

УДК 622.276.53.05

DOI: 10.15587/1729-4061.2018.150794

ВДОСКОНАЛЕННЯ СПОСОБУ ОЦІНКИ ТА КОРЕКТУВАННЯ ЗРІВНОВАЖЕННЯ ПРИВОДІВ ШТАНГОВИХ СВЕРДЛОВИННИХ НАСОСНИХ УСТАНОВОК

З метою зменшення впливу нерівномірності навантаження на роботу приводів штангових свердловинних насосних установок за результатами проведених досліджень запропоновано вдосконалений спосіб оцінки та коректування зрівноваження. Спосіб передбачає визначення необхідного положення кривошипних противаг на основі залежностей зміни активної потужності та швидкості обертання вала двигуна. Експериментальні дослідження для отримання згаданих залежностей проведені за допомогою портативного інформаційно-вимірювального комплексу. Його робота ґрунтується на технології віртуальних приладів, методах цифрової обробки сигналів і графічному програмуванні алгоритмів прикладних програм. Відповідно до запропонованого способу оптимальне місце розташування кривошипних противаг визначається з умови рівності максимумів зведеного крутного моменту на вихідному валу редуктора. При цьому графік зміни моменту сил корисного опору є різницею зведеного крутного моменту на вихідному валу редуктора, отриманого за результатами досліджень, і моменту від кривошипа та противаг. Можливість використання вдосконаленого способу для коректування зрівноваженості приводів із достатньою для цього точністю підтверджено результатами повторного ватметрвання, виконаного після зміни положення кривошипних вантажів відповідно до сформованих рекомендацій. Обґрунтовано, що достатня точність контрольованих для реалізації способу параметрів досягається за умови забезпечення кута повороту кривошипа між точками вимірювання від 5° до 1° . Впровадження способу дозволяє мінімізувати затрати часу на реалізацію процесу зрівноваження та забезпечити зниження впливу нерівномірності навантаження на роботу приводу

Ключові слова: верстат-качалка, оцінка зрівноваження, ватметрограма, крутний момент кривошипа, дискретність вимірювання

В. Р. Харун

Кандидат технічних наук, доцент
Кафедра технічної механіки*

А. П. Джус

Доктор технічних наук, професор
Кафедра нафтогазового обладнання*
E-mail: andriy_dzhus@i.ua

І. В. Гладь

Кандидат технічних наук, доцент
Кафедра електроенергетики, електротехніки та електромеханіки*

П. М. Райтер

Доктор технічних наук, професор
Кафедра енергетичного менеджменту і технічної діагностики*

Т. В. Яців

Завідувач відділення
Відділення нафтогазової інженерії та технологій
Державний вищий навчальний заклад
«Дрогобицький коледж нафти і газу»
вул. М. Грушевського, 57, м. Дрогобич,
Львівська обл., Україна, 82100

Н. М. Гедзик

Кандидат технічних наук
Менеджер з розвитку персоналу
ПАТ «Укрнафта»
пров. Несторівський, 3-5, м. Київ, Україна, 04053

О. О. Григорук

Кандидат фізико-математичних наук
Начальник управління видобутку нафти і газу**

С. В. Касаткін

Начальник відділу оптимізації роботи свердловин
Управління видобутку нафти і газу**

*Івано-Франківський національний
технічний університет нафти і газу

вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76019

**Науково-дослідний і проектний інститут ПАТ «Укрнафта»
Північний бульвар, 2, м. Івано-Франківськ, Україна, 76019

1. Вступ

Верстат-качалка є складовою частиною штангової свердловинної насосної установки (ШСНУ) і за допо-

могою колони насосних штанг з'єднується з плунжером насоса. Колона штанг через її значну довжину і складний профіль свердловини зазнає дії статичних та динамічних навантажень, пов'язаних із вимушеними, вільними,

параметричними і фрикційними коливаннями [1]. Очевидним є те, що ці навантаження передаються і на елементи приводу ШСНУ. Зубці зубчатих коліс редукторів, які є складовими механізмів для зниження швидкості обертання вала двигуна до числа хитань балансира, в процесі експлуатації зазнають дії змінних в часі за пульсуючим циклом навантажень. При цьому рівень максимальних навантажень окремих зубців є різним, визначається особливостями роботи приводу та ступенем його зрівноваженості. Також характерною є зміна діючого навантаження не тільки на зубці редуктора, але й на всі його елементи. Як наслідок на практиці доволі часто спостерігаються виходи з ладу обладнання, що обумовлюються також схильністю вузлів приводу до несприятливого впливу навколишнього середовища, дефектами монтажу і технічного обслуговування [2]. Тому зменшення впливу нерівномірності навантаження на роботу приводів ШСНУ є важливим питанням, а дослідження спрямовані на його досягнення, і зокрема шляхом належного зрівноваження, актуальні.

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

В штанговій колоні за цикл хитання балансира спостерігається два перехідні процеси, пов'язані з переміщенням устьового штока і збільшенням або зменшенням статичних навантажень. Перехідні процеси являють собою вільні коливання колони штанг, амплітуда яких залежить від змушувального зусилля і власної частоти. Тому рівень динамічних навантажень обумовлюється параметрами окремої свердловини та використовуваного обладнання і, по відношенню до діючих в точці підвісу штанг сумарних навантажень, змінюється в досить широкому діапазоні. Зустрічаються свердловини, для яких динамічні навантаження є співрозмірними і навіть значно перевищують статичні, що зумовлені вагою стовпа рідини над плунжером.

Одним із шляхів зменшення коливань колони штанг, а отже і нерівномірності навантаження приводу, є застосування пружних підвісок та амортизаторів [3, 4]. Аналітичні та числово-аналітичні дослідження експлуатаційних властивостей пружних елементів таких пристроїв наведені в роботах [5]. Однак амортизатори, параметри яких підібрані для деякого рівня навантажень, перестають бути ефективними при його зміні. Незначна зміна частоти або параметрів демпфованого об'єкту може призвести до небезпечного збільшення амплітуди коливань.

Іншим способом зменшення динамічних навантажень є збільшення довжини ходу штока і зниження числа хитань балансира [6]. Чим повільніше прикладається змушувальне зусилля, тим нижчим є рівень динамічних навантажень. Однак швидкість його прикладання є обмеженою конструктивними особливостями виконавчих механізмів приводів. Так, розмірний ряд верстатів-качалок не забезпечує довжину ходу більше 3–3,5 м. Використання довгоходових верстатів-качалок, особливо на родовищах, що знаходяться на пізній стадії експлуатації є економічно недоцільним.

Зменшення впливу нерівномірності навантаження на роботу зокрема редукторів, клинопасових передач і електродвигунів досягається шляхом якісного виконання зрівноваження приводів. Завдяки цьому у зрівноваженому верстаті-качалці забезпечується найменше середньоквадратичне значення потужності за повний цикл його роботи [7].

На сьогодні більшість родовищ Західного регіону знаходиться на завершальному етапі розробки, що характеризується суттєвим зниженням продуктивності свердловин. Це зумовило зменшення діаметрів насосів, числа хитань балансира, а також і довжини ходу точки підвісу штанг. Однак переважна більшість свердловин експлуатується ШСНУ з приводами, основні параметри яких відповідали періоду початку розробки родовищ. При цьому потужності приводів вистачає для роботи у вкрай незрівноваженому стані. В переважній більшості верстатів-качалок перезрівноважені, а зрівноваження за рекомендованими номограмами є неможливим.

Такий стан обов'язково супроводжується періодичним стуком в редукторі, що є наслідком зміни напрямку дії колової сили у зубчатому зачепленні. Ця зміна є характерною для обох ступеней редуктора, супроводжується ударними навантаженнями, зумовлює виникнення вібрацій, що призводить до цілого ряду несправностей.

В той же час необхідно зазначити, що зрівноваження службами нафтогазовидобувних управлінь (НГВУ) здійснюється, як правило, шляхом контролю величини струму в обмотках статора асинхронного електродвигуна. Однак при значній недовантаженості приводних двигунів ефективність зрівноваження верстатів-качалок за діючими струмами є низькою.

Слід відмітити також, що найбільш поширеним способом отримання діагностичної інформації у вітчизняних НГВУ є динамометрування. Цей метод є широко відомим у всьому світі і використовується як для якісної, так і для кількісної оцінки умов роботи обладнання [8, 9]. Це пояснюється тим, що навантаження на полірований шток визначається як параметрами насосної установки і режимом її роботи, так і станом окремих вузлів глибиннонасосного обладнання. Стосовно навантаженості безпосередньо елементів проводу, що призначені для зниження швидкості обертання вала двигуна до числа хитань балансира, а саме редуктора і клинопасової передачі, динамометрування не є інформативним.

В класичній теорії механізмів і машин механізм вважається зрівноваженим, якщо сума зовнішніх, внутрішніх сил і сил інерції, а також моментів рівні нулю [10]. Стосовно приводів ШСНУ зовнішньою силою є навантаження, що діє в точці підвісу штанг. Її зрівноваження, на практиці, забезпечується розміщенням додаткових мас (противаг) на кривошипі чи балансірі верстата-качалки. При цьому зовнішні сили зводяться до кривошипа, а дія еквівалентна зведеному крутному моменту, що діє на вихідному валу редуктора. Зважаючи на це, основним методом визначення зрівноваженості є оцінка залежності моменту від кута повороту за один цикл зміни навантаження.

Безпосереднім вимірюванням отримати графік моменту дуже важко. Це пов'язано з конструктивними особливостями кривошипа, на якому розташовується вузол з'єднання з шатуном. Тому його отримують розрахунковим шляхом з використанням графіка зміни навантаження в точці підвіски штанг та з врахуванням мас ланок виконавчого механізму, визначальними з яких є маси кривошипів та розміщених на них противаг [11]. Зазначений метод забезпечує можливість оцінки зрівноваженості та визначення необхідного місця розташування противаг, проте вимагає необхідності врахування кінематики виконавчого механізму верстата-качалки окремого типорозміру.

Згідно [12] саме ватметрування є більш точним методом оцінки зрівноваженості верстата-качалки, оскільки виключає необхідність розрахунку кінематичних параметрів. При цьому коефіцієнт незрівноваженості визначається як:

$$K_H = \frac{P_B^{\max} - P_H^{\max}}{P_B^{\max} + P_H^{\max}} \cdot 100\%, \quad (1)$$

де P_B^{\max} , P_H^{\max} – максимальні значення потужності при ході точки підвісу штанг вгору та вниз. Верстат-качалка вважається незрівноваженим, якщо значення коефіцієнта перевищує $\pm 5\%$.

Існують також контролери, які після проведення кількох вимірювань споживаної потужності, що супроводжуються зміною положення кривошипних противаг, видають рекомендації щодо оптимального положення [13]. Однак при цьому виникає необхідність неодноразового переміщення вантажів.

Повертаючись до процесу ватметрування необхідно зазначити, що графіки зміни навантаження отримують шляхом реєстрації миттєвих значень споживаних потужностей [14, 15]. Наявні на сьогодні технічні засоби забезпечують вимірювання з високою дискретністю. Завдяки цьому фіксуються значення потужностей, які відповідають навантаженням, що зумовлені різного роду коливними процесами. Однак недослідженим залишається вплив дискретності вимірів на оцінку зрівноваженості приводів.

3. Мета і задачі досліджень

Метою досліджень є вдосконалення способу оцінки та коректування зрівноваження приводів штангових свердловинних насосних установок на основі методу ватметрування.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- обґрунтувати основні принципи визначення необхідного положення кривошипних противаг на основі результатів ватметрування;
- провести експериментальні дослідження з метою отримання вихідної інформації для оцінки зрівноваженості приводу та перевірки рекомендацій щодо коректування зрівноваження;
- встановити доцільну дискретність вимірювання контрольованих параметрів в часі для реалізації способу.

4. Обґрунтування основних принципів реалізації способу визначення положення кривошипних противаг

Для зменшення затрат на виконання операцій щодо зрівноваження приводу ШСНУ пропонується вдосконалений спосіб визначення необхідного положення кривошипних противаг за результатами ватметрування.

Момент вала кривошипа з моментом, на валу електродвигуна пов'язаний співвідношенням:

$$M_{кр} = M_{дв} \cdot u_{пш} \cdot u_{ред} \cdot \eta_{пш} \cdot \eta_{ред}, \quad (2)$$

де $M_{дв}$ – крутний момент, що діє на валу електродвигуна; $u_{пш}$, $u_{ред}$ – передаточне число пасової передачі та редуктора; $\eta_{пш}$, $\eta_{ред}$ – ККД пасової передачі та редуктора.

Момент на валу електродвигуна визначається за значеннями потужності та швидкості обертання вала:

$$M_{дв} = \frac{30 \cdot P_{дв}}{\pi \cdot n_{дв}}. \quad (3)$$

Тоді, зведений крутний момент, що діє на вихідному валу редуктора, визначається як:

$$M_{кр} = \frac{30 \cdot P_{дв}}{\pi \cdot n_{дв}} \cdot u_{пш} \cdot u_{ред} \cdot \eta_{пш} \cdot \eta_{ред}. \quad (4)$$

Наступним кроком є розрахунок моменту, що створюють кривошип та противаги, розміщені на них:

$$M_{пр} = G_{пр1} \cdot l_{пр1} \cdot \cos(\phi_1 + \beta_1) + G_{пр2} \cdot l_{пр2} \cdot \cos(\phi_1 - \beta_2) + G_{кр} \cdot \frac{r_{кр}}{2} \cdot \cos(\phi_1), \quad (5)$$

де $G_{пр1}$, $G_{пр2}$ – вага противаг, що розміщуються на кривошипах; $l_{пр1}$, $l_{пр2}$ – відстані до розміщення центрів мас противаг; ϕ_1 – кут повороту кривошипа; β_1 , β_2 – кути положення центрів мас кривошипних противаг; $G_{кр}$, $r_{кр}$ – вага кривошипа та відстань до його центру мас відповідно (рис. 1).

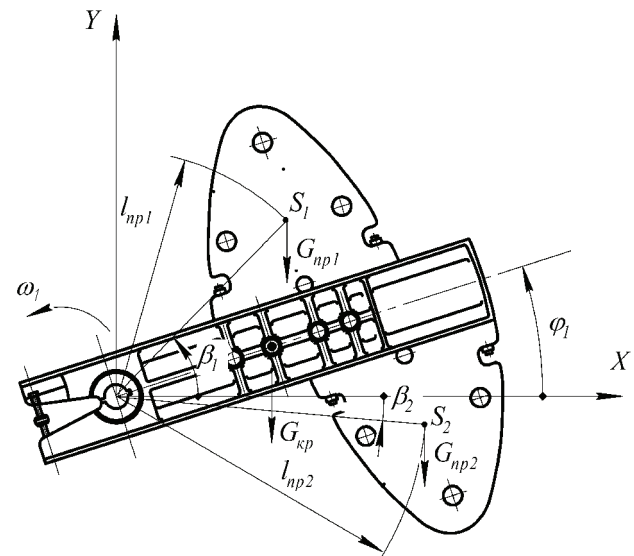


Рис. 1. Розрахункова схема для визначення моменту, що створює кривошип 1 та розміщені на ньому противаги 2 і 3

Графік зведеного до кривошипа моменту від прикладеної в точці підвіски штанг сили корисного опору, отримуємо як різницю моменту, визначеного за (4), та моменту від кривошипа та противаг (5). Оптимальне місце розташування кривошипних противаг визначається на основі отриманого графіка з умови рівності максимумів зведеного крутного моменту на вихідному валу редуктора для ходу штанг вгору та вниз.

5. Результати експериментальних досліджень зрівноваженості приводу та перевірки рекомендацій щодо коректування

Експериментальні дослідження активної потужності та швидкості обертання вала привідного асинхронного

електродвигуна верстата-качалки здійснювались за допомогою портативного інформаційно-вимірювального комплексу [16]. В основу його роботи покладена технологія віртуальних приладів, яка базується на методах цифрової обробки сигналів і графічному програмуванні алгоритмів прикладних програм [17].

При цьому вимірювання діючих значень напруги і струму фази електродвигуна відбувалися з використанням аналого-цифрового перетворення та обчислення середньоквадратичного значення:

$$U = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T u(t) dt}; \tag{6}$$

$$I = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T i(t) dt}, \tag{7}$$

де $u(t)$, $i(t)$ – миттєві значення напруги і струму, T – період інтегрування.

Активна потужність фази електродвигуна обчислена шляхом усереднення за період значення миттєвої потужності:

$$P = \frac{1}{T} \int_0^T p(t) dt, \tag{8}$$

де $p(t)$ – миттєве значення потужності.

Активна потужність електродвигуна отримана шляхом сумування активних потужностей у його фазах відповідно до принципу схеми трьох ватметрів.

Експериментальні дослідження з метою отримання ватметрограми та оцінки зрівноваження приводу ШСНУ проводились на свердловині, що експлуатується в постійному режимі та обладнана верстатом качалкою UP12-T-55. Після математичної обробки записаних сигналів отримано файл, що містить виміряні напругу, струм, активну потужність, швидкість обертання вала та мітку, що відповідає крайньому верхньому положенню підвіски устьового штока. При цьому роздільна здатність вимірювання вказаних вище параметрів може задаватись в діапазоні від 1 до 50 точок за секунду.

За результатами проведених досліджень отримано графік зміни активної потужності двигуна за один оберт кривошипа верстата-качалки (рис. 2).

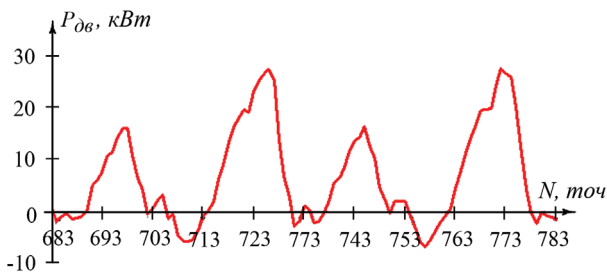


Рис. 2. Графік записаної активної потужності двигуна за один оберт кривошипа верстата-качалки

На основі визначених експериментальним шляхом значень активної потужності та швидкості обертання вала електродвигуна за залежністю (4) отримано графік зміни крутного моменту на вихідному валу редуктора (рис. 3).

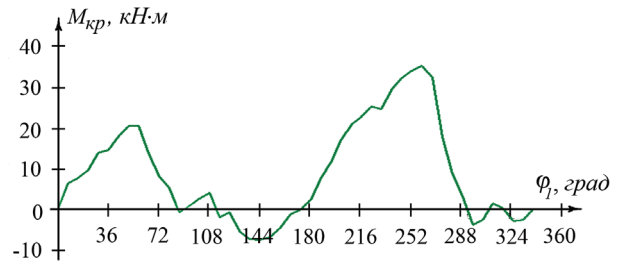


Рис. 3. Графік зміни крутного моменту на вихідному валу редуктора за один оберт кривошипа

Графік зведеного до кривошипа моменту, що створює діюча в точці підвіски штанг сила корисного опору, отримуємо як різницю результуючого моменту та моменту від кривошипних противаг (рис. 4).

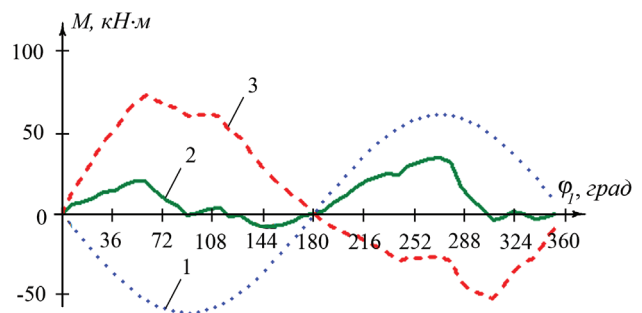


Рис. 4. Графіки зміни моментів: 1 – момент, що створює кривошип та розміщені на ньому противаги; 2 – зведений крутний момент, що діє на вихідному валу редуктора; 3 – момент, що створює діюча в точці підвіски штанг сила корисного опору

Оптимальне місце розташування кривошипних противаг визначається на основі отриманого графіка моменту, що створює діюча в точці підвіски штанг сила корисного опору, з умови рівності максимумів зведеного крутного моменту. Графік зміни прогнозованого після переміщення противаг зведеного моменту на вихідному валу редуктора наведений на рис. 5.

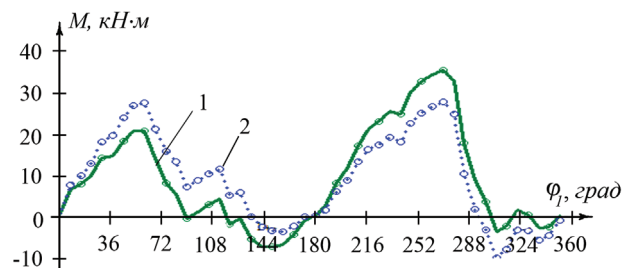


Рис. 5. Графіки зміни зведеного моменту на вихідному валу редуктора: 1 – для незрівноваженого верстата-качалки; 2 – прогнозований після зрівноваження верстата-качалки шляхом переміщення вантажу на рекомендовану відстань

Після виконання зрівноваження з врахуванням сформованих на основі досліджень рекомендацій проведено вимірювання активної потужності, графік якої наведе-

ний на рис. 6. За вказаних умов максимальні значення потужності для ходу вгору та вниз склали відповідно 20,6 і 22,1 кВт. Мінімальне від'ємне значення потужності наприкінці ходу вгору складало -4кВт.

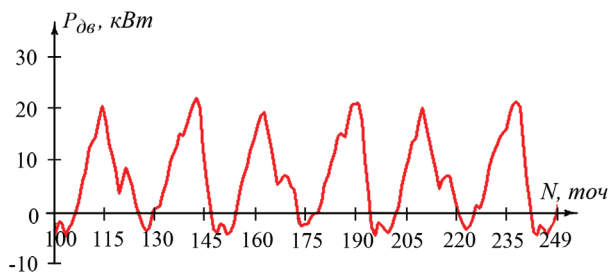


Рис. 6. Графік записаної активної потужності двигуна за три оберти кривошипа верстата-качалки після виконання зрівноваження

Таким чином, отриманими результатами зафіксовано зниження коефіцієнта незрівноваженості до 3,5 %, що згідно [12] дозволяє вважати верстат-качалку зрівноваженим.

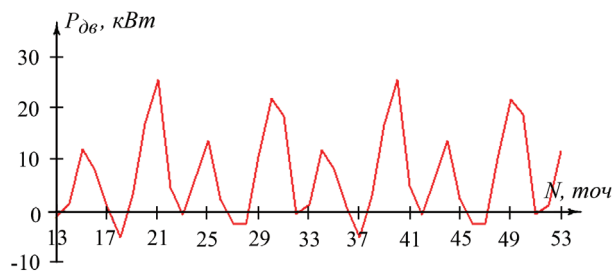
6. Обговорення результатів досліджень та визначення необхідної дискретності вимірювань

Використане в процесі експерименту обладнання дозволяє виконувати вимірювання потужності з дискретністю по часу до 100 вимірювань за секунду. Тому необхідно встановити оптимальну дискретність реєстрації сигналів по часу. На рис. 7 наведені графіки записаної потужності приводного двигуна верстата-качалки UP12-T-55, отримані на свердловині найбільшої нафтовидобувної компанії України ПАТ «Укрнафта» (НГВУ «Надвірнанафтогаз») за різних дискретностей між відліками сигналу в часі.

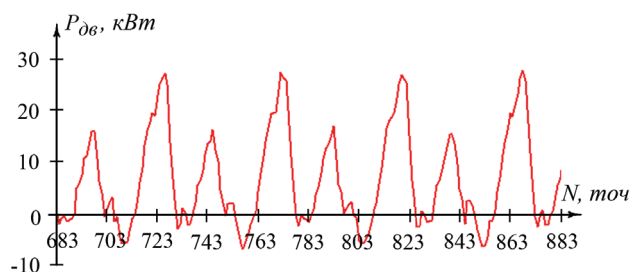
Зменшення проміжків часу між вимірюваннями в діапазоні від 1 до 0,02 секунди впливає на вигляд графіка, і починаючи з дискретності 25 точ/с стохастична складова сигналу суттєво ускладнює аналіз процесів зміни потужності.

Значення коефіцієнту незрівноваженості для цих випадків наведені в табл. 1. Слід відмітити, що при вимірюванні сигналу з частотою 1 точ/с (рис. 7, а) максимальні значення потужності при ході штанг вгору та вниз не є циклічно повторюваними. Наприклад, за вказаної точності для діапазону від 13-ої до 23-ої точки отримано значення максимумів потужностей 11,79 та 25 кВт. В той же час для діапазону від 23-ої до 33-ої точки зафіксовані відповідно значення 13,35 та 21,38 кВт. Це мало б вказувати на не циклічність процесу зміни потужності. Проте при збільшенні кількості точок до 5 за секунду (рис. 7, б) отримано циклічно повторюваний процес з максимальними значеннями, що відповідно складають 15,82 кВт для ходу вгору та 27,13 кВт для ходу штанг вниз.

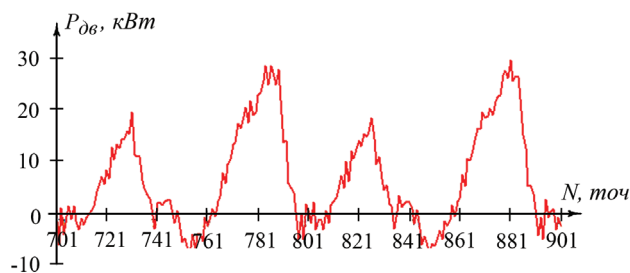
Також в процесі аналізу результатів досліджень значення коефіцієнтів незрівноваженості визначались за графіком зміни активної потужності впродовж одного оберту кривошипа. При цьому цикл навантаження вибирався випадковим чином. Надалі для порівняння визначені коефіцієнти K_H за середнім значенням максимумів потужності за 5-ма обертами кривошипа (наведені в останньому стовпчику).



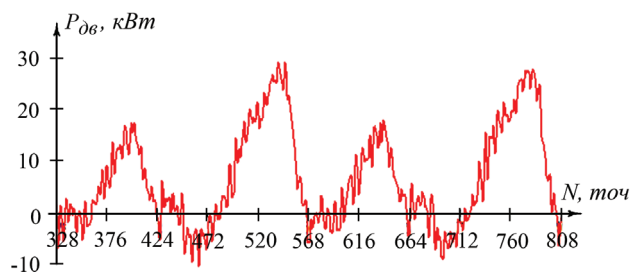
а



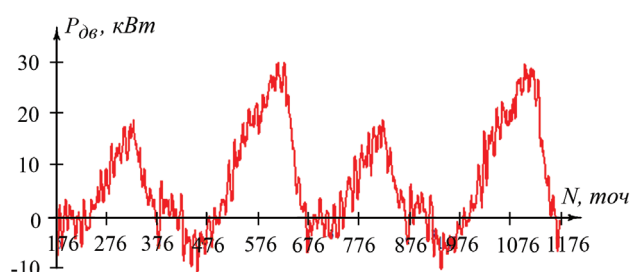
б



в



г



д

Рис. 7. Графіки потужності, отримані за різної дискретності: а – 1 точка за секунду; б – 5 точок за секунду; в – 10 точок за секунду; г – 25 точок за секунду; д – 50 точок за секунду

В теорії механізмів і машин прийнято проводити аналіз зміни механічної характеристики, а саме обертового

моменту, роботи, кінетичної енергії, потужності і т. д., з кроком кута повороту кривошипа не більше 30° [10].

Таблиця 1

Порівняння вимірювань при різній дискретності точок

Дискретність, точ/с	P_n^{\max} , кВт	P_n^{\max} , кВт	K_H , %	K_H , % за 5-ма обертами
1 (діапазон 13–23 точки)	11,79	25	-35,9	-31,3
1 (діапазон 23–33 точки)	13,36	21,38	-23,1	
5	15,82	27,13	-26,3	-25,4
10	18,06	28,37	-22,2	-22,53
25	17,4	27,57	-22,6	-22,3
50	17,93	27,7	-21,4	-22,5

При проведенні вимірювання потужності, частота обертання кривошипа верстата-качалки складала 6,5 об/хв, тобто за 1 с кривошип верстата-качалки повертався на кут 39° , що перевищив максимально допустиме значення. Тому коефіцієнт нерівномірності обертання кривошипа визначений за різними діапазонами точок (13–23 та 23–33) характеризується суттєвою розбіжністю. Найбільш близькі значення K_H як для вибіркового значень, так і для середніх за 5-ма обертами, приймає за дискретності 10, 25 та 50 точ/с. При цьому кут повороту кривошипа між точками відповідно складає $3,9^\circ$, $1,56^\circ$ та $0,78^\circ$.

Таким чином, для отримання достовірної інформації кут повороту кривошипа між точками вимірювання має складати від 5° до 1° . Оскільки частота обертання кривошипа верстата-качалки може бути різною, то необхідну дискретність сигналу доцільно визначати як:

$$i = \frac{6 \cdot n_{кр}}{\Delta\phi}, \quad (9)$$

де $n_{кр}$, об/хв – кількість обертів кривошипа; $\Delta\phi$ – кут повороту кривошипа.

Аналіз результатів вимірювання після коректування зрівноваження вказав на аналогічні залежності точності вимірювань від їх дискретності.

До недоліків проведених досліджень необхідно віднести використання при визначенні зведеного крутного моменту, що діє на вихідному валу редуктора, дійсних значень частоти обертання вала двигуна, а не безпосередньо кривошипа. Цим не враховано можливий вплив на графік зміни крутного моменту ковзання пасової передачі. Саме на вирішення питання безпосереднього визначення дійсної швидкості обертання кривошипа можуть бути направлені подальші дослідження.

Також слід зазначити, що проведені дослідження стосуються постійного режиму експлуатації свердловини. При періодичній експлуатації спостерігається падіння рівня рідини в затрубному просторі, що призводить до збільшення статичних навантажень, а отже і змушувального зусилля, від якого залежить рівень динамічних навантажень. Це зумовлює зміну рівня сумарних навантажень в точці підвісу штанг впродовж періоду роботи обладнання. Тому процес зрівноваження за таких умов буде відмінним від зрівноваження постійно працюючого привода. Особливої уваги вимагатиме аналіз залежностей зміни активної потужності двигуна впродовж періоду роботи ШСНУ та обґрунтування вихідних параметрів для формування рекомендацій щодо коректування зрівноваження.

7. Висновки

1. Розроблено вдосконалений спосіб оцінки та коректування зрівноваження привода ШСНУ за залежностями зміни активної потужності та швидкості обертання вала двигуна в часі. Вони є основою для побудови графіка зміни крутного моменту на вихідному валу редуктора та подальшого виділення складової, зумовленої силами корисного опору. Визначення оптимального місця розташування кривошипних противаг на основі отриманого графіка з умови рівності максимумів зведеного до кривошипу крутного моменту є простим у реалізації і таким, що не вимагає врахування кінематики виконавчого механізму верстата-качалки.

2. Проведено експериментальну перевірку пропонованого способу оцінки та коректування зрівноваження привода ШСНУ, для якого визначений за результатами початкового вимірювання коефіцієнт незрівноваженості складав 22 %. Після коректування зрівноваження відповідно до сформованих з використанням вдосконаленого способу рекомендацій коефіцієнт незрівноваженості знизився до 3,5 %. Таким чином можна стверджувати, що отримане значення коефіцієнта відповідає наявним вимогам, а зрівноваження привода виконане з достатньою для цього точністю.

3. В ході аналізу результатів досліджень встановлено, що дискретність вимірювання контрольованих параметрів в часі повинна прийматись у діапазоні, що відповідає куту повороту кривошипа від 1° до 5° . Вимірювання контрольованих параметрів з недостатньою частотою (1 точ/с) призводить до значних похибок у визначенні коефіцієнта незрівноваженості. Збільшення ж дискретності понад 25 точок за секунду практично не впливає на точність визначення коефіцієнта незрівноваженості, однак стохастична складова сигналу суттєво ускладнює аналіз процесів зміни потужності.

Література

1. Steliga I., Grydzhuk J., Dzhus A. An experimental and theoretical method of calculating the damping ratio of the sucker rod column oscillation // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2016. Vol. 2, Issue 7 (80). P. 20–25. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.66193>
2. Попович В. Я., Харун В. Р. Дослідження причини зносу вузла з'єднання кривошипа та шатуна верстата-гойдалки // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2013. № 4 (49). С. 60–66.
3. Velichkovich A. S. Shock Absorber for Oil-Well Sucker-Rod Pumping Unit // Chemical and Petroleum Engineering. 2005. Vol. 41, Issue 9-10. P. 544–546. doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-006-0015-3>

4. A review of beam pumping energy-saving technologies / Feng Z.-M., Tan J.-J., Li Q., Fang X. // *Journal of Petroleum Exploration and Production Technology*. 2017. Vol. 8, Issue 1. P. 299–311. doi: <https://doi.org/10.1007/s13202-017-0383-6>
5. Frictional Interaction of a Cylindrical Shell with Deformable Filler Under Nonmonotonic Loading / Popadyuk I. Y., Shats'kyi I. P., Shopa V. M., Velychkovych A. S. // *Journal of Mathematical Sciences*. 2016. Vol. 215, Issue 2. P. 243–253. doi: <https://doi.org/10.1007/s10958-016-2834-x>
6. Мырзахметов Б. А., Латыпов А. С. Длинноходовые приводы штанговых насосов на базе серийных станков-качалок для эксплуатации скважин в осложненных условиях // *Вестник КНТУ им. К. И. Сатпаева*. 2014. № 5 (105). С. 253–259.
7. Маляр А. В. Оптимізація збалансованості верстата-гойдалки електроприводу штангової нафтовидобувної установки // *Електротехніка і Електромеханіка*. 2009. № 3. С. 29–31. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/11888>
8. Смородов Е. А., Деев В. Г. Оперативный контроль сбалансированности станка-качалки на основе динамометрирования // *Нефтяное хозяйство*. 2001. № 7. С. 57–58.
9. Romero O. J., Almeida P. Numerical simulation of the sucker-rod pumping system // *Ingeniería e Investigación*. 2014. Vol. 34, Issue 3. P. 4–11. doi: <https://doi.org/10.15446/ing.investig.v34n3.40835>
10. Кіницький Я. Т. Короткий курс теорії механізмів і машин: підр. 2-ге вид. перероб. і скор. Львів: Афіша, 2004. 272 с.
11. Takacs G., Kis L., Koncz A. The calculation of gearbox torque components on sucker-rod pumping units using dynamometer card data // *Journal of Petroleum Exploration and Production Technology*. 2015. Vol. 6, Issue 1. P. 101–110. doi: <https://doi.org/10.1007/s13202-015-0172-z>
12. Хакимьянов М. И. Удельный расход электроэнергии при механизированной добыче нефти штанговыми глубиннонасосными установками // *Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета*. 2014. Т. 18, № 2 (63). С. 54–60.
13. Баланс-СК // *Вибро-Центр*. URL: <http://vibrocenter.ru/balanssk.htm>
14. Способ контроля параметров работы и технического состояния штанговых скважинных насосных установок / Софьина Н. Н., Шишлянников Д. И., Корнилов К. А., Вагин Е. О. // *Master's Journal*. 2016. № 1. С. 247–257.
15. Хакимьянов М. И., Пачин М. Г. Мониторинг состояния штанговых глубиннонасосных установок по результатам анализа ваттметрограмм // *Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело»*. 2011. № 5. С. 26–36.
16. Гладь І. В., Соломчак А. О. Дослідження нелінійності групових електричних навантажень населених пунктів // *Вісник Вінницького політехнічного інституту*. 2014. № 2. С. 86–89.
17. Гладь І. В., Кіянук О. І. Інкрементальний енкодер як мобільний вимірювач швидкості обертання // *Проблеми енергоресурсо-збереження в промисловому регіоні. Наука і практика: II Всеукраїнська НПК молодих учених, спеціалістів, аспірантів*. Маріуполь, 2016. С. 19–21.