

АНАЛІЗ СТРУКТУРНОЇ СХЕМИ УСТАТКУВАННЯ ДЛЯ ВИДОБУВАННЯ НАФТИ І ЇЇ КІНЕМАТИКА

¹С.В. Наследніков, ²Д.Ф. Тимків, ²Р.Г. Онацко

¹НГВУ "Полтаванафтогаз", 36020, м. Полтава, вул. Монастирська, 12, тел./факс (0532) 501007,
e-mail: polng@polng.pi.net.ua

²ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 49358,
e-mail: public@nung.edu.ua

Практика експлуатації ШСНУ свідчить, що пошкодження (обрив) штангової колони є основною причиною підземних ремонтів свердловин. При цьому встановлено, що обрив штанг трапляється не тільки у верхній, але і в середній та нижній частинах. Авторами запропоновано уточнене теоретичне обґрунтування динамічних навантажень, що діють на штангову колону в процесі роботи ШСНУ. В статті проаналізовано рух точки підвісу штанг та описано динамічні навантаження, що діють на деталі вузлів ШСНУ впродовж робочого циклу у процесі всмоктування та нагнітання. Запропоновані методи розрахунку є основою для розробки нових технологічних рішень, спрямованих на підвищення працездатності свердловинного обладнання.

Ключові слова: штангова насосна установка, свердловинне обладнання, штанга, нафта

Опыт эксплуатации ШСНУ показал, что главной причиной подземных ремонтов скважин являются обрывы штанговой колонны. Установлено, что обрывы штанг случаются не только в верхней, но также в средней и нижних ее частях. Авторы предложили уточненное теоретическое обоснование динамических нагрузок, действующих на колону при работе ШСНУ. В статье проанализировано движение точки подвеса штанг и описаны динамические нагрузки, которые действуют на детали узлов ШСНУ на протяжении рабочего цикла, а также при всасывании и нагнетании. Предложенные методы расчета служат основой для разработки новых технологических решений направленных на повышение работоспособности скважинного оборудования.

Ключевые слова: штанговая колонна, рабочий цикл, обрыв, динамические нагрузки, нагнетание, всасывание, скважина

Beam unit's operating practice shows, that the main causes of the well servicing are parted rods. It has been established that parted rods can be not only in the top part but also in the middle and bottom part of the rod string. It has been suggested theoretical justifications of dynamic loads, which have a bearing on the rod string. The article gives motion study of rod hanger center and describes dynamic loads, which have an effect on joint details during operational cycle. Offered computation could be calculation basis for innovative technological techniques addressed to increasing working efficiency of downhole equipment.

Keywords: drill rod pumping unit, downhole equipment, drill rod, oil.

Експлуатаційний фонд свердловин в Україні станом на 2011 рік нараховує близько 2226 свердловин, з яких 90% обладнані штанговими свердловинними насосними установками (ШСНУ). В міру виснаження пластової енергії відносна кількість свердловин, що експлуатуються ШСНУ, неухильно зростає.

Основними виконавчими елементами ШСНУ є верстат-качалка та вставний (або не вставний) свердловинний насос. Від надійності цих вузлів залежить економічна ефективність нафтовидобувних підприємств. Тому підвищення працездатності цих вузлів є ключовим завданням для зниження собівартості видобутої нафти, що зумовлює актуальність робіт, спрямованих на підвищення ефективності їх роботи.

Одними з перших вчених, що зробив великий внесок в теорію роботи штангових свердловинних насосних установок, був А.С. Вирновський. Широко відомі також роботи А.Н. Адоніна, М.Д. Валєєва, Г.І. Богомольного, В.М. Касьянова, Б.Б. Крумана, І.Т. Міщенко та інших.

Досвід експлуатації свідчить, що завдяки широким функціональним можливостям, простоті конструкції та обслуговування ШСНУ володіє достатньо високою рентабельністю. Враховуючи масовість штангових насосних установок, що експлуатуються, тема статті є актуальною, оскільки спрямована на розробку нових технічних та технологічних прийомів для підвищення роботоzдатності свердловинного устаткування, що призводить до підвищення МРП.

Поряд з перевагами, що забезпечують масове застосування ШСНУ в різних експлуатаційно-технологічних умовах, існує цілий ряд недоліків, що суттєво знижують ефективність їх роботи. В першу чергу це пов'язане з тим, що при ході плунжера угору на колону штанг діє власна вага та вага стовпа рідини; при ході вниз дія ваги рідини передається трубам. Поєднання змінних за величиною зусиль з великою власною вагою колони штанг викликає їх складний напружений стан.

Загальновідомим для всіх спеціалістів з видобування нафти є те, що слабким елементом в ШСНУ є штангова колона. В табл. 1 наведено

Таблиця 1 – Обриви за конструктивними елементами штангової колони

Елемент штанги	Тіло	Різьба	Муфта	Висадка	Квадрат
Кількість обривів	167	13	45	12	7
Коефіцієнт обривності, %	68.4	5.3	18.4	5.0	2.9

Таблиця 2 – Види відмов свердловинного обладнання ПАТ «Укрнафта».

Вид відмови	Кількість відмов	Кількість, %
Обрив штанги	185	23.3
Одворот штанги	259	31.1
Обрив полірованого штоку	84	10.5
Обрив НКТ	4	0.5
Негерметичність НКТ	38	4.6
Відмова насоса внаслідок зношування клапанів плунжерної пари	261	30.4
Фонд свердловин	831	100

дані ПАТ «Укрнафта» щодо обриву штанг за конструктивними елементами.

Проаналізувавши більшість ШСНУ різних типорозмірів, що експлуатуються, та порівнявши характеристики пластів і відкачуваної рідини, отримали результати високого ступеня достовірності.

Промислові дані з відмов свердловинного обладнання зведені до табл. 2.

Практика експлуатації ШСНУ свідчить, що штангова колона є основною причиною підземних ремонтів свердловин внаслідок обривів. При цьому встановлено, що обрив штанг спостерігається не тільки у верхній, але і в середній та нижній її частинах. Це свідчить про те, що процес напруженого стану штангової колони при роботі ШСНУ не слід пояснювати загальноприйнятою системою причинно-наслідкових зв'язків. Тому, авторами запропоновано уточнене теоретичне обґрунтування динамічних навантажень, що діють на штангову колону в процесі роботи ШСНУ.

Метою статті є аналітичне дослідження динамічного напруження вузлів ШСНУ в процесі її функціонування, що дозволить виявити найбільш слабкі вузли та проаналізувати способи підвищення ресурсу за різних умов експлуатації.

На рис. 1. зображена схема установки для відкачування нафти із свердловини за допомогою штангового глибинного насоса (ШГН). Завдання полягає в тому, щоб дослідити роботу такої установки: її кінематику та динаміку.

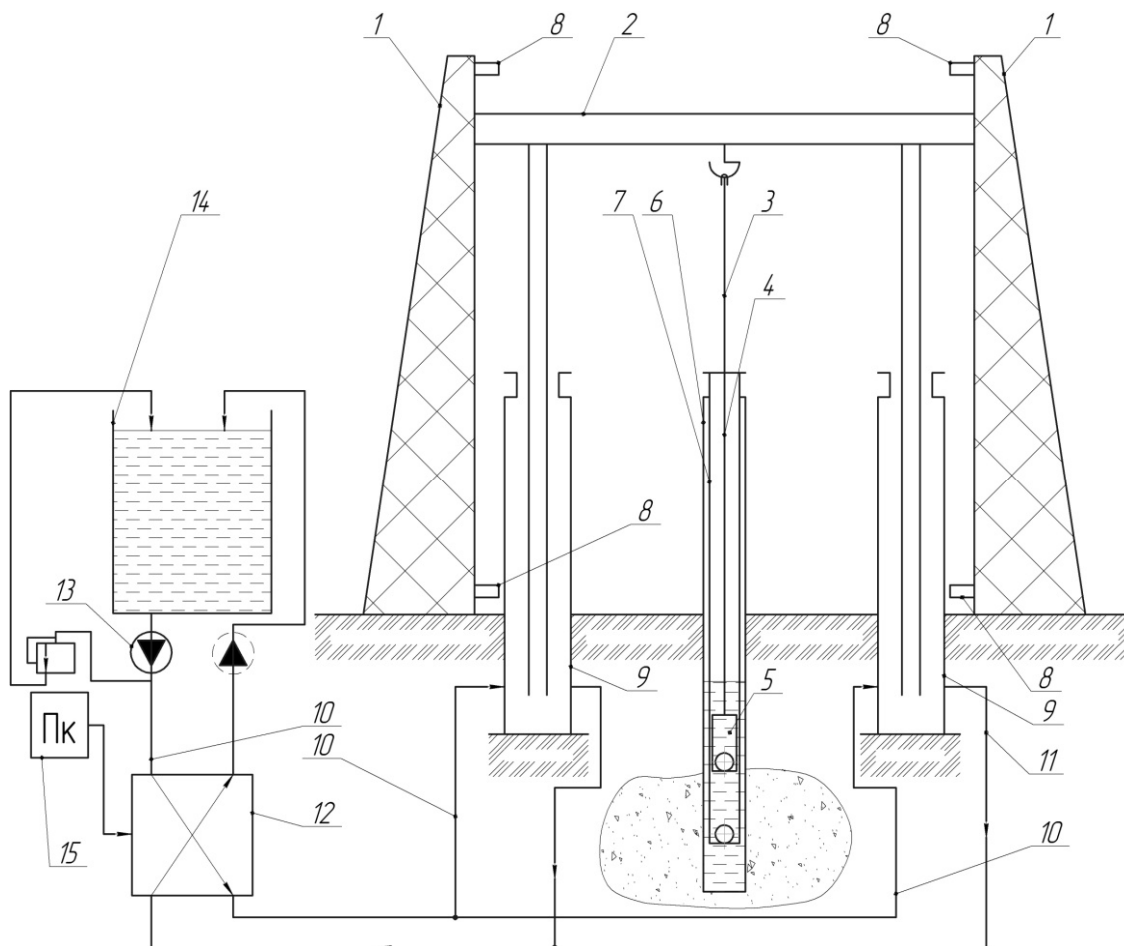
В експлуатаційну колону 6 на НКТ 7 і колоні штанг 4 опускають ШГН 5. Колону штанг 4 обладнують гирловим полірованим штоком 3. Траверсу 2 встановлюють у середній частині з гирловим полірованим штоком 3. Одночасно траверсу 2 з'єднують зі штоками гідравлічних колон 9. За допомогою кінцевих перемикачів 8 встановлюють необхідний діапазон переміщення траверси 2 по напрямних рейках вертикальних стояків 1 залежно від потрібної довжини ходу плунжера ШГН5. Діапазон переміщення траверси 3 по вертикальних стояках 1 із напрям-

ними рейками може встановлюватись кінцевими перемикачами 8 довільно в межах довжини вертикальних стояків 1. Гідравлічні колони 9 нагнітальною 10 і скидовою 11 гідравлічними лініями з'єднують з насосом 13 і резервуаром для рідини 14. Кінцеві перемикачі 8 електричними лініями з'єднують з пультом керування 15. Виконують обв'язку гирла свердловини для відбору вуглеводнів.

Розглянемо фази циклу руху елементів гідравлічного привода ШГН. За узагальнену координату s приймемо відстань відточки підвісу В штанг (рис. 1) до 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. Після увімкнення нижніх кінцевих перемикачів на розподільник (переключення розподільника триває певний проміжок часу (0,05..3,0с) подається сигнал [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 надходить під поршні гідроциліндрів. Траверса, а отже і точка підвісу штанг починають свій рух угору. Перша фаза – це фаза неусталеного руху точки В при її русі угору. Вона продовжується від моменту початку руху точки підвісу і штанг до моменту її руху з постійною швидкістю. Цю фазу можна розбити ще на дві півфази. Перша півфаза починається з моменту початку руху точки підвісу В штанг і закінчується моментом, коли швидкості всіх поперечних перерізів штанг зрівнюються.

Розглянемо фази циклу руху елементів гідравлічного привода ШГН. За узагальнену координату s приймемо відстань відточки підвісу В штанг (рис. 1) до її нижнього положення. Оче-



1 – вертикальний стожок; 2 – траверса; 3 – полірований шток; 4 – насосні штанги; 5 – ШГН; 6 – експлуатаційна колона; 7 – колона НКТ; 8 – кінцевий перемикач; 9 – гідрравлічна колона; 10 – нагнітальна гідрравлічна лінія; 11 – скидова гідрравлічна лінія; 12 – розподільник; 13 – насос; 14 – резервуар для рідини; 15 – пульт керування; 16 – запобіжний клапан

Рисунок 1 – Свердловинне устаткування для виробки запасів вуглеводнів

видно, що є одночасно віддаленням траверси від нижніх перемикачів 8, а також віддаленням поршнів гідрравлічних колон (гідроциліндрів від їх нижнього положення).

Цикл починається з моменту переміщення точки підвісу штанг від її нижнього положення. Після увімкнення нижніх кінцевих перемикачів на розподільник (переключення розподільника триває певний проміжок часу (0,05...3,0с) подається сигнал [1]. Коли розподільник знаходиться в середньому положенні обидві гідрравлічні лінії (нагнітальна та зливу) перекриті, швидкість точки підвісу штанг рівна нулю. При переході золотника розподільника з середнього (нейтрального) положення в ліве положення нагнітальна гідрравлічна лінія відкривається, а лінія зливу залишається закритою. Робоча рідина надходить під поршні гідроциліндрів. Траверса, а отже і точка підвісу штанг починають свій рух угору. Перша фаза – це фаза неусталеного руху точки В при її русі угору. Вона продовжується від моменту початку руху точки підвісу і штанг до моменту її руху з постійною швидкістю. Цю фазу можна розбити ще на дві півфази. Перша півфаза починається з моменту початку руху точки підвісу В штанг і закінчу-

ється моментом, коли швидкості всіх поперечних перерізів штанг зрівнюються.

Ця півфаза викликана тим, що деформації (в даному випадку поздовжні) мають певну швидкість поширення, яка є й одночасно швидкістю звуку в матеріалі. Швидкість поширення деформацій (швидкість поздовжніх хвиль визначається за формулою [1] E – модуль пружності 1-го ряду; ν – коефіцієнт Пуассона; ρ – густина матеріалу (для сталі $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$).

Для вуглецевих сталей

$$E = (1,962...2,06) \cdot 10^5 \text{ МПа}, \nu = 0.24...0.28,$$

а для легованих сталей

$$E = (2,06...2,158) \text{ МПа}, \nu = 0.24...0.28 [3].$$

Для вуглецевих сталей (середні значення E і ν)

$$a = \sqrt{\frac{E \cdot (1 - \nu)}{(1 - \nu) \cdot (1 - 2\nu) \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{2.011 \cdot 10^{11} \cdot (1 - 0,26)}{(1 + 0,26) \cdot (1 - 2 \cdot 0,26) \cdot 7800}} = 5616,5 \text{ м/с}, \quad (1)$$

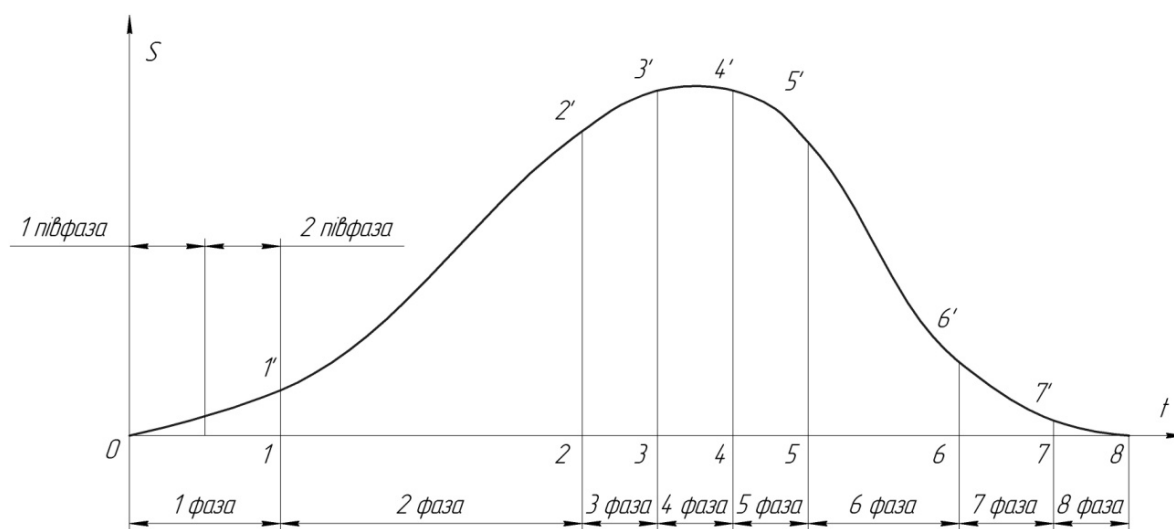


Рисунок 2 – Фази руху точки підвісу штанг протягом одного її циклу

для легковажних сталей (середні значення E і ν).

$$a = \sqrt{\frac{E \cdot (1 - \nu)}{(1 - \nu) \cdot (1 - 2\nu) \cdot \rho}} =$$

$$= \sqrt{\frac{2.109 \cdot 10^{11} \cdot (1 - 0,275)}{(1 + 0,275) \cdot (1 - 2 \cdot 0,275) \cdot 7800}} = 5845,5 \text{ м/с}.$$

Дуже часто нехтують поперечною деформацією і тоді $a = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$.

Момент, в який зусилля в нижньому перерізі у штанг, біля плунжера, є таким, при якому починається рух плунжера угору, є кінцем першої півфази руху точки підвісу штанг і одночасно початком другої півфази її руху вгору. Друга півфаза продовжується до тих пір, поки плунжер не досягне постійної швидкості, тобто ця півфаза є півфазою розгону плунжера ШГН.

Далі настає 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) [1]. Проміжок часу, через який нагнітальна лінія стає повністю перекритою, відповідає часу гальмування руху поршнів гідравлічних колон угору. Це є третя фаза циклу роботи установки, при якій швидкість руху точки підвісу штанг спадає 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 його переключенням. Скидова лінія закривається 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 нарешті, проміжок часу, протягом якого точка підвісу штанг знаходиться у нерухомому стані у нижньому її положенні, є восьмою фазою циклу роботи установки. Восьма фаза – це час від моменту зупинки точки підвісу штанг до моменту початку відкривання нагнітальної лінії (початку другого циклу роботи установки). На рис. 2 схематично зображено рух точки підвісу штанг залежно від часу (віддалення точки підвісу штанг 5 від її нижнього положення протягом даного циклу).

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 угору; 2-а півфаза – проміжок часу, за який всі перерізи колони штанг розганяються до швидкості $U=const$);

2-а фаза усталеного руху точки підвісу штанг угору 3 $U=const$;

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 закриття скидової лінії (початку гальмування);

7-а фаза – проміжок часу від початку закриття скидової лінії зупинки точки підвісу штанг;

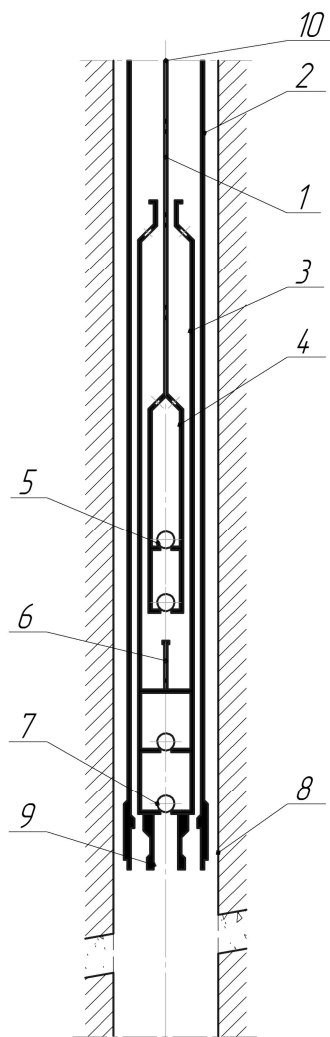
8-а фаза – проміжок часу перебування точки підвісу штанг у нижньому положенні.

На рис. 3 схематично зображено підземне обладнання штангового свердловинного насоса. Розглянемо зусилля, які необхідно врахувати при дослідженні закону руху точки підвісу штанг на кожній фазі.

Перша фаза. Як було сказано вище, ця фаза розбивається на дві півфази. На першій півфазі точка відліку штанг рухається угору. При цьому колона штанг розтягується. Сила розтягу пропорційна переміщенню точки підвісу штанг. Хвиля деформації поширюється вниз по колоні штанг зі швидкістю звуку в матеріалі колони. Це означає, що відносна деформація в різних перерізах колони штанг є різною.

Цей процес деформування колони штанг продовжується до тих пір, поки плунжер штангового свердловинного насоса не почне свій рух угору.

При русі точки підвісу штанг на цій півфазі сила, що виникає у поперечному перерізі штанг біля точки підвісу залежить від величини її переміщення угору від нижнього положення, тобто величина абсолютної деформації колони штанг, сили тертя між пластовою рідиною і штангами F_{T1} (рідина нерухома, а поперечні перерізи штанг рухаються угору), сили тертя між НКТ і штангами F_{T2} . В роботі [4] пропонується вважати на першій півфазі, що швидкість поперечних перерізів колони штанг вздовж її довжини змінюється за лінійним законом. В точці підвісу штанг вона дорівнює v , а біля плунжера – нулю. При точному розгляді руху точки підвісу штанг необхідно розглядати хвильовий процес у колоні штанг, викликаний переміщенням точки підвісу штанг угору зі швидкістю v при нерухомому плунжері. Крім того, під час руху точки підвісу штанг угору на штанги передається частина ваги пластової рідини G_p , яка дорівнює



1 – штанги; 2 – НКТ; 3 – штанговий насос; 4 – плунжер; 5 – нагнітальний клапан; 6 – шток всмоктувального клапана; 7 – всмоктувальний клапан; 8 – обсадна колона свердловини; 9 – прийомний фільтр; 10 – точка підвісу штангової колони.

Рисунок 3 – Схема установки штангового свердловинного насоса

$$G_p = \frac{s \cdot E \cdot A_w}{l - h}, \quad (2)$$

де: s – переміщення точки підвісу штанг; l – глибина підвіски насоса; h – глибина занурення насоса під динамічний рівень; E – модуль пружності матеріалу штанг; A – площа поперечного перерізу штанг.

У формулі (2) знехтувано скінченністю поширення хвилі деформації. Це означає, що відносна деформація верхніх і нижніх перерізів штанг у будь-який момент часу рівні.

Значну складність викликає врахування сил тертя між штангами і НКТ, між штангами і пластовою рідиною. Очевидно, що сила тертя F_{T1} між штангами і пластовою рідиною значною мірою залежить від в'язкості пластової рідини. На це вказується в роботі [4], де стверджується, що для слабков'язкої нафти вказана

сила складає 200...500 Н, а для в'язкої нафти ця сила близька до ваги колони штанг. Крім того, на нашу думку, сила F_{T1} повинна залежати і від швидкості відносного руху між штангами і рідиною. Не менш складним є врахування сили тертя F_{T2} між штангами і НКТ. Ті ж автори [4] вказують, що сила механічного тертя між колоною штанг і НКТ залежить від багатьох факторів і точно її визначити неможливо, а тому її величину приймають на рівні (2...5)% від статичних сил ($G_p \div G'_u$) (G_p – вага стовпа рідини $l-h$). Вказується також, що існує рекомендація для визначення цієї сили у такому вигляді [5]:

$$F_{T2} = 0,5 f_T, \quad (3)$$

де: f_T – коефіцієнт тертя між штангами і трубами ($f_{T \max} = 0,25 \dots 0,3$); β – кут відхилення осі свердловини від вертикалі, рад; F_u – вага штанг у повітрі.

Розглянемо детально, за яких умов плунжер ШГН почне свій рух угору, тобто за яких умов заперечується перша півфаза руху точки підвісу штанг. На початку ходу штанг угору і точка підвісу штанг, і плунжер насоса знаходяться у своєму нижньому положенні. Нагнітальний і всмоктувальний клапани насоса зариті.

При переміщенні полірованого штоку угору колона штанг поступово сприймає зусилля від ваги стовпа рідини (формула (2)) і під його дією починає розтягуватися. Деформація розтягу поширюється в напрямі до плунжера. Коли плунжер знаходиться у своєму нижньому положенні, то вага стовпа рідини через плунжер, всмоктувальний клапан передається колоні НКТ і вона знаходиться у розтягнутому положенні. Як тільки точка підвісу штанг починає свій рух угору, у місці контакту плунжера з рідиною виникає зростаюча сила, що викликана деформацією штанг, тобто частини ваги стовпа рідини передається на колону штанг. А це призводить до зменшення розтягуючої сили, прикладеної до НКТ. Тому НКТ стискається, тобто відбувається переміщення перерізів НКТ угору. Але оскільки при цьому плунжер і вузол всмоктувального клапана контактують між собою, то при переміщенні перерізів НКТ відбувається і переміщення плунжера насоса угору за відсутності переміщення плунжера відносно циліндра. Цей процес продовжується до тих пір, поки розтягується сила, що викликає деформацію штанг, не стане рівною вазі стовпа рідини у свердловині. Рух плунжера разом з циліндром угору зменшує деформацію штанг, а тому для початку переміщення плунжера відносно циліндра, переміщення точки підвісу штанг повинно бути $\Delta l_u + \Delta l_{TP}$ (Δl_{um} - деформація штанг, що викликана силою рівного вазі стовпа пластової рідини над плунжером; Δl_{TP} - деформація НКТ, викликана тією ж силою). Як тільки переміщення s точки підвісу стане

$$s = \Delta l_u + \Delta l_{TP}, \quad (4)$$

закінчується перша півфаза руху точки підвісу штанг. Величини Δl_u і Δl_{TP} визначаються так:

$$\Delta l_u = \frac{G_p \cdot l}{E \cdot A_{uu}}, \quad \Delta l_{TP} = \frac{G_p \cdot l}{E \cdot A_{TP}}, \quad (5)$$

де: A_{uu} , A_{TP} – площі поперечних перерізів штанг і труб відповідно; G_p – вага стовпа пластової рідини над плунжером насоса.

Вага стовпа рідини:

$$G_p = \frac{\pi \cdot (d_n^2 - d_u^2) \cdot (l-h)}{4} \cdot \rho \cdot g, \quad (6)$$

де: d_n і d_u – діаметри плунжера і штанг; ρ – густина пластової рідини; g – прискорення вільного падіння.

Крім вище вказаних сил при дослідженні закону рух точки підвісу штанг необхідно враховувати рушійну силу, що прикладена зі сторони полірованого штока, яка дорівнює сумі сил, що розвиваються у двох гідравлічних колонах (вертикальних гідроциліндрах). Позначимо цю силу через F_p . Величина цієї сили буде

$$F_p = 2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{гц}^2}{4} \cdot p, \quad (7)$$

тут: $d_{гц}$ – внутрішній діаметр гідроциліндрів; p – тиск в гідроциліндрах.

Отже, як бачимо, на першій півфазі рух точки підвісу штанг залежить від таких сил G'_u , F_{T1} , F_{T2} , G'_p і F_p .

При визначенні закону руху точки підвісу штанг можна поступати так: розглядати умовно кожну колону штанг як не деформовану, але таку, що складається з безмежної кількості нескінченно малих частин, що мають різні швидкості, які з'єднані між собою пружними елементами, масою яких можна знехтувати (вище вже було сказано [4], що наближено можна прийняти лінійний закон зміни швидкості перерізів штанг від швидкості V у точці підвісу штанг до нуля у перерізі з'єднання з плунжером насоса. Таке ж допущення прийнято і в роботі [5]). Такий підхід дозволить звести всі сили і маси до точки підвісу штанг (G'_u , F_{T1} , F_{T2} , F_p). Винятком є тільки сила G'_p , прикладена до плунжера насоса, яка у міру розтягу колони штанг збільшується від 0 до G_p . Сила G'_p при зведенні дасть нуль, оскільки швидкість плунжера дорівнює нулю. Вказана сила впливає тільки на час закінчення першої півфази руху точки підвісу штанг і на величину прискорення, з яким почнеться рух плунжера насоса угору.

В результаті зведення сил і мас до точки підвісу колони штанг отримаємо диференціальне рівняння, розв'язуючи яке отримаємо функції $S(t)$, $F_p(t)$. Далі приймаємо, що сила,

яка виникає у перерізі штанг біля плунжера, дорівнює силі $F_p(t)$ у точці підвісу штанг. Оскільки на плунжер тисне стовп пластової рідини, то, знаючи функцію $F_p(t)$, можна визначити рух стовпа рідини під дією сили $F_p(t)$. При розв'язанні диференціального рівняння, яке при цьому складається, отримуємо момент часу t , при якому починається рух плунжера насоса угору, прискорення в момент початку руху плунжера угору, а також величину додаткового зусилля у перерізі з'єднання плунжера насоса з колоною штанг.

Можливий і другий підхід, який полягає в тому, щоб після визначення функції $s(t)$ розглядати хвильові процеси у колоні штанг і знайти функцію зусилля $F(t)$ у перерізі штанг біля плунжера. Після цього перейти до визначення руху пластової рідини, що знаходиться над плунжером насоса.

Друга півфаза починається з моменту початку руху плунжера насоса угору і закінчується моментом, коли точка підвісу штанг досягає усталеної (постійної) швидкості. На цій півфазі швидкості всіх перерізів практично рівні. Написано «практично рівні», оскільки в момент початку руху плунжера угору в штангах виникають значні коливні процеси, зумовлені значними силами інерції від стовпа рідини [5]. Але переміщення, викликані коливаннями перерізів штанг, у порівнянні з переміщеннями, викликаними рухом точки підвісу штанг, є значно менші, тому по всій довжині штанг переміщення перерізів можна вважати практично рівними. Це означає, що рух колони штанг можна розглядати як рух абсолютно твердого тіла.

На цій півфазі руху до точки підвісу штанг прикладені сили: вага штанг в рідині $G'_{ш}$, вага стовпа рідини над плунжером G_p , сила тертя між пластовою рідиною і штангами F_{T1} (наявність цієї сили тертя обумовлена тим, що при русі штанг угору пластова рідина теж рухається угору, але їх швидкості є різними), сила тертя між штангами і НКТ F_{T2} , сила тертя між плунжером і циліндром F_{T3} , сила тиску $F_{кв}$, викликана перепадом тиску у всмоктувальному клапані (з початком руху плунжера насоса угору під ним створюється розрідження, яке викликає перепад тиску на всмоктувальному клапані (тиск під всмоктувальним клапаном більший, ніж над ним) різниця цих тисків, помножена на площу плунжера, дає силу $F_{кв}$, яка прикладена до плунжера і спрямована вниз.

Для визначення сили $F_{кв}$ необхідно знати втрату напору у всмоктувальному клапані. Ця проблема досліджувалась у роботах [7, 8, 9]. В роботі [8] для визначення втрати напору у всмоктувальному клапані застосовувалась формула

$$h_{em} = \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{A_n^2}{A_K^2} \cdot \frac{V_{нл}^2}{2g}, \quad (8)$$

де: μ – коефіцієнт витрати клапана (залежить від конструкції клапана і числа Рейнольдса); A_n – площа плунжера; A_K – площа отвору в клапані; $V_{нл}$ – швидкість руху плунжера.

Виконаємо грубо наближений розрахунок за формулою (8) з метою встановлення, чи є сила $F_{кв}$ суттєвою при дослідженні закону руху точки підвісу штанг.

Нехай діаметр плунжера насоса $d_n = 56$ мм, діаметр отвору у всмоктувальному клапані $d_{кл} = 24$ мм, швидкість руху плунжера $v_{нл} = 0.15$ м/с, коефіцієнт витрати $\mu = 0.2$ (одне з найменших значень [8]) У такому разі за формулою (8) матимемо

$$h_{em} = \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{A_n^2}{A_K^2} \cdot \frac{V_{нл}^2}{2g} = \frac{1}{0.2^2} \cdot \left(\frac{56}{24}\right)^4 \cdot \frac{0.15^2}{2 \cdot 9.81} = 0.85 \text{ м};$$

тоді

$$\Delta p_{em} = \rho \cdot g \cdot h_{em} = 820 \cdot 9.81 \cdot 0.85 = 6837.6 \text{ Па}$$

де ρ – густина пластової рідини (нафти).

Тому величина сили $F_{кв}$ дорівнюватиме

$$F_{кв} = \Delta p_{em} \cdot A_n = \Delta p_{em} \cdot \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} = 6837.6 \cdot \frac{\pi \cdot 0.056^2}{4} = 17 \text{ Н}.$$

У даному випадку ця сила є незначною, тож нею можна нехтувати. З формули (8) видно, що із збільшенням швидкості руху плунжера насоса ця сила досить швидко зростає. В [8] визначається h_{em} з метою визначення мінімально допустимої величини занурення насоса під динамічний рівень (h_{min}).

На завершення розгляду питання про величину сили тиску $F_{кв}$, що зумовлена перепадом тиску у всмоктувальному клапані насоса, наводимо розрахунковий баланс роботи сил тертя у вертикальній свердловині при глибині занурення насоса 100 м, діаметрі плунжера насоса 32 мм, довжині ходу 1,5 м і кінематичні в'язкості $0,3 \text{ см}^2/\text{с}$. Ці дані взято із роботи [10].

Отже, сила тертя між штангами і НКТ не перевищує 2% від ваги штанг у повітрі. В тій же роботі [6] є рекомендації щодо вибору коефіцієнта тертя f .

для обводненої нафти з в'язкістю $10^{-6} - 10^{-5} \text{ см}^2/\text{с}$ - $f = 0$;

для легкої нафти з в'язкістю менше $3 \cdot 10^{-5} \text{ см}^2/\text{с}$ - $f = 0.2$;

для легкої нафти з в'язкістю більше $3 \cdot 10^{-5} \text{ см}^2/\text{с}$ - $f = 0.16$.

Сила тертя між плунжером і циліндром F_{T3} , вказана в роботі [6], є значною і може сягати 3кН. Здебільшого ця сила залежить від ді-

аметра насоса, в'язкості рідини, наявності в ній завислих твердих частин, зазору між плунжером і циліндром. Теоретично цю силу визначити надзвичайно важко. Це ж саме стверджується і в [5]. У зв'язку з цим були запропоновані емпіричні формули, які мають такий вигляд:

при змащуванні водою

$$F_{T3} = 1,84 \cdot \frac{D}{\delta} - 137, \quad (9)$$

при змащуванні мастилом з характеристикою близькою до трансформаторного

$$F_{T3} = 1,65 \cdot \frac{D}{\delta} - 127, \quad (10)$$

де: D - діаметр плунжера; δ - зазор між плунжером і циліндром.

В (9) і (10) сила F_{T3} , в Н.

В роботі [6] для врахування сили тертя між пластовою рідиною і штангами застосовується формула А. В. Клапана. Ця формула, як сказано в [6], отримана з врахування середньої витрати рідини за 1 цикл ходу плунжера угору і вниз:

$$F_{T1} = 2 \cdot \pi \cdot v_p \cdot \rho \cdot l \cdot (\pm \pi \cdot m \cdot S_m \cdot A_1 - U \cdot B_1) \quad (11)$$

де: l - довжина колони штанг; n - частота ходів плунжера; A , B , U , m - коефіцієнти. В формулі (11) при ході плунжера угору потрібно брати знак «+», а при ході вниз - знак «-».

Існує ще одна сила тертя, обумовлена гідравлічним опором в трубах. Позначимо її через F_{T4} . Ця сила збільшує тиск рідини на плунжер насоса. Для її визначення необхідно втрати напору в трубах (НКТ) помножити на площу плунжера, тобто

$$F_{T4} = \lambda \cdot \frac{l}{d_T} \cdot \frac{\rho \cdot v_{cp}}{2} \cdot A_n, \quad (12)$$

де: λ - гідравлічний коефіцієнт тертя в НКТ (коефіцієнт Дарсі); d_T - внутрішній діаметр НКТ; v_{cp} - середня швидкість руху пластової рідини в НКТ при ході плунжера угору; ρ - густина пластової рідини; A_n - площа поперечного перерізу плунжера.

Коефіцієнт λ залежить від числа Рейнольдса, яке визначається так:

$$Re = v_{cp} \cdot d_T / \nu, \quad (13)$$

де: v_{cp} - середня швидкість руху пластової рідини при ході плунжера угору ($v_{cp} = 0,133$ м/с);

d_T - внутрішній діаметр НКТ ($d_T = 0,062$ м);

ν - кінематична в'язкість пластової рідини ($\nu = 3,1 \cdot 10^{-6}$ м²/с).

Таким чином, матимемо

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} = \frac{0,3164}{2750^{0,25}} = 0,0437.$$

Крім всіх вказаних сил, в момент початку другої півфази, коли плунжер насоса починає

свій рух угору, в штангах виникає вібраційна сила, викликана інерційним тиском рідини на плунжер. Величина цієї сили вперше була знайдена А. С. Вірновським [5]. Нижче наведено постановку цієї задачі і її розв'язок. Величина вібраційна сили буде знайдена окремо від величини зусилля в штангах, яке виникає при русі точки підвісу штанг угору під дією вищевказаних сил.

Отже, на другій півфазі руху точки підвісу штанг для визначення її руху необхідно врахувати такі сили: вагу штанг у рідині $G'_{ш}$; вагу стовпа рідини над плунжером G_p ; силу тертя між пластовою рідиною і штангами F_{T1} ; силу тертя між штангами і НКТ F_{T2} ; силу тертя між плунжером і циліндром F_{T3} ; силу тиску, викликану перепадом тиску у всмоктувальному клапані $F_{кв}$; силу тертя, що обумовлена гідравлічним опором в НКТ при русі пластової рідини угору, рушійну силу F_p , що зумовлена тиском рідин на поршні в гідравлічних колонах.

При врахуванні вищевказаних сил нижче буде складене рівняння руху точки підвісу штанг на цій півфазі. Окремо буде складатися рівняння для визначення вібраційної сили.

Друга фаза настає в момент, коли точка підвісу штанг досягає максимальної і одночасно постійної швидкості. Ця фаза є, як уже вказувалося, є найтривалішою в часі. Ця фаза закінчується в момент, коли траверса включає верхні кінцеві перемикачі.

На цій фазі мають місце всі ті сили, що і на другій півфазі першої фази (розгін точки підвісу штанг, а отже і плунжера). Оскільки на другій фазі швидкість точки підвісу штанг $v = const$, то зусилля в штангах визначаються прикладеними силами, про які йшлося вище. Одні з них можна вважати зосередженими, а інші розподіленими вздовж колони штанг. Зосередженими силами є вага стовпа рідини G_p над плунжером, сила тертя між плунжером і циліндром, сила опору, викликана перепадом тиску у всмоктувальному каналі, $F_{кв}$ (цією силою, як було показано вище, можна знехтувати), рушійна сила F_p , а сили тертя F_{T1} , F_{T2} , F_{T3} є силами, які розподілені вздовж колони штанг. Додаючи до вказаних сил і вібраційну силу, можна встановити нормальну силу у довільному перерізі колони штанг, а, отже, і напруження в перерізі.

Протягом третьої фази відбувається гальмування руху поршнів у циліндрах гідравлічних колон, а, отже, гальмування руху точки підвісу штанг. Ця фаза починається з моменту увімкнення траверсою верхніх кінцевих перемикачів. При цьому подається сигнал на перемикач розподільника. Він перекриває нагнітальну лінію, і швидкість руху поршнів в циліндрах гідравлічних колон спадає до нуля.

На цій фазі рух точки підвісу штанг визначається такими силами:

- рушійною силою F_p , прикладеною до точки підвісу штанг із боку траверси;
- вагою пластової рідини G_p , яку піднімає плунжер насоса;
- вагою колони штанг у пластовій рідині $G'_{ш}$;
- силами третя $F_{T1}, F_{T2}, F_{T3}, F_{T4}$.

Як бачимо із перелічених вище, на цій фазі на рух точки підвісу штанг впливають ті ж сили, що і на другій фазі. Різниця тільки полягає в тому, що рушійна сила F_p уже не може забезпечити рівномірний рух точки підвісу штанг угору, оскільки подача рідини під поршні в гідравлічних колонах поступово зменшується до нуля, що викликає гальмування руху поршнів, а, отже, і точки підвісу штанг.

Четверта фаза – це невеликий проміжок часу, протягом якого і нагнітальна, і скидова лінія гідросистеми перекриті. Під час вказаного проміжку часу має місце рівновага сил.

П'ята фаза триває від моменту початку руху точки підвісу штанг вниз до моменту початку руху плунжера насоса вниз. На цій фазі відбувається скорочення довжини розтягнутої колони штанг з плунжером, тому поступово вага пластової рідини, що знаходиться над плунжером, передається через рідину під плунжером, закритий всмоктувальний клапан колони НКТ, яка розтягується. В момент початку руху плунжера насоса вниз сили інерції мас, що починають рух створюють імпульс, який викликає коливний процес у колоні штанг, подібний до коливного процесу в момент початку руху плунжера насоса угору. У наступні моменти маса рідини над плунжером не зв'язана з ним. Протягом п'ятої фази руху плунжера відносно циліндра немає, оскільки видовження НКТ викликає одночасно розтяг колони штанг у нижній частині (при розтязі НКТ під плунжером створюється розрідження, яке миттєво викликає притискання плунжера до рідини під ним піздією ваги колони штанг і частини ваги стовпа рідини). Переміщення плунжера вниз по циліндру можливе тільки тоді, коли вся вага стовпа рідини G_p над плунжером сприйматиметься колоною НКТ. Це наступить тільки тоді, коли абсолютна деформація колони штанг дорівнюватиме $\Delta l_{ш}$. Але оскільки одночасно зі стисканням розтягнутої колони штанг, що зумовлене переміщенням точки підвісу штанг вниз, внизу біля плунжера відбувається розтяг штанг, що викликаний розтягом НКТ, то для того, щоб абсолютна деформація штанг дорівнювала $\Delta l_{ш}$, необхідно переміщення точки підвісу на величину $s = \Delta l_{ш} + \Delta l_{ТР}$.

На цій фазі закон руху точки підвісу штанг залежить від таких сил: ваги колони штанг у пластовій рідині $G'_{ш}$; ваги траверси разом зі штоками і поршнями гідравлічних колон $G_{Тш}$; сили опору рідини, що витікає у скидовій лінії, F_{op} ; сил тертя F_{T1}, F_{T2} .

Шоста фаза. Ця фаза охоплює проміжок часу, протягом якого точка підвісу штанг рухається вниз від моменту початку руху плунжера вниз до моменту, коли траверса вмикає нижні перемикачі, тобто початку перекриття скидової лінії.

При цьому рух точки підвісу штанг залежить від таких сил:

- ваги колони штанг у пластовій рідині $G'_{ш}$;
- ваги траверси разом зі штоками і поршнями гідравлічних колон $G_{Тш}$;
- сили опору рідини, що витікає з гідравлічних колон у скидову лінію F_{op} ;
- сил тертя F_{T1}, F_{T2}, F_{T3} ;
- сили опору, що викликана перепадом тиску у нагнітальному клапані, F_{KH} (цю силу, як і силу F_{KB} , можна не враховувати).

Вага колони штанг у пластовій рідині

$$G'_{ш} = A_{ш} \cdot g \cdot l \cdot (\rho_{ш} - \rho), \quad (14)$$

де $\rho_{ш}, \rho$ – густини матеріалу штанг і пластової рідини.

Сьома фаза. Ця фаза охоплює проміжок часу з моменту початку перекриття скидової лінії гідроприводу до зупинки точки підвісу штанг. На цій фазі рух точки підвісу штанг залежить від таких сил:

- сили опору рідини, що витікає з гідравлічних колон у скидову лінію, F_{op} ;
- сил тертя F_{T1}, F_{T2}, F_{T3} ;
- ваги траверси разом зі штоками і поршнями гідравлічних колон $G_{Тш}$.

Різниця між силами цієї фази і шостої полягає тільки у тому, що сила опору витіканню рідини з гідравлічних колон зростає, оскільки скидова лінія перекривається.

Восьма фаза. Як уже вказувалося вище, ця фаза охоплює проміжок часу, протягом якого точка підвісу штанг знаходиться у своєму нижньому положенні у нерухомому стані. При цьому клапани ШГН закриті. Зусилля у точці підвісу штанг дорівнює вазі колони штанг у пластовій рідині $G'_{ш}$. Очевидно, що восьма фаза не закінчується з початком відкриття нагнітальної лінії гідроприводу. Для того, щоб почався рух точки підвісу штанг угору під поршнями у гідроклонах повинен бути створений тиск, який забезпечує рух траверси зі штоками і поршнями угору.

У статті проаналізований рух точки підвісу штанг та описано динамічні навантаження, що діють на деталі вузлів ШСНУ впродовж робочого циклу при ході всмоктування та нагнітання. Запропоновані розрахунки є основою для розробки нових технологічних рішень, спрямованих на зниження динамічних навантажень, що діють на деталі ШСНУ, та методів, спрямованих на підвищення терміну експлуатації свердловинного обладнання.

Література

- 1 Гідроприводи та гідро пневмоавтоматика / [В. О. Федорець, М. Н. Педченко, В. Б. Струтинський та ін.]. – К.: Вища школа, 1995. – 163 с.
- 2 Тимошенко С.П. Теория упру гости / С.П. Тимошенко, Дж. Гудьер. – М.: Наука, 1975. – 576 с.
- 3 Сопротивление материалов / [Г. С. Писаренко, В. А. Агарев, А. Л. Квитка и др.]; под общ. ред. акад. АНУССР Г. С. Писаренко. – Киев: Вища школа, 1979. – 696 с.
- 4 Молчанов Г.В. Машины и оборудование для добычи нефти и газа / Г.В. Молчанов, А.Г. Молчанов. – М.: Недра, 1984. – 484 с.
- 5 Вирновский А.С. Теория и практика глубиннонасосной добычи нефти. Избранные труды / А.С. Вирновский. – М.: Недра, 1971. – 184 с.
- 6 Чичеров Л.Г. Нефтепромысловые машины и механизмы / Л.Г. Чичеров. – М.: Недра, 1983. – 132 с.
- 7 Пирвердян А.М. Вопросы гидравлики и работоспособности глубинного насоса / А.М. Пирвердян, А.Н. Адонин – Баку: Азнефтемашиздат, 1955. – 192 с.
- 8 Давлетишин Х. Г. Вопросы гидравлики глубинного поршневого насоса. Труды МИНХ им. И. М. Губкина / Х. Г. Давлетишин. – М.: Гостопиздат, 1957. – С.39-46.
- 9 Адонин А. Н. Добыча нефти штанговыми насосами / А. Н. Адонин – М.: Недра, 1979. – 213 с.
- 10 Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин: підручник / Я. Т. Кіницький. – Київ: Наукова думка. – 661 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії

07.03.12

Рекомендована до друку професором

Б.В. Конєєв