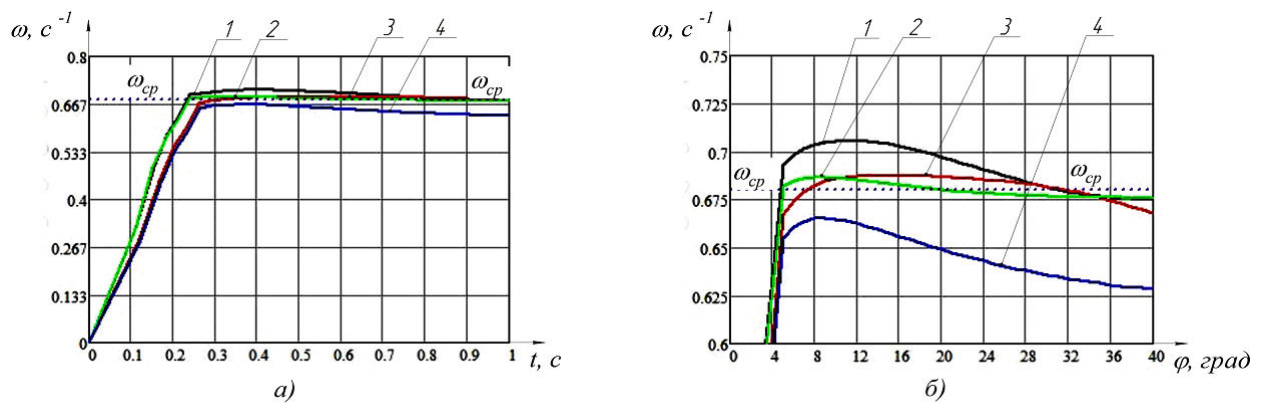
Графіки на рис. 8, а демонструють залежність зміни кутової швидкості від часу: крива 1 побудована для динамічного рівня у 200 м та початку пуску верстата-качалки з верхнього положення кривошипа (див. рис. 6, а); крива 2 – для динамічного рівня у 1456 м та початку пуску верстата-качалки з верхнього положення кривошипа, крива 3 побудована для динамічного рівня у 200 м та початку пуску верстата-качалки з нижнього положення кривошипа; крива 4 – для динамічного рівня у 1456 м та початку пуску верстата-качалки з нижнього

положення кривошипа. Для кращого розуміння процесу пуску верстата-качалки побудовано залежність зміни кутової швидкості кривошипа від кута його повороту у діапазоні зміни швидкості від  $0,6\text{с}^{-1}$  до  $0,75\text{с}^{-1}$  (рис. 8, б).

Відмінність між графіками зміни кутової швидкості кривошипа проявляється при завершених періоду розгону. У цьому випадку чим менше навантаження у точці підвісу штанг, тим більшої максимальної швидкості набуває кривошип у кінці періоду розгону.

Так, графік 1 (рис. 6, б) характеризує режим розгону при високому динамічному рівні у 200 м. Пуск відбувається з верхнього розташування кривошипних противаг, і момент, який вони створюють на початку руху (графік 2 рис. 4), є рушійним і сприяє швидкому розгону кривошипа. Відповідно кривошип набуває максимальної кутової швидкості  $0,706\text{с}^{-1}$  при куті повороту в  $11^{\circ}$ .

Якщо пуск відбувається з нижнього положення кривошипних противаг при незмінному динамічному рівні (рис. 6, б, графік 2), то максимальна кутова швидкість кривошипа, якої він



а) залежність кутової швидкості від часу розгону;  
 б) залежність кутової швидкості від кута повороту кривошипа

**Рисунок 8 – Графіки зміни кутової швидкості кривошипа верстата-качалки під час його розгону**

набуває в кінці розгону, дещо менша від попереднього варіанту пуску, але є більшою від  $\omega_{cp}$ . Це пояснюється тим, що зведений момент на кривошипі, у момент пуску, є від'ємним, тобто є моментом опору.

Аналогічно пояснюється кутової швидкості кривошипа під час розгону при зниженні динамічного рівня до прийому насоса (графік 3, рис. 8, б). При умові пуску з верхнього положення кривошипних противаг момент опору настільки високий, що кривошип набуває середньої кутової швидкості  $\omega_{cp} = 0,68 \text{ c}^{-1}$  протягом його повороту на  $7^\circ$  і таке значення швидкості утримується до кута повороту в  $32^\circ$ . А пуск верстата-качалки при цьому ж динамічному рівні з нижнього положення кривошипних противаг неможливий, що демонструє графік 4 (рис. 8, б). Кривошип розганяється до швидкості  $0,66 \text{ c}^{-1}$ , що нижче середньої кутової швидкості, і далі відбувається її зниження аж до 0.

### Висновки

Розроблена математична модель верстата-качалки дозволяє досліджувати режим розгону його привода шляхом розрахунку кутової швидкості кривошипа. Порушення зрівноваженості і зміна динамічного рівня рідини за трубами НКТ у свердловині впливає на величину зведеного до кривошипного вала моменту сил і, як наслідок, на режим розгону верстата-качалки.

Проведені розрахунки дозволили визначити вплив зміни динамічного рівня рідини, що знаходиться за трубами НКТ, а отже, і навантаження верстата-качалки на зміну кутової

швидкості у період пуску СШНУ, а також виробити рекомендації щодо пуску верстата-качалки з врахуванням варіанту розташування кривошипних противаг. Отже, і при високому, і при низькому динамічному рівнях пуск рекомендується проводити з верхнього розташування кривошипних противаг, оскільки створюваний ними момент сприяє швидшому розгону верстата-качалки. Відслідковувати зростання навантаження можна, вимірюючи максимальні значення кутової швидкості кривошипа, про що свідчить зменшення амплітуди кутової швидкості з  $0,706 \text{ c}^{-1}$  до  $0,687 \text{ c}^{-1}$  при зменшенні динамічного рівня від 200 м до 1456 м.

### Література

1. Xing M., Dong S. A new simulation model for a beam-pumping system applied in energy saving and resource-consumption reduction / SPE Prod. Oper. 2015;30:130–140. doi: 10.2118/173190-PA. – Електрон. дан. 2015. ULR: <https://www.onepetro.org/journal-paper/SPE-173190-PA>.
2. Савчук В. В. Видобування нафти з високим вмістом піску, смол і парафіну із застосуванням спеціальних конструкцій насосів. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2016. № 1(40). С. 20-28.
3. Харун В. Р., Райтер П. М., Гладь І. В., Буй В. В. Проблеми використання верстатів-гойдалок в малодобітних свердловинах. *Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Машини, обладнання і матеріали для наповнення вітчизняного видобутку нафти і газу»* (м. Івано-Франківськ, 24-27 квітня 2018 р.). Івано-Франківськ, 2018. С. 194-196.

4. Hongqiang Lv, Jun Lin, Jiuqiang Han and An Jiang An Energy Saving System for a Beam Pumping Unit / *Sensors* 2016,16,685. URL: [www.mdpi.com/journal/sensors](http://www.mdpi.com/journal/sensors).

5. Борин В. С., Калюжний Б. С., Маляр А. В., Головач І. Р. Діагностика стану обладнання глибинонасосної установки за моментом привідного двигуна. *Методи та прилади контролю якості*. 2007. № 19. С. 9-12.

6. Копей Б. В., Заміховський Л. М., Євчук О. В., Стефанишин О. І., Копей В. Б. Вібраційна діагностика технічного стану редукторів верстатів-гойдалок. *Нафтогазова енергетика*. 2008. № 1(6). С. 60-65.

7. Кіянюк О. І., Гладь І. В., Бацала Я. В. Діагностування енергетичного стану верстата-качалки. *Матеріали 8-ої міжнародної н/т конференції "Сучасні прилади, матеріали і технології для неруйнівного контролю і технічної діагностики машинобудівного і нафтопромислового обладнання"* (м. Івано-Франківськ, 14-16 листопада 2017). Івано-Франківськ, 2017. С. 66.

8. Дубей О. Я. Визначення закону руху точки підвісу штанг верстатів-гойдалок. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2013. №4 (49). С. 67-73.

9. Копей В. Б., Копей Б. В., Кузьмін О. О. Принципи побудови моделі свердловинної штангової насосної установки для середовища Maplesoft MapleSim 7. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2017. №2(43). С. 42-52.

10. Харун В. Р., Заливаха Н. Я. Дослідження роботи верстата-качалки в умовах змінного навантаження, зумовленого парафінуванням свердловини і зниженням динамічного рівня. *Прикарпатський вісник НТШ. Число*. 2018. № 1(45). С. 117-138.

11. Zi-Ming Feng, Jing-Jing Tan, Qi Li, Xin Fang A review of beam pumping energy – saving technologies. *J Petrol Explor Prod Technol*. 2018. No 8. P. 299-311.

12. Сенчішак В. М., Попович В. Я., Буй В. В. Вплив нерівномірності обертання кривошипа на динаміку роботи верстата-качалки. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2017. № 4(65). С.70-76.

13. Райтер П. М., Харун В. Р. Діагностика режиму енергопотреблення приводного двигателя скважинної штангової насосної установки при изменении динамического уровня жидкости в скважине. *XXX Международная конференция "Дефектоскопия 15" "NTD Days 2015"* (г. Созопол, 2015). Созопол, 2015. Т1. С. 40-42.

14. Ковылин Ю. Я. К расчету движения механизмов под действием сил, зависящих от

положения и скорости звена приведения. *Сб. научно-методических статей*. М.: Высшая школа. 1976. Вып. 5. С. 30-34.

15. Адонин А. Н. Добыча нефти штанговыми насосами. М.: Недра, 1979. 213с.

16. Гусейнов М. А. и др. Уравновешивание станков-качалок. *Химическое и нефтяное машиностроение*. М.: Машиностроение, 1977. № 3. С.10-11.

## References

1. Xing M., Dong S. A new simulation model for a beam-pumping system applied in energy saving and resource-consumption reduction / *SPE Prod. Oper.* 2015;30:130–140. doi: 10.2118/173190-PA. – Electron data 2015. URL: <https://www.onepetro.org/journal-paper/SPE-173190-PA>.

2. Savchuk V. V. Vydobuvannya nafty z vysokym vmistom pisku, smol i parafinu iz zastosuvanniam spetsialnykh konstruksii nasosiv. *Naukovyi visnyk IFNTUNH*. 2016. No 1(40). P. 20-28. [in Ukrainian]

3. Kharun V. R., Raiter P. M., Hlad I. V., Bui V. V. Problemy vykorystannia verstativ-hoidalok v malo debitnykh sverdlovynakh. *Materialy mizhnarodnoi naukovo-tekhnichnoi konferentsii «Mashyny, obladnannia i materialy dlia naroshchuvannia vitchyznianoho vydobutku nafty i hazu»* (Ivano-Frankivsk, 24-27 kvitnia 2018.). Ivano-Frankivsk, 2018. P. 194-196. [in Ukrainian]

4. Hongqiang Lv, Jun Lin, Jiuqiang Han and An Jiang An Energy Saving System for a Beam Pumping Unit / *Sensors* 2016,16,685. URL: [www.mdpi.com/journal/sensors](http://www.mdpi.com/journal/sensors)

5. Boryn V. S., Kaliuzhnyi B. S., Maliar A. V., Holovach I. R. Diahnostyka stanu obladnannia hlybynonasosnoi ustanovky za momentom pryvidnoho dvyhuna. *Metody ta prylady kontroliu yakosti*. 2007. No 19. P. 9-12. [in Ukrainian]

6. Kopei B. V., Zamikhovskiy L. M., Yevchuk O. V., Stefanyshyn O. I., Kopei V. B. Vibratsiina diahnostyka tekhnichnoho stanu reduktoriv verstativ-hoidalok. *Naftohazova enerhetyka*. 2008. No 1(6). P. 60-65. [in Ukrainian]

7. Kiianiuk O. I., Hlad I. V., Batsala Ya. V. Diahnostuvannya enerhetychnoho stanu verstaty-kachalky. *Materialy 8 mizhnarodnoi n/t konferentsii "Suchasni prylady, materialy i tekhnologii dlia neruinivnoho kontroliu i tekhnichnoi diahnostyky mashynobudivnoho i naftopromysloвого obladnannia"* (Ivano-Frankivsk, 14-16 lystopada 2017). Ivano-Frankivsk, 2017. P. 66. [in Ukrainian]

8. Dubei O. Ya. Vyznachennia zakonu rukhu tochky pidvisu shtanh verstativ-hoidalok. *Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovykh rodovyshch.* 2013. No 4 (49). P. 67-73. [in Ukrainian]
9. Kopei V. B., Kopei B. V., Kuzmin O. O. Pryntsypy pobudovy modeli sverdlovyynnoi shtanhovoi nasosnoi ustanovky dlia seredovyshcha Maplesoft MapleSim 7. *Naukovyi visnyk IFNTUNH.* 2017. No 2(43). P. 42-52. [in Ukrainian]
10. Kharun V. R., Zalyvakha N. Ya. Doslidzhennia roboty verstata-kachalky v umovakh zminnoho navantazhennia, zumovlenoho parafinuvanniam sverdlovyyny i znyzhenniam dynamichnoho rivnia. *Prykarpatskyi visnyk NTSh. Chyslo.* 2018. No 1(45). P. 117-138. [in Ukrainian]
11. Zi-Ming Feng, Jing-Jing Tan, Qi Li, Xin Fang A review of beam pumping energy – saving technologies. *J Petrol Explor Prod Technol.* 2018. No 8. P. 299-311.
12. Senchishak V. M., Popovych V. Ya., Bui V. V. Vplyv nerivnomirnosti obertannia kryvoshypa na dynamiku roboty verstata-kachalky. *Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovykh rodovyshch.* 2017. No 4(65). P. 70-76. [in Ukrainian]
13. Rayter P. M., Harun V. R. Diagnostika rezhima energopotrebleniya privodnogo dvigatelya skvazhinnoy shtangovoy nasosnoy ustanovki pri izmenenii dinamicheskogo urovnya zhidkosti v skvazhine. *XXX Mezhdunarodnaya konferentsiya "Defektoskopiya 15" "NTD Days 2015"* (Sozopol, 2015). Sozopol, 2015. Vol. 1. P. 40-42. [in Russian]
14. Kovyilin Yu. Ya. K raschetu dvizheniya mehanizmov pod. deystviem sil, zavisyaschih ot polozhennya i skorosti zvena privedeniya. *Sb. nauchno-metodicheskikh statey.* M.: Vysshaya shkola. 1976. Vol. 5. P. 30-34. [in Russian]
15. Adonin A. N. Dobyicha nefi shtangovymi nasosami. M.: Nedra, 1979. 213p. [in Russian]
16. Guseynov M. A. and other. Uravnoveshivanie stankov-kachalok. *Himicheskoe i neftyanoe mashinostroenie.* M.: Mashinostroenie, 1977. No 3. P. 10-11. [in Russian]