

2. Norman, Carlisle (February 1968). "The Amazing Rolamite – It Opens the Door for 1000 Inventions". Popular Mechanics.

3 Бронштейн И.Н., Справочник по математике/ И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев: М.:Наука, 1979-720с.

УДК 622.276.53.05-886

ВПЛИВ НЕРІВНОМІРНОСТІ ОБЕРТАННЯ КРИВОШИПА ВЕРСТАТА-ГОЙДАЛКИ НА КІНЕМАТИКУ РУХУ ТОЧКИ ПІДВІСУ КОЛОНИ ШТАНГ

В.М.Сенчішак, В.Я.Попович, В.В.Буй

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727147,

e-mail: mechmach@nung.edu.ua

Штангова насосна експлуатація свердловин займає ведуче місце серед інших способів видобування нафти. Широке застосування обумовлене їх відносною простотою і зручністю експлуатації мало- і середньо дебітних свердловин.

Питання кінематики і динаміки верстатів-гойдалок достатньо ґрунтовно розглянуті у роботах [1,2]. Методи розрахунку кінематичних і динамічних параметрів побудовані на уточнених але дещо спрощених залежностях, які допускають деякі відхилення від реальних показників. Але з появою ЕОМ появилася можливість виконувати обчислення кінематичних і динамічних параметрів відмовившись від прийнятих спрощень. Так, у роботі [3] авторами запропонований метод дослідження кінематики просторового важільного механізму приводу верстата-гойдалки засобами векторної алгебри.

Гармонійний закон руху точки підвісу штанг зменшує динамічні і вібраційні навантаження на всі вузли верстата-гойдалки. Прискорення колони штанг при цьому найменші. Досягти гармонійного закону переміщення штанг можна при відповідному співвідношенні довжин кривошипа і шатунів верстата-гойдалки [1] і рівномірному обертанні кривошипа. Перша умова, у сучасних балансірних верстатах-гойдалках, конструктивно вирішена. У реальних умовах експлуатації штангової установки навантаження на балансір суттєво впливає на обертальний рух кривошипа, і як результат, на кінематику руху точку підвісу колони штанг.

Щоб оцінити реальний закон руху колони штанг, необхідно знати реальну кутову швидкість і кутове прискорення кривошипа.

При дослідженні руху точки підвісу штанг необхідно розв'язати дві задачі. У першій задачі визначають закон руху кривошипа з урахуванням реальних навантажень у точці підвісу штанг. Потім, знаючи реальну кутову швидкість і прискорення кривошипа, визначають кінематичні параметри точки підвісу колони штанг.

Дослідження закону руху виконувались для верстата-гойдалки 7СК12-2,5-5600. На рис.1 зображена розрахункова схема механізму приводу верстата-гойдалки.

Закон руху кривошипа досліджувався за рівнянням записаним у диференціальній формі [4]

$$J_{3\theta} \frac{d\omega_1}{dt} + \frac{\omega_1^2}{2} \frac{dJ_{3\theta}}{d\varphi_1} = M_{3\theta}^p + M_{3\theta}^0, \quad (1)$$

де ω - середня кутова швидкість кривошипа, рад/с; φ - кут повороту кривошипа, рад.; $J_{3\theta}$ - зведений до кривошипа момент інерції мас ланок приводу верстата-гойдалки, мас колони штанг і рідини, кг·м².

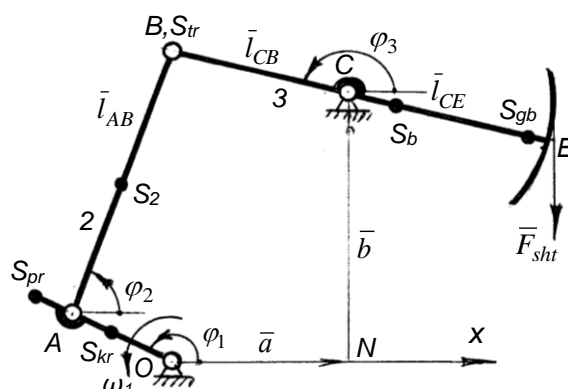


Рисунок 1 – Кінематична схема верстата-гойдалки

У правій частині рівняння руху кривошипа верстата-гойдалки (1) входять, зведені до кривошипа, обертовий момент рушійних сил електродвигуна M_{36}^p і сил опору, ваги ланок і противаг M_{36}^o . Зведений момент сил опору M_{36}^o визначається з урахуванням реального навантаження у точці підвісу колони штанг, яке взяте з динамограми записаної під час роботи верстата-гойдалки.

Зведений до кривошипа момент рушійних сил M_{36}^p визначений з урахуванням механічної характеристики електродвигуна.

Рівняння (1) розв'язане числовим методом запропонованим проф. Г. Г. Барановим [5], зміст його полягає у тому, що кут повороту φ_1 ланки зведення розбивається на достатньо малі інтервали $\Delta\varphi$, що приймаються за крок інтегрування. У кожному інтервалі задані функції зведених моментів рушійних сил M_{36}^p і сил опору M_{36}^o приймаються постійними, а зведений момент інерції J_{36} міняється лінійно.

Тоді величина $d\omega_1$ приросту швидкості може бути замінена різницею $(\omega_{1(i+1)} - \omega_{1(i)})$, а величина dJ_{36} приросту зведеного моменту інерції – різницею $(J_{36(i+1)} - J_{36(i)})$, де i і $i+1$ - два положення ланки зведення, які відповідають початку і кінцю інтервалу $\Delta\varphi$.

Враховуючи вищенаведене рівняння (1) матиме вигляд

$$2J_{36}(\omega_{1(i+1)} - \omega_{1(i)}) + \omega_{1(i)}(J_{36(i+1)} - J_{36(i)}) = \frac{2(M_{36}^p(i) + M_{36}^o(i))}{\omega_{1(i)}} \Delta\varphi. \quad (2)$$

Розв'язуємо рівняння (2) відносно невідомої швидкості $\omega_{1(i+1)}$

$$\omega_{1(i+1)} = \frac{(M_{36}^p(i) + M_{36}^o(i))\Delta\varphi}{J_{36(i)}\omega_{1(i)}} + \frac{3J_{36(i)} - J_{36(i+1)}}{2J_{36(i)}} \omega_{1(i)}. \quad (3)$$

За формулою (3) крок за кроком виконувались обчислення кутової швидкості $\omega_{1(i)}$ і отримано функцію $\omega_1 = \omega_1(\varphi_1)$, графік якої зображений на рис. 2.

Обертальний рух кривошипа нерівномірний. Найбільша кутова швидкість становить $\omega_{1\max} = 0,474c^{-1}$, а найменша - $\omega_{1\min} = 0,418c^{-1}$. Кутова швидкість рівномірного обертального руху

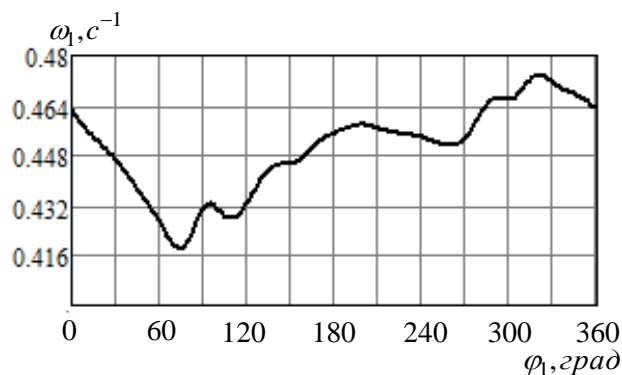


Рисунок 2 – Залежність кутової швидкості кривошипа від кута його повороту

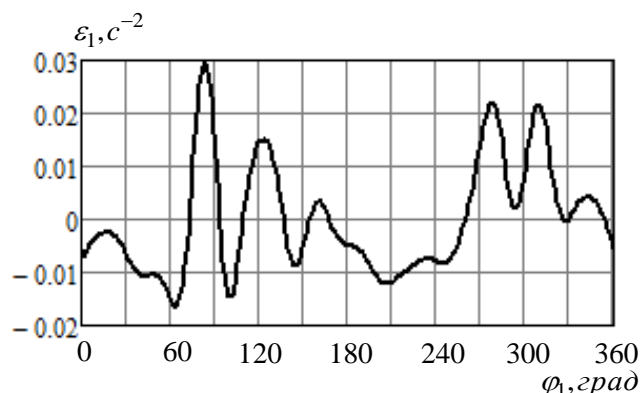


Рисунок 3 – Залежність кутового прискорення кривошипа від кута його повороту

кривошипа $\omega_{1cp} = 0,45c^{-1}$. Графік кутового прискорення кривошипа наведений на рис. 3.

За допомогою програмного пакету Mathcad і складеного алгоритму була обчислена швидкість руху точки підвісу штанг з урахуванням нерівномірності обертання кривошипа.

Результати вказують на те, що нерівномірність руху кривошипа мало впливає на швидкість руху точки підвісу штанг. В окремих положеннях кривошипа максимальна різниця між цими швидкостями не перевищує 5%. Такі ж результати отримані автором у роботі [6].

На рис. 4 наведені результати досліджень прискорення точки підвісу колони штанг. Суцільною лінією зображено прискорення точки підвісу штанг при нерівномірному обертанні кривошипа (графік 1), максимальне прискорення становить $W_{\max}^H = 0,688 \text{ м/с}^2$, а пунктирною лінією зображено прискорення при рівномірному обертанні кривошипа (графік 2), $W_{\max}^P = 0,302 \text{ м/с}^2$.

З графіків (рис.4) видно, що нерівномірний рух кривошипа збільшує більше ніж у два рази максимальне прискорення колони штанг в її крайніх положеннях. Значить, інерційні навантаження на балансир зростають у стільки ж разів.

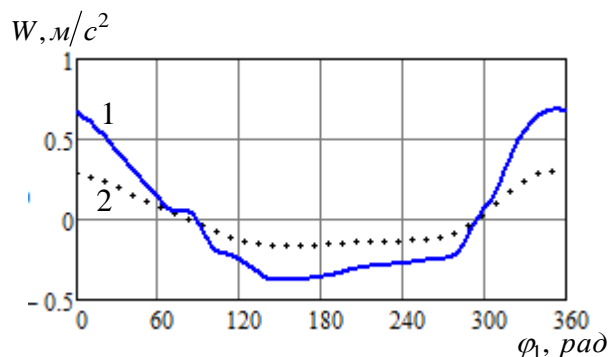


Рисунок 4 – Графіки прискорень точки підвісу колони штанг:
1) – для нерівномірного руху;
2) – для рівномірного руху.

Список використаних джерел.

1. Чичеров Л. Г. Нефтепромысловые машины / М.: Недра, 1983. – 308 с.
2. Дреготеску Н. Д. Глубинно-насосная добыча нефти: Перевод с румынского П. А. Петрова / М.: Недра, 1966. – 417 с.
3. Сенчішак В.М. Дослідження кінематики і динаміки важільного механізму верстата-гойдалки [Текст] / В. М. Сенчішак, В. Я. Попович, О. В. Прозур // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2016. - № 4(61) - с. 55-64.
4. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов. – 4-е изд. / М.: Наука, 1988. – 640 с.
5. Баранов Г. Г. Курс теории механизмов и машин / М.: Машиностроение, 1967.–508 с.
6. Дубей О. [Текст] // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2016. - № 4(61) - с. 55-64.

УДК 330.3:622.32

ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІ НАПРЯМИ РОЗВИТКУ ГАЗОРОЗПОДІЛЬНИХ ПІДПРИЄМСТВ

С. В. Король

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, e-mail: KorolSV@i.ua

Складна ситуація на вітчизняних підприємствах в період кризи, відсутність необхідного розвитку і навіть стабільності відображає недостатньо враховані можливості чи невикористані ресурси. Сучасний стан газорозподільних підприємств (ГРП) набуває особливого значення, зважаючи на теперішні умови фінансово-політично-військової ситуації, коли Україна потребує чи не найбільшого залучення інвестицій за всю історію існування. Тому сфера нафтогазової промисловості в євроінтеграційних умовах вимагає особливої уваги науковців, які можуть поглибити підходи до розуміння економічної