

ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ УДОСКОНАЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ УСТАТКУВАННЯ ДЛЯ ВИДОБУВАННЯ НАФТИ

С. В. Наследніков

НГВУ " Полтаванавтогаз" , м.Полтава, вул. Монастирська 12

Проаналізовано рух точки підвісу штанг та розроблено математичну модель гідропривідної свердловинної установки для визначення законів руху її елементів впродовж робочого циклу у процесі всмоктування та нагнітання. Запропоновані розрахунки, дозволяють вибрати раціональні режими її експлуатації та бути основою для розробки нових технологічних рішень, спрямованих на зниження динамічних навантажень

Ключові слова: нафта, верстат-гойдалка, штанга, видобування

Проанализировано движение точки подвеса штанг и разработана математическая модель гидроприводной скважинной установки для определения законов движения ее элементов на скважинном рабочем цикле при поступе всасывания и нагнетания. Предложенные расчеты, позволяют выбрать рациональные режимы ее эксплуатации и быть основой для разработки новых технологических решений, направленных на снижение динамических нагрузок

Ключевые слова: нефть, станок-качалка, штанга, добыча

In the article the analysed motion of point of barbell and the mathematical model of downhole fluidizer is worked out determination of laws of motion of her elements on the draught of duty cycle at the step of suction and festering. Offered calculations, allow to choose the rational modes of her exploitation and be basis for development of new technological decisions of the dynamic loading sent to the decline

Keywords: oil, machine-tool-swing, barbell, booty

Вступ. Видобуток нафти з допомогою штангових насосних установок – найпоширеніший. Штангова насосна установка складається з верстата-качалки, гирлового сальника, колони насосних штанг і насосно-компресорних труб, вставного або не вставного свердловинного насоса. Для закріплення в колоні НКТ вставного насоса, який спускається на колоні штанг, застосовують замкову опору. Циліндри не вставних насосів спускають у свердловину на кінці колони НКТ, а плунжер на кінці колони насосних штанг. Широкий спектр застосування штангових насосних установок зумовлює актуальність робіт спрямованих на підвищення ефективності їх роботи.

Аналіз численних конструкцій приводів ШСНУ, що з'явилися на промислах за останні 20 років, показує, що основною тенденцією їх розвитку є перш за все збільшення довжини ходу точки підвіски штанг. Крім того іде пошук таких кінематичних схем та конструкцій зрівноважуючи пристроїв, які дозволили б зменшити габарити (а відповідно, і масу) приводу, зменшити зусилля, що діють на фундамент, підняти надійність приводу. Вдосконалення установок супроводжується збільшенням кількості конструкцій, в яких використовується об'ємний гідропривід, що обумовлено його високою енергоємністю та простотою перетворення обертового руху високооборотного двигуна в повільний зворотно-поступальний рух підвісу штанг. Відома гідропривідна штангова глибинонасосна установка [1,2], що містить свердловинний насос, гідравлічні циліндри розміщені один над одним, нижній з яких встановлено на траверсі, закріпленій на колоні насосно-компресорних труб (НКТ), резервуар для рідини, гідравлічні лінії і розподільник. Недоліком відомої конструкції установки є: її нестійкість, оскільки все обладнання монтується на траверсі, закріпленій на колоні НКТ; складна система об'язки гідравлічних циліндрів, розміщених один над одним, що значно збільшує вертикальний габарит установки і ускладнює можливість виконання її обслуговування. Є також конструкція ШНУ з гнучким зв'язком колони штанг з колоною НКТ [3,4,6], яка містить раму, яку монтують на гирлі свердловини, траверсу, у середній частині якої приєднано колону НКТ, два паралельно розташовані силові гідравлічні циліндри, з'єднані з траверсою, гідравлічні лінії і розподільник. Недоліком відомої установки є: кінематична складність взаємодії обладнання; недостатня довговічність гнучкої

зв'язки, необхідність періодичного змащування пар тертя.

Постановка завдання. Основним виконавчим елементом установки є верстат-качалка та вставний або не вставний свердловинний насос. Від надійності цих вузлів залежить економічна ефективність нафтовидобувних підприємств. Поряд з перевагами, що забезпечують масове застосування ШСНУ в різних експлуатаційно-технологічних умовах, є цілий ряд недоліків, що суттєво знижують ефективність їх роботи. В першу чергу це пов'язане з тим, що при ході плунжера вверх на колону штанг діє власна вага та вага стовпа рідини; при ході вниз дія ваги рідини передається трубам. Поєднання змінних по величині зусиль з великою власною вагою колони штанг викликає їх складний напружений стан. Тому підвищення працездатності цих вузлів є ключовою задачею для зниження собівартості добутої нафти, що зумовлює актуальність робіт спрямованих на підвищення ефективності їх роботи. Отже, метою даної статі є дослідження руху колони штанг, а також її коливань в момент початку руху плунжера насосу вгору.

Результати. Розглянемо фази циклу руху елементів гідравлічного привода ШГН. За узагальнену координату s приймемо віддалення точки підвісу В штанг (рис. 1) від її нижнього положення. Очевидно, що s є одночасно віддаленням траверси від нижніх перемикачів 8, а також віддаленням поршнів гідравлічних колон (гідроциліндрів від їх нижнього положення).

Цикл починається з моменту переміщення точки підвісу штанг від її нижнього положення. При включенні нижніх кінцевих перемикачів подається сигнал на розподільник (переключення розподільника триває певний проміжок часу (0,05...3,0с) [1]. Коли розподільник знаходиться в середньому положенні обидві гідравлічні лінії (нагнітальна та зливу) перекриті, швидкість точки підвісу штанг рівна нулю. При переході золотника розподільника з середнього (нейтрального) положення в ліве положення нагнітальна гідравлічна лінія відкривається, а лінія зливу залишається закритою. Робоча рідина поступає під поршні гідроциліндрів. Траверса, а також і точка підвісу штанг починають свій рух вверх. Перша фаза – це фаза неусталеного руху точки В при її русі вверх. Вона продовжується від моменту початку руху точки підвісу і штанг до моменту її руху з постійною швидкістю. Цю фазу можна розбити ще на дві пів фази. Перша півфаза починається з моменту початку руху точки підвісу В штанг і закінчується моментом, коли швидкості всіх поперечних перерізів штанг зрівнюються.

Момент, в який зусилля в нижньому перерізі у штанг, біля плунжера, є таким, при якому починається рух плунжера вверх, являє собою кінець першої пів фази руху точки підвісу штанг і одночасно початком другої півфази її руху вверх. Друга півфаза продовжується до тих пір, поки плунжер не досягне постійної швидкості, тобто ця пів фаза є пів фазою розгону плунжера ШГН.

Далі наступає друга фаза – фаза усталеного руху. Ця фаза найтриваліша в часі. Плунжер насоса має постійну швидкість і при цьому свердловинні вуглеводні (нафта) поступають на поверхню. Як тільки траверса вмикає верхні кінцеві перемикачі, подається сигнал на пульт управління, а з нього на розподільник. Переключення розподільника відбувається протягом певного проміжку часу (в розподільниках з гідравлічним та електрогідравлічним керуванням передбачена можливість регулювання швидкості руху золотника (час реверсу (0,05...3с) [5]. Проміжок часу, через який нагнітальна лінія стає повністю перекритою, відповідає часу гальмування руху поршнів гідравлічних колон вверх. Це є третя фаза циклу роботи установки, при якій швидкість руху точки підвісу штанг падає від усталеного значення до нуля. Після цього має місце проміжок часу, коли точка підвісу штанг нерухома, що відповідає четвертій фазі циклу роботи установки. Тривалість цієї фази незначна і залежить від конструкції розподільника і його попереднього регулювання.

Після цього відкривається скидова гідравлічна лінія і під вагою траверси і приєднаного до неї обладнання починається рух точки підвісу штанг вниз. На початку руху точки підвісу штанг вниз плунжер насоса знаходиться у нерухомому стані до тих пір, поки розглянуті штанги не скоротяться до номінальної довжини. Проміжок часу від початку руху точки підвісу штанг вниз до початку руху плунжера насоса є п'ятою фазою циклу роботи установки. Шоста фаза роботи установки продовжується від початку руху насоса вниз до моменту включення траверсою нижніх перемикачів. На цій фазі закон руху точки підвісу штанг, очевидно, не буде проміжком часу руху з постійною швидкістю, що зумовлено змінним опором рідини, яка виштовхується з гідравлічних колон, а також змінним опором рідини, яка рухається у скидовій гідравлічній лінії.

В момент, коли траверса включає нижні кінцеві перемикачі, подається сигнал на пульт управління, а з нього на розподільник і відбувається його переключення. Скидова лінія закривається, закритою є нагнітальна лінія. Наступає гальмування руху поршнів в гідравлічних

колонах, а отже і гальмування руху точки підвісу штанг. Час гальмування є досить коротким. Його проміжок триває від моменту початку переключення розподільника до моменту повного закриття скидової лінії (момент, коли розподільник попадає в нейтральне положення, при цьому скидова і нагнітальна гідравлічні лінії перекриті). Проміжок часу гальмування руху точки підвісу штанг є сьомою фазою циклу роботи установки. І на кінець проміжок часу, протягом якого точка підвісу штанг знаходиться у нерухомому стані у нижньому її положенні, є восьмою фазою циклу роботи установки. Час цієї фази – це час від моменту зупинки точки підвісу штанг до моменту початку відкривання нагнітальної лінії (початку другого циклу роботи установки).

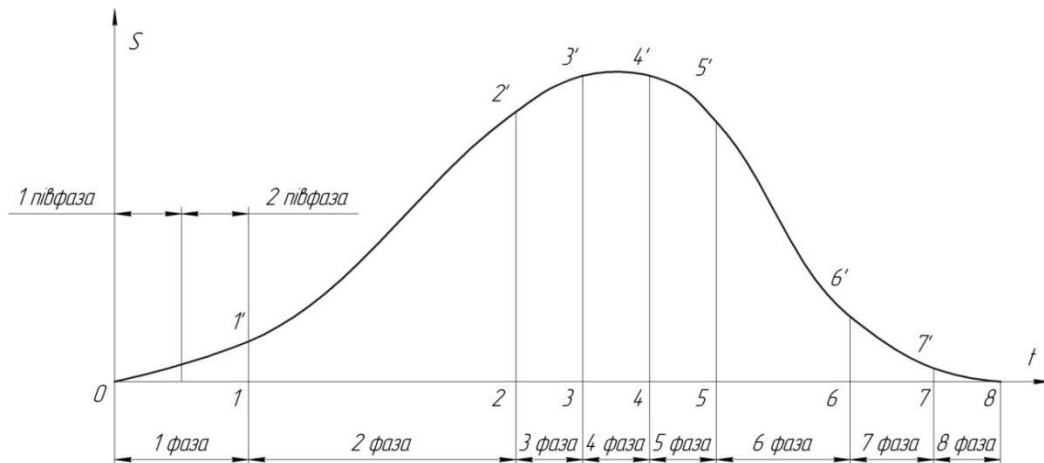
$$a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (1)$$

при початкових умовах

$$\frac{u}{t'} = 0 = 0; \quad \frac{\partial u}{\partial t} \Big|_{t=0} = v \frac{x}{l} \quad (2)$$

і таких граничних умовах:

$$\frac{u}{x=0} = 0; \quad a^2 \cdot \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=l} = -ml \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \Big|_{x=l} \quad (3)$$



1-а фаза – це фаза розгону точки підвісу штанг (після неї $U=const$) (1-а півфаза – проміжок часу від моменту початку руху точки підвісу до моменту початку руху плунжера насоса вверх; 2-а пів фаза – проміжок часу, через який всі перерізи колони штанг розганяються до швидкості $U=const$); 2-а фаза усталеного руху точки підвісу штанг вверх $U=const$; 3-я фаза – проміжок часу, протягом якого швидкість точки підвісу штанг зменшиться від $U=const$ до нуля; 4-фаза проміжок часу, протягом якого точка підвісу штанг нерухома у верхньому положенні; 5-а фаза – проміжок часу від моменту початку руху точки підвісу штанг вниз до моменту початку руху плунжера насоса вниз; 6-фаза – проміжок часу від моменту початку руху плунжера насоса вниз до початку перекриття скидової лінії (початку гальмування); 7-а фаза – проміжок часу від початку перекриття скидової лінії зупинки точки підвісу штанг; 8-а фаза – проміжок часу перебування точки підвісу штанг у нижньому положенні

Рисунок 1 – Фази руху точки підвісу штанг протягом одного її циклу

Вільні коливання колони штанг, які виникають в момент початку руху плунжера насоса вверх, як уже було показано вище, описуються хвильовим рівнянням

Задачу (1), (2), (3) розв’язуємо методом розподілення змінних (методом Фур’є). При цьому частковий розв’язок диференційного рівняння шукаємо у вигляді

$$u = X(x) \cdot T(t) \quad (4)$$

тобто вважаємо, що переміщення u можна подати у вигляді двох однакових функцій, одна з яких залежить тільки від аргументу x , а друга – тільки від аргументу t . Це означає, що для знаходження u необхідно знайти $X(x)$ і $T(t)$. Підставляємо (4) в (1) і отримуємо

$$a^2 X'' / X = \ddot{T} / T \quad (5)$$

Для виконання рівності (5) для будь-яких x і t необхідно, щоб кожна частина рівняння дорівнювала постійній, яку позначимо через p^2 . Тоді отримуємо два рівняння

$$\ddot{T} + p^2 T = 0; \quad X'' + \frac{p^2}{a^2} X = 0 \quad (6)$$

Розв'язок цих однорідних рівнянь має такий вигляд:

$$T = A \cdot \cos pt + B \cdot \sin pt, \quad (7)$$

$$T = C \cdot \cos \frac{px}{a} + B \cdot \sin \frac{px}{a}. \quad (8)$$

Щоб задовольнити першій граничній умові (3), необхідно в (8) прийняти $C = 0$. З другої граничної умови (3) маємо:

$$a^2 \frac{dX}{dx} \Big|_{x=l} T = -ml X \Big|_{x=l} \frac{d^2 T}{dt^2} \quad (9)$$

або після перетворень отримуємо

$$m \cdot \frac{pl}{a} \cdot \operatorname{tg} \frac{pl}{a} = 1 \quad (10)$$

Рівняння (10) – трансцендентне частотне рівняння, яке має безліч коренів. Параметр p – частота коливань системи. Для зручності введемо позначення $\frac{p \cdot l}{a} = \beta$.

Повний розв'язок задачі (1), (2), (3) отримуємо сумуванням всіх часткових розв'язків, тобто

$$u = \sum_{n=1}^{\infty} X_n(x) \cdot T_n(t) = \sum_{n=1}^{\infty} (A_n \cdot \cos p_n t + B_n \cdot \sin p_n t) \cdot \sin \frac{p_n \cdot x}{a}$$

або

$$u = \sum_{n=1}^{\infty} X_n(x) \cdot T_n(t) = \sum_{n=1}^{\infty} \left(A_n \cdot \cos s \frac{\beta_n \cdot a \cdot t}{l} + B_n \cdot \sin \frac{\beta_n \cdot a \cdot t}{l} \right) \cdot \sin \frac{\beta_n \cdot x}{a} \quad (11)$$

Сталі A_n і B_n знаходимо користуючись початковими умовами (2). Оскільки при $t = 0$, $u = 0$ то це означає, що $A_n = 0$. Для знаходження коефіцієнтів B_n використовуємо другу початкову умову (2)

$$\frac{\partial u}{\partial t} \Big|_{t=0} = \sum_{n=1}^{\infty} B_n \cdot \frac{\beta_n \cdot a \cdot t}{l} \cdot \sin \frac{\beta_n \cdot x}{l} = v \cdot \frac{x}{l} \quad (12)$$

Далі користуємося способом, наведеним в роботі [7]. Для цього ліву і праву частину рівняння

множимо на $\sin \frac{\beta_i \cdot x}{l}$ і інтегруємо в інтервалі від 0 до l , тобто

$$\int_0^l \sin \frac{\beta_i \cdot x}{l} \left(\sum_{n=1}^{\infty} B_n \cdot \frac{\beta_n \cdot a \cdot t}{l} \cdot \sin \frac{\beta_n \cdot x}{l} \right) dx = \int_0^l v \cdot \frac{x}{l} \cdot \sin \frac{\beta_i \cdot x}{l} dx \quad (13)$$

Для отримання результату інтегрування рівняння (11) знаходимо такі інтеграли:

$$\begin{aligned} \frac{v}{l} \cdot \int_0^l \sin^2 \frac{\beta_i \cdot x}{l} dx &= \frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{\sin 2\beta_i}{2 \cdot \beta_i} \right) \\ \frac{v}{l} \cdot \int_0^l x \cdot \sin \frac{\beta_i \cdot x}{l} dx &= -\frac{\cos \beta_i}{\beta_i} + \frac{\sin \beta_i}{\beta_i^2}; \\ \int_0^l x \cdot \sin \frac{\beta_i \cdot x}{l} \cdot \sin \frac{\beta_n \cdot x}{l} dx &= -m \cdot l \cdot \sin \beta_i \cdot \sin \beta_n, \quad (i \neq n). \end{aligned}$$

Результати останнього інтеграла отримано при використанні частотного рівняння (9). Підставляємо результати трьох інтегралів в (11)

$$\begin{aligned} B_i \cdot \frac{\beta_i \cdot a}{l} \cdot \frac{l}{2} \left(1 - \frac{\sin 2\beta_i}{2 \cdot \beta_i} \right) - m \cdot l \cdot \sin \beta_i \left\{ \sum_{n=1,2,3,\dots,i-1,i+1}^{\infty} B_n \cdot \frac{\beta_n \cdot a}{l} \cdot \sin \beta_n \right\} = \\ = v \cdot l \cdot \left(-\frac{\cos \beta_i}{\beta_i} + \frac{\sin \beta_i}{\beta_i^2} \right). \end{aligned} \quad (14)$$

Із (11) видно, що

$$\sum_{n=1,2,3,\dots,i-1,i+1}^{\infty} B_n \cdot \frac{\beta_n \cdot a}{l} \cdot \sin \beta_n = v - B_i \cdot \frac{\beta_i \cdot a}{l} \cdot \sin \beta_i$$

Тому, будемо мати

$$\begin{aligned} B_i \cdot \frac{\beta_i \cdot a}{2} \cdot \left(1 - \frac{\sin 2\beta_i}{2 \cdot \beta_i} \right) - m \cdot l \cdot \sin \beta_i \cdot \left(v - B_i \cdot \frac{\beta_i \cdot a}{l} \cdot \sin \beta_i \right) = \\ = v \cdot l \cdot \left(-\frac{\cos \beta_i}{\beta_i} + \frac{\sin \beta_i}{\beta_i^2} \right). \end{aligned} \quad (15)$$

При врахуванні (5) із останнього рівняння отримаємо

$$B_i = \frac{4 \cdot v \cdot l \cdot \sin \beta_i}{a \cdot \beta_i^2 \cdot (2 \cdot \beta_i + \sin 2\beta_i)} \quad (16)$$

В результаті функція переміщення поперечних перерізів колони штанг, викликаних коливних процесом буде

$$u = \frac{4 \cdot v \cdot l}{a} \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin \beta_n \cdot \sin \frac{\beta_n \cdot a \cdot t}{l}}{\beta_n^2 \cdot (2 \cdot \beta_n + \sin 2\beta_n)} \cdot \sin \frac{\beta_n \cdot x}{l} \quad (17)$$

Додаткове динамічне зусилля у точці підвісу штанг зумовлене коливним процесом у колоні штанг в момент початку руху плунжера насоса вверх

$$F_g = E \cdot A_u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{4 \cdot v}{a} \cdot E \cdot A_u \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin \beta_n \cdot \sin \frac{\beta_n \cdot a \cdot t}{l}}{\beta_n^2 \cdot (2 \cdot \beta_n + \sin 2\beta_n)} \quad (18)$$

Час одного циклу роботи глибинної установки дорівнює часу руху точки підвісу штанг вгору з нижнього положення плюс час її руху з верхнього положення в нижнє і плюс час перебування точки підвісу штанг у верхньому та нижньому нерухомому стані. Тобто $t_y \approx 27,64$ с.

На основі розробленої математичної моделі установки для видобутку нафти створено алгоритм і програму на мові ФОРТРАН при русі колони коли діють сили розтягу прикладені до неї і отримано результати розрахунку. Це фаза піднімання нафти із пласту на поверхню. По даних побудовано графіки залежності руху точки підвісу в часі (її переміщення, швидкість і прискорення). На рисунку 2 показано переміщення, на рисунку 3 – швидкість з якою вона рухається, а на рисунку 4 прискорення.

Аналіз графіків показує, що точка переміщення підвісу штанг у часі змінюється за законом $S = 0.0044 + 1.0491 \cdot t$, а швидкість її зростає по законі $V = 0.0044 + 1.0491 \cdot t$, в той же час прискорення на початку руху різко падає, а потім плавно знижується по закону

$$W = 0.4859 + \frac{0.1881}{t}.$$

Висновок. В статті проаналізований рух точки підвісу штанг та розроблено математичну модель гідропривідної свердловинної установки для визначення законів руху її елементів на протязі робочого циклу при ході всмоктування та нагнітання. Запропоновані розрахунки, дозволяють вибрати раціональні режими її експлуатації та бути основою для розробки нових технологічних рішень спрямованих на зниження динамічних навантажень, що діють на деталі ШСНУ.

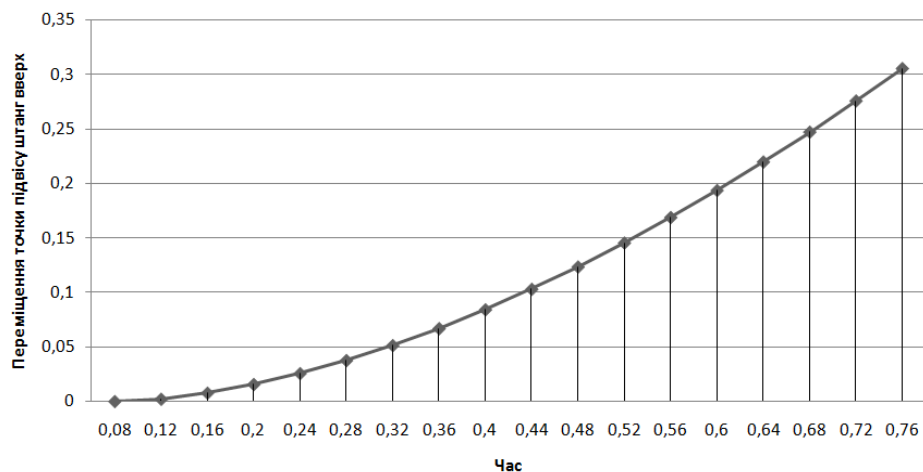


Рисунок 2 – Залежність точки переміщення підвісу від часу

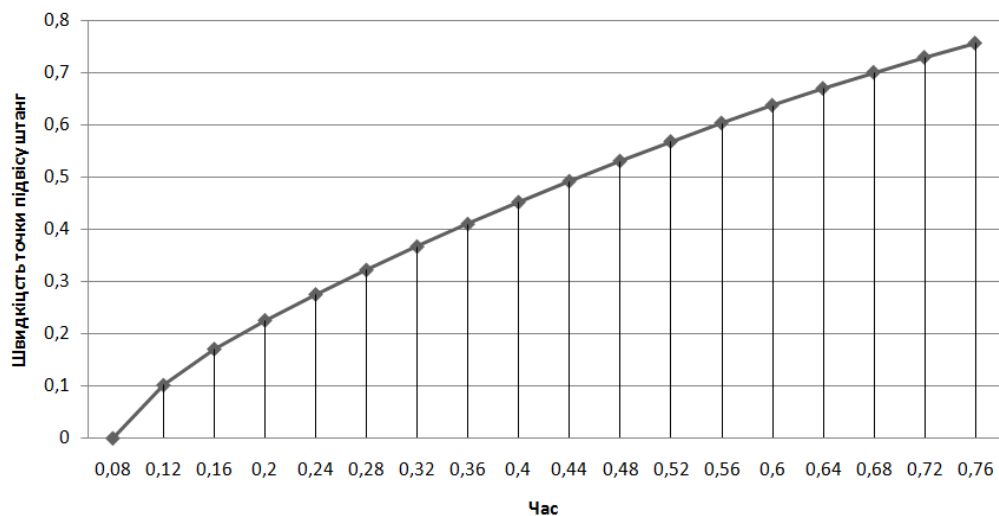


Рисунок 3 – Залежність швидкості точки підвісу від часу

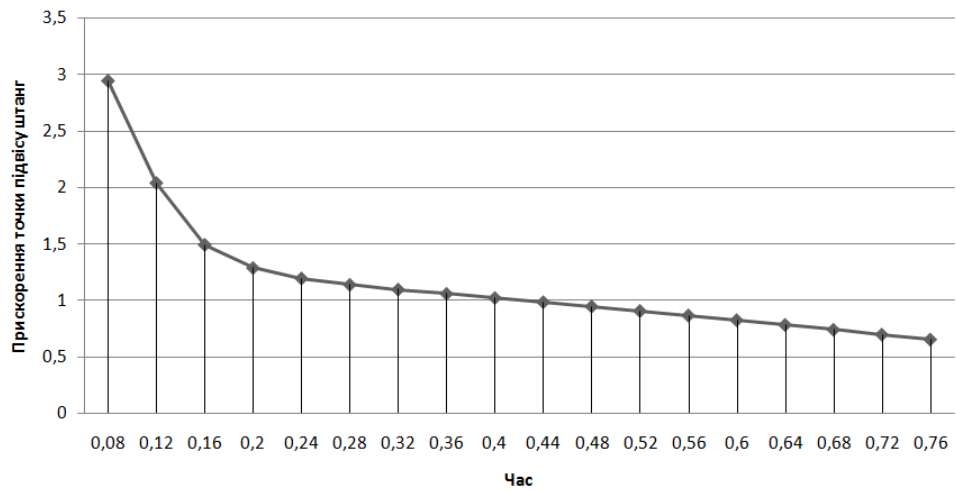


Рисунок 4 – Залежність прискорення точки підвісу від часу

Література

1. Молчанов Г. В. Машины и оборудование для добычи нефти и газа. / Г. В. Молчанов, А. Г. Молчанов – М.: Недра, 1984. – 484 с.
2. Вирновский А. С. Теория и практика глубиннонасосной добычи нефти. Избранные труды. / А. С. Вирновский – М.: Недра, 1971. – 184 с.
3. Чичеров Л. Г. Нефтепромысловые машины и механизмы. / Л. Г. Чичеров – М.: Недра, 1983. – 132 с.
4. Пирвердян А. М. Вопросы гидравлики и работоспособности глубинного насоса / А. М. Пирвердян, А. Н. Адонин – Баку: Азнефтемашиздат, 1955. – 192 с.
5. Давлетишин Х. Г. Вопросы гидравлики глубинного поршневого насоса. Труды МИНХ им. И. М. Губкина. – М.: Гостопиздат, 1957
6. Адонин А. Н. Добыча нефти штанговыми насосами / А. Н. Адонин – М.: Недра, 1979. – 213 с.
7. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин. Підручник / Я. Т. Кіницький – Київ: Наукова думка. – 661 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
10.06.12*

*Рекомендована до друку оргкомітетом
міжнародної науково-технічної конференції
“Проблеми і перспективи транспортування нафти і газу”,
яка відбулася 15-18 травня 2012 р.*