

УДК 622.276.53

**ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ВЕРСТАТА-ГОЙДАЛКИ В УМОВАХ
ЗМІННОГО НАВАНТАЖЕННЯ, ЗУМОВЛЕНОГО
ПАРАФІНУВАННЯМ СВЕРДЛОВИНИ І ЗНИЖЕННЯМ
ДИНАМІЧНОГО РІВНЯ**

В. Р. Харун, Н. Я. Заливаха

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу;
76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;
тел. +380 (342) 72-71-47; e-mail: mechtach@nung.edu.ua*

Дослідження зміни навантаження на головку балансира, які визначають закономірність зміни зусиль, які діють в елементах верстата-гойдалки протягом тривалого часу його експлуатації, що зумовлено відкладанням парафіну в насосно-компресорних трубах і зниженням динамічного рівня рідини у свердловині. Відкладання парафіну у свердловині і в поверхневих трубопроводах є неминучим процесом при видобуванні парафінистої нафти і приводить до необоротної зміни в часі сили тертя та зростання гирлового тиску, а зниження динамічного рівня рідини у свердловині, яке пов'язане із вибійним тиском, зумовлює зміну умов припливу рідини, зменшення коефіцієнта наповнення насоса рідиною, збільшення гідростатичного навантаження на головку балансира. Виділені відомі і сформульовано нові напрямки та рекомендації щодо зменшення та усунення впливу досліджених явищ.

Ключові слова: *штангово-насосна експлуатація нафтових свердловин, балансирний верстат-гойдалка, умови видобування парафінистої нафти, динамічний рівень рідини в свердловині.*

Верстатами-гойдалками обладнують глибиннонасосні, штангово-насосні свердловини, які за щораз ширшого використання різних занурених свердловинних насосів слід називати точніше і конкретніше штангово-плунжернонасосними (наприклад, маємо свердловини електровідцентровонасосні, штангово-гвинтонасосні і т.д., в яких також використовується глибинний, тобто занурений під рівень рідини у свердловині, насос). Видобування нафти з допомогою штангових, свердловинних (штангово-плунжерних) насосів є найбільш поширеним і освоєним способом, на який припадає більша частина видобувного фонду свердловин, хоч обсяг видобутку нафти цим способом не є великим [1]. Це пояснюється тим, що існуючі на сьогодні технологія і техніка уможливають експлуатувати штангово-насосні свердловини в діапазоні фактичних дебітів 0,5-240 м³/добу (максимально можливий дебіт 950 м³/добу) за робочих глибин по вертикалі 30-3350 м (максимально можлива глибина 4880 м) і температур 38-180 °С (аналогічно 290 °С) і

поступаються тільки за робочою глибиною гідропоршневим насосам та плунжерному ліфту (за даними американської компанії Weatherford – Везерфорд) [1]. Цей спосіб характеризується незначним впливом (порівняно з іншими способами) на роботу устаткування фізико-хімічних властивостей відпомповуваної рідини, простотою обслуговування і ремонту в промислових умовах.

Верстати-гойдалки, спочатку дерев'яної конструкції, а відтак металевого виконання, відомі давно, то й відповідно віддавна досліджувалась їх робота і вдосконалювались та модернізувались конструкції.

Розроблено і застосовують різні приводи штангових свердловинних насосів [2], але на Україні основними серед них залишаються двоплечі балансирні приводи глибинного штангового насоса – верстата-гойдалки. Верстат-гойдалка – це поверхневий індивідуальний балансирний механічний привод штангового насоса, який перетворює обертовий рух вала електродвигуна у зворотно-поступальний рух головки балансира і колони насосних штанг, що підвішена до неї і приводить в дію занурений плунжерний (поршневий) насос, розміщений на кінці насосно-компресорних (ліфтових, піднімальних) труб (НКТ).

У даний час для проектування експлуатації свердловин штанговими насосними установками (СШНУ) для нормальних умов експлуатації застосовують дві розрахункові методики:

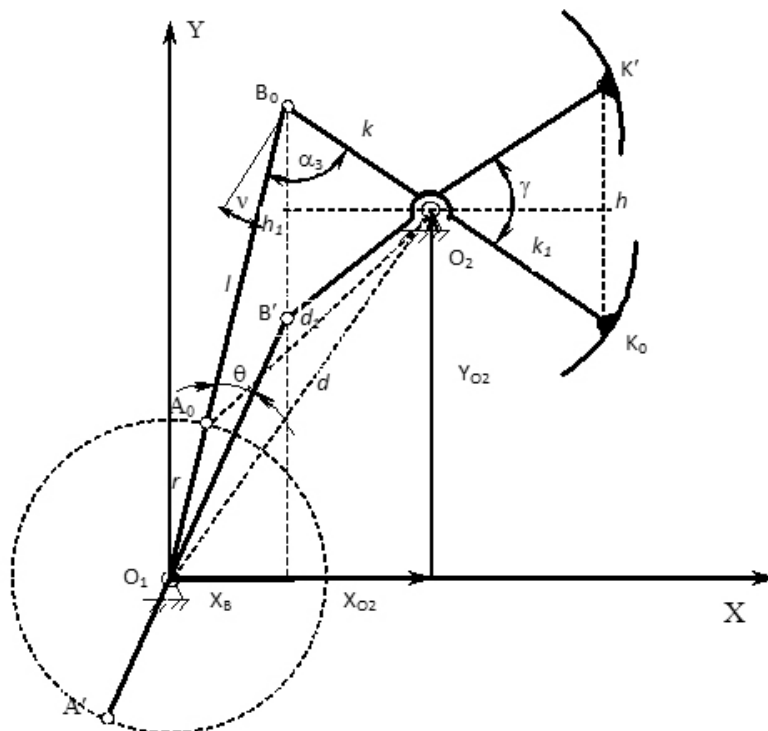
а) найпростішу методику з використанням діаграм А. Н. Адоніна і таблиць;

б) методика з побудовою кривих розподілу тиску в ліфтових трубах, хоч у ній для орієнтаційної оцінки типу і параметрів устаткування та режиму відпомповування (верстата-гойдалки, діаметра насоса, довжини ходу плунжера, діаметра НКТ і конструкції штангової колони) використовують названі діаграму і таблиці [1].

Проте більшість свердловин Західної України мають низький дебіт і знаходяться на періодичному режимі експлуатації [3]. Це призводить до зміни навантаження привода в зв'язку з коливанням динамічного рівня в широкому діапазоні. Наприклад, розрахунки привода UP12T, потужність двигуна якого складає 30кВт, для трьох варіантів динамічного рівня: 1 – 290 м (рівень рідини визначено експериментально), 2 – 1000 м, 3 – 1400 м (рівень рідини на прийомі глибинного штангового насоса), показало потужність двигуна для динамічного рівня 294 м склала 5,104 кВт, для динамічного рівня 1000 м – 12,52 кВт, для динамічного рівня 1456 м – 16,7 кВт [4].

Для дослідження роботи верстата-гойдалки подають його кінематичну схему у вигляді плоского механізму другого класу (рис. 1) [5]. Розрахунок кінематичних та динамічних характеристик проводять для одного оберту кривошипа впродовж якого ланки займають два крайні положення.

На рисунку ці крайні положення позначені: для кривошипа довжиною r , відрізками $O_1 A_0$ та $O_1 A'$, для шатуна довжиною l відрізками $A_0 B_0$ та $A_0 B'$, для заднього плеча балансира довжиною k відрізками $O_2 B_0$ і $O_2 B'$, для переднього плеча балансира довжиною k_1 відрізками $O_2 K_0$ і $O_2 K'$. Опора балансира т. O_2 розташовується відносно опори кривошипа т. O_1 на відстані X_{O_2} , Y_{O_2} .



d – базова відстань між точками O_1 і O_2 ; γ – кут розмаху балансира;
 α_3 – кут між шатуном і балансиром; θ – кут дезаксіалу;
 h – проекція траєкторії т. К на вертикальну вісь

Рис. 1. Структурна схема виконавчого механізму:

Трансмісія (не показана на рисунку) зменшує частоту обертання вала електродвигуна (750-1500 об/хв) до числа обертів кривошипа (5-30 об/хв), що відповідає кількості подвійних ходів точки підвісу штанг (5-30 хв^{-1}). Така кінематична схема уможливорює визначити, як протягом подвійного ходу змінюються величини шляху, який проходить точка К підвісу штанг, швидкості її руху та прискорення.

Впродовж часу розвитку теорії розрахунку кінематичних характеристик можна виділити три спрощені способи визначення законів руху ланок балансирного верстата-гойдалки [6]:

а) елементарна теорія, яка базується на наступних припущеннях: перетворюючий механізм розглядається як звичайний кривошипно-шатунний (тобто $r/l = 0$, $r/k = 0$), кут $\angle\beta$ (тобто точка B переміщається

по прямій $B_1 B_2$); зміни переміщення, швидкість і прискорення підлягають простим гармонічним законам (ідеальний, еталонний випадок);

б) наближена теорія припускає, що $r/k=0$, траєкторія руху точки K – пряма лінія, тобто, по суті, також є теорією кривошипно-шатунного механізму, в якому враховується не нульове значення співвідношення r/l ;

в) точна теорія, яка не містить названих вище припущень, окрім одного, прийнятого в попередніх теоріях і спеціально не застереженого, що миттєва кутова швидкість обертання кривошипа постійна і незмінна протягом всього подвійного ходу точки K підвісу штанг.

Разом з тим, сучасні математичні моделі дозволяють розраховувати кінематичні параметри верстата-гойдалки з врахуванням дійсного закону руху його кривошипа [7].

На рис. 2 приведено розрахункову схему визначення силових параметрів верстата-гойдалки.

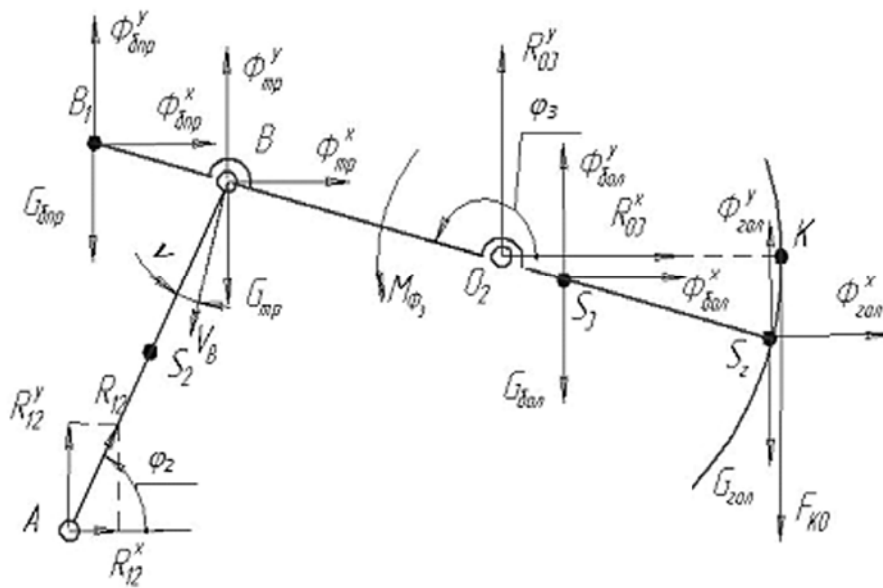


Рис. 2. Розрахункова схема силового розрахунку балансира та шатуна:

$G_{гол}^y, G_{гол}^x, G_{бал}^y, G_{бал}^x, G_{тр}^y, G_{тр}^x, G_{пр}^y, G_{пр}^x$ – сили ваги головки балансира, тіла балансира, траверси та противаг;

$\Phi_{гол}^x, \Phi_{гол}^y, \Phi_{бал}^x, \Phi_{бал}^y, \Phi_{тр}^x, \Phi_{тр}^y, \Phi_{пр}^x, \Phi_{пр}^y$ – проекції на осі X та Y сил інерції головки балансира, тіла балансира, траверси та противаг;

M_{ϕ_3} – момент сил інерції балансира;

$R_{03}^x, R_{03}^y, R_{12}^x, R_{12}^y$ – реакції в кінематичних парах;

ϕ_2, ϕ_3 – кути положення балансира та шатуна;

ν – кут тиску між балансиром та шатуном.

У точці K підвісу колони штанг діє сила корисного опору F_{ko} , внаслідок якої в кінематичних парах виникають зусилля, які визначають виконуючи силовий розрахунок верстата-гойдалки, за яким розраховують основні розміри деталей, що забезпечують міцність, надійність і відповідність фактичних параметрів заданим, необхідним при експлуатації.

На рис. 3 приведена розрахункова схема силового розрахунку кривошипа верстата-гойдалки, що дозволяє визначити реакцію в т. O_1 – опорі кривошипа, яка є важливою для розрахунку вузла з'єднання кривошипа і вихідного вала редуктора.

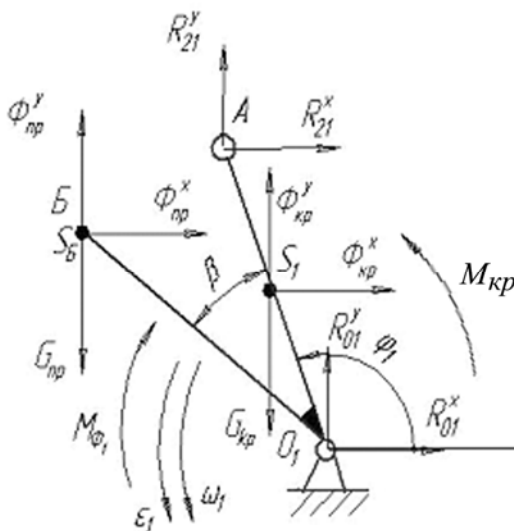


Рис. 3. Розрахункова схема силового розрахунку кривошипа:

$G_{кр}, G_{пр}$ – сили ваги кривошипа та противаг, які розміщуються на ньому;

$\Phi_{кр}^x, \Phi_{кр}^y, \Phi_{пр}^x, \Phi_{пр}^y$ – проекції на осі X та Y сил інерції ваги кривошипа та противаг;

$R_{01}^x, R_{01}^y, R_{21}^x, R_{21}^y$ – реакції в кінематичних парах;

M_{ϕ_1} – момент сил інерції кривошипа;

$M_{кр}$ – результуючий момент на кривошипі;

ϕ_1 – кут положення кривошипа;

β – кут, який визначає розміщення центру ваги противаг.

За допомогою вище вказаної розрахункової схеми визначається крутний момент кривошипа, який є основою розрахунку дійсної кутової швидкості ω_1 та дійсного кутового прискорення ε_1 .

Отже, сила F_{ko} є визначальним параметром при проектуванні балансирного верстата-гойдалки, а виходячи із закону її зміни, розраховуються закономірності зміни зусиль, котрі діють в елементах верстата-

гойдалки протягом подвійного ходу плунжера глибинного насоса. При цьому враховуються усі можливі режими роботи, наприклад, неправильний вибір зрівноважувальних вантажів або їх відсутність, порушення режиму роботи свердловинного насоса, заклинювання його плунжера або колони штанг, обрив колони штанг і т.д [8]. Проте вищевказані розрахунки проводяться, як правило, тільки для одного чи кількох обертів кривошипа і не вказують на динаміку змін зусиль впродовж тривалого часу.

Метою нашої роботи є з'ясування впливу зміни сили F_{ko} протягом тривалого часу, а не тільки під час подвійного ходу, що залишилося, за даними опублікованих матеріалів, поза увагою дослідників.

У цій роботі розглядається зміна навантажень на головку балансира, зумовлена відкладанням парафіну в піднімальних трубах і зниженням динамічного рівня рідини у свердловині. Розглянемо конкретніше ці впливи.

1. Випадання парафіну із парафінистої нафти у вигляді дрібних кристаликів є неминучим процесом при видобуванні нафти із надр на поверхню, і пов'язують його зі зниженням температури потоку нижче від температури насичення нафти парафіном. Так, температуру насичення пластових нафт Передкарпаття парафіном на основі узагальнення експериментальних даних описано залежністю [див. наприклад 9, 10]:

$$T_n = 92,311 \cdot P^{0,205} + 98,6 \cdot C^{0,125} - 0,091 \cdot G + 0,224 \cdot p - 227, \quad (1)$$

де T_n – температура насичення пластової нафти парафіном, °С; P і C – вміст відповідно парафінів і силікагелевих смол, % мас.; G – газовміст пластової нафти, м³/м³; p – тиск, МПа.

Під час розробки нафтового покладу видобування нафти в міру зниження тиску p потоку нафти і відповідно (за тиску меншого від тиску насичення p_n нафти газом) із нафти виділяється розчинений газ (зменшується газовміст). Тому поточна (біжуча) температура насичення парафіном змінюється – зростає за рахунок зменшення газовмісту G і понижується внаслідок зменшення тиску, хоч впливи кількісно різні. Зміни тиску та газовмісту, а також і температури, на наш погляд, зумовлюють фазові взаємодії між вуглеводнями (рідинними, газовими і твердими – парафінами, смолами і асфальтенами). У цьому зв'язку нагадаємо, що нафта і вода, які практично є взаємно нерозчинними речовинами за атмосферних умов, проявляють необмежену розчинність нафти в рідинній воді за температур 320-340°С і тисків 16-22 МПа [11]. Тому точку початку випадання парафіну і смол (зменшення їх вмісту також призводить до пониження біжучої температури насичення парафіном) слід пов'язувати не тільки із температурою потоку, але і з тиском та газовмістом.

Випадання парафіну із нафти у вигляді твердої фази може відбуватися у привибійній зоні пласта внаслідок проявлення дросельного

ефекту при спільній фільтрації нафти і вільного газу (тиск потоку є нижчим тиску насичення нафти газом), а також у стовбурі свердловини в межах фільтра і дещо вище (перша нижня зона випадання) та з глибини 600-800 м (від гирла свердловини), при цьому найбільша кількість парафіну відкладається на глибині 300-500 м від гирла (друга верхня зона випадання), що встановлено оглядом піднятих із свердловини НКТ [12]. Причиною випадання парафіну є зниження температури потоку нижче температури насичення нафти парафіном і тиску. Наприклад, для нафт Передкарпаття температура насичення парафіном коливається в межах 18-54°C, а недонасиченість нафти парафіном – 3-62°C при початковій пластовій температурі 38-89°C за глибин залягання родовищ 1400-3500 м (температура плавлення парафіну 53-55°C, парафінистих відкладів 70-82°C) [9].

У роботі [12] стосовно пористого середовища на моделі капілярної трубки виведено рівняння зміни швидкості руху парафінистої нафти із використанням закону Гагена-Пуазейля у вигляді:

$$u = \frac{u_0}{(1 + A\tau)^2}, \quad (2)$$

де u_0 , u – об'ємні швидкості руху парафінистої нафти на моменти часу τ початковий ($\tau = 0$) і поточний ($\tau > 0$);

$$A = \delta_r \sqrt{\frac{u_0 \Delta p}{8\pi\mu l_r}}; \quad (3)$$

δ_r – коефіцієнт, що визначає пристінне гелеутворення (накопичення асфальтено-смоло-парафінового шару); Δp – перепад тиску; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості нафти; l_r – довжина трубки.

Звідси випливає, що зменшення швидкості руху парафінистої нафти є пропорційним часу за квадратичною гіперболою.

Експериментально встановлено, що зі зменшенням температури (в інтервалі 36-30°C) коефіцієнт δ_r зростає ($3,76 \cdot 10^{-5} - 6,64 \cdot 10^{-5}$)°C й описується формулою:

$$\delta = 2,09 \cdot 10^{-4} - 4,75 \cdot 10^{-6} T, \quad (4)$$

де T – температура, °C.

Визначаючи вміст асфальтено-смоло-парафінових речовин у відібраних пробах нафти на вході в модель і на виході розраховували дефіцит D (різницю) вмістів, тобто кількість відкладених речовин, яку описали формулою:

$$D = 1,21 \cdot 10^{-4} \tau^{1,40815} e^{-3,9512 \cdot 10^{-4} \tau}, \quad (5)$$

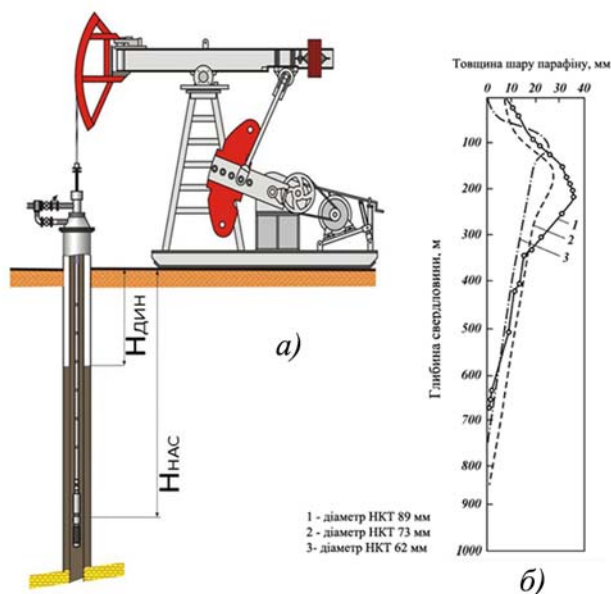
де D – кількість відкладених речовин (дефіцит), % мас.; τ – час, с.

Звідси стверджуємо, що відкладання парафіну спочатку відбувається інтенсивно, а відтак, переходячи через максимум, сповільнюється

ся, тобто в нижній частині НКТ утворюється товстіший шар, а вище до гирла – тонший, або зовсім зникає, що спостережено і на практиці.

Парафін спочатку відкладається на центрах кристалізації, тобто на шорсткій поверхні НКТ, а потім за рахунок сил когезії прилипають інші кристали до утвореного шару. Центрами кристалізації можуть бути різні поверхні розділу фаз (наприклад, мінеральні частинки породи – пісок, що виноситься із пласта), тобто кристали формуються і в об'ємі потоку. Товщина шару відкладів верхньої зони іноді виявляється такою, що стає неможливим опускання або в НКТ інструменту чи приладів, або НКТ чи іншого обладнання в експлуатаційну колону (в нижню зону відкладів).

Кінець ліфтових труб і насос доцільно встановлювати в інтервалі глибин між нижньою і верхньою зонами відкладання парафіну, враховуючи інші відомі обмежувальні чинники. Але парафін, який об'ємно викристалізовується в межах нижньої зони, може потрапляти в приймальний клапан насоса, створюючи гідравлічний опір надходженню рідини в циліндр насоса і порушуючи нормальну роботу (відкривання-закривання) клапана, що призводить до зменшення дебіту, а в такому разі слід занурювати насос на більшу глибину під динамічний рівень рідини (рис. 4).



а) – занурення плунжерного насоса під динамічний рівень $H_{\text{дин}}$;

б) – зони випадання парафіну з нафтогазової суміші

Рис. 4 Відкладення парафіну у верхній частині свердловини

У ліфтових трубах штангово-насосних свердловин відклади парафіну видаляють різними механічними методами, в основному, за допомогою торцевих укорочених (довжиною 600 мм) пластинчастих (шири-

ною 42-70 мм залежно від діаметра штанг і труб) шкребків, котрі кріпляться до колони насосних штанг хомутиками на відстані між собою не менше довжини ходу полірованого штока. Ширина пластини шкребка, виготовленого із 2,5-3 мм пластин листового матеріалу, береться меншою на 2-3 мм від відповідного внутрішнього діаметра піднімальних труб [1], тобто на внутрішній стінці НКТ залишається шар парафіну, по якому ковзає колона насосних штанг разом із муфтами та шкребками і обертається за допомогою поверхневого штангообертача.

Зниження дебіту свердловини відбувається також через відкладання парафіну в маніфольді і викидній лінії (через зростання гирлового тиску p_2). Ці трубопроводи доводиться періодично очищати від парафіну від 1-2 разів в місяць до декількох разів на рік.

Отже, виснуємо, що відкладання парафіну у свердловині призводить до зміни сил тертя:

а) сили механічного тертя штанг і труб F_{mm} у викривлених і похило спрямованих свердловинах;

б) сили гідродинамічного тертя штанг у рідині F_{mz} ;

в) сили тертя, котра зумовлена гідравлічним опором під час руху рідини в трубах, F_{mm} ;

г) сили гідравлічного опору в нагнітальному клапані $F_{кл}$, а відкладання парафіну в поверхневих трубопроводах зумовлює зростання гирлового тиску.

Розглянемо конкретніше вплив цих змінних навантажень. Для розрахунку екстремальних (максимальних F_{max} під час руху колони штанг вверх і мінімальних F_{min} під час руху вниз) навантажень поки що немає універсальної методики, в якій було б ураховано всі складові навантаження [1, 10], у т.ч. сили тертя.

Динамічні навантаження враховують залежно від параметра динамічної подібності (критерію Коші), котрий являє собою відношення частоти вимушених коливань колони штанг, спричинених верстатом-гойдалкою, до основної частоти власних коливань [6]:

$$\varphi_d = \frac{\omega}{v_m/L} = \frac{\omega L}{v_m}, \quad (6)$$

де ω – кутова швидкість обертання кривошипа; L – довжина колони штанг; v_m – швидкість звуку в металі.

Параметр динамічної подібності φ_d характеризує інтенсивність вимушених коливань колони штанг. Залежно від значини параметра динамічної подібності φ_d розрізняють два режими роботи штангового свердловинно-насосного устаткування:

а) статичний, якщо $\varphi_d \leq \varphi_{кр}$;

б) динамічний, якщо $\varphi_d > \varphi_{кр}$,

де $\varphi_{кр}$ – критичне значення параметра динамічної подібності, який беруть залежно від діаметра штангового насоса ($\varphi_{кр} = 0,2-0,12$).

При статичному режимі роботи переважають статичні навантаження, зумовлені вагою штанг $F_{ум}$ в рідині і вагою рідини (F_p).

Найточнішими формулами для розрахунку екстремальних навантажень вважаються теоретичні формули, які запропоновано А.С. Вірновським і пізніше скоректованих по динамічних навантаженнях на підставі статистичного оброблення фактичних даних [13]:

$$F_{\max} = F'_{ум} + F_p + k_{\partial(\epsilon)} \cdot (F_{in(\epsilon)} + F_{вібр(\epsilon)}), \quad (7)$$

$$F_{\min} = F'_{ум} - k_{\partial(n)} \cdot (F_{in(n)} + F_{вібр(n)}), \quad (8)$$

де $k_{\partial(\epsilon)}$, $k_{\partial(n)}$ – поправкові коефіцієнти для динамічних навантажень, які залежать від діаметра плунжера насоса,

$$k_{\partial(\epsilon)} = 2,42 (10^3 d_{пл})^{-0,206}, \quad (9)$$

$$k_{\partial(n)} = 2,754 (10^3 d_{пл})^{-0,294}, \quad (10)$$

де $d_{пл}$ – діаметр плунжера; F_{in} і $F_{вібр}$ – навантаження відповідно інерційні та вібраційні; індекси (ϵ) і (n) позначають окремо хід плунжера глибинного насоса вгору і вниз.

У цих формулах не враховуються сили тертя, хоч вони достатньо складні. Тому багато дослідників пропонували простіші залежності, зокрема А.Н. Адонін запропонував емпіричні залежності, в яких силу тертя подав постійним доданком $250 S$, де S – довжина ходу полірованого штока [1].

Відмітимо, що за невеликих глибин опускання насоса L , малих динамічних навантажень і діаметрів насоса або за значини параметра динамічних коливань $m=0,2-0,25$, де $m=2 \cdot 10^{-5} nL$, де n – кількість подвійних ходів за хвилину; L – глибина опускання насоса в метрах, сили тертя (різні при ході вгору і вниз) доволі чітко фіксуються на динамограмі.

Сила механічного тертя $F_{m\epsilon}$ штанг і труб залежить від великої кількості факторів, а точне визначення їх доволі складне. Сила тертя спрямована вздовж поверхні дотику в бік, протилежний руху. Вона, як відомо, дорівнює добутку коефіцієнта тертя на силу нормального тиску, що притискує тіло до опори. Тоді сили механічного тертя відповідно під час руху вгору (індекс ϵ) і вниз (n) можна записати так:

$$F_{m(\epsilon)} = c_{ш} (F'_{ум} + F_p) \sin \alpha_3; \quad (11)$$

$$F_{m(n)} = c_{ш} F'_{ум} \sin \alpha_3, \quad (12)$$

де α_3 – середній зенітний кут викривлення свердловини (за $\alpha_3 = 0$ в ідеально вертикальній свердловині ці сили рівні нулю); $c_{ш}$ – коефіцієнт тертя штанги до труби; $F'_{шт}$, F_p – вага відповідно колони штанг у рідині та рідини.

Все це призводить до зростання максимальних навантажень на головку балансира, за результатами розрахунків, на 5-10%.

При відкладанні парафіну маємо наступні фактори, що змінюють ці сили.

По-перше, змінюється коефіцієнт тертя, який рекомендується задавати [14]:

- $c_{ш}=0,25$ для обводненої нафти з в'язкістю $10^{-6}-10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$;
- $c_{ш}=0,2$ для легкої нафти з в'язкістю менше $3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$;
- $c_{ш}=0,16$ для легкої нафти з в'язкістю понад $3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$.

За відкладанні шару парафіну на стінці труби рекомендації щодо коефіцієнта $c_{ш}$ не відомі, тому висловимо наступні міркування.

По друге, вага колони насосних штанг збільшується на вагу шкребків із хомутиками (на одну штангу довжиною 8 м припадає 2-7 шкребків за довжини ходу полірованого штока 0,3-6 м). Для зменшення стирання штанг і труб тертя ковзання замінюють тертям кочення шляхом використання роликкових муфт-вставок (зменшується сила тертя штанг до труб) або використовують неметалеві (поліуретанові) ковзні центратори у поєднанні із ножами-шкребками. Самі штанги також запарафінуються, хоч, відмітимо, і штанги можна очистити від парафіну механічним способом за допомогою спеціальних шкребків.

Але все це в значній мірі призводить до зростання максимальних навантажень на головку балансира, за результатом розрахунків на 5-10%, перевантаження верстата-гойдалки, перевитрати електроенергії і зменшення ресурсу роботи наземного обладнання, яке поки що залишається не дослідженим.

Із відомих методів боротьби з парафіновідкладанням (гідрофільне покриття металу, використання теплоти) ми рекомендуємо фізико-хімічні методи, зокрема використання інгібіторів-диспергаторів (механізм дії – диспергування асфальтено-смоло-парафінових відкладів) та інгібіторів-присадок (механізм дії – зміна реологічної характеристики нафти і гідрофілізація поверхні металу) [12]. Серед них у різних свердловинах і трубопроводах високоефективними і технологічними виявились реагенти ХТ-48, МЛ-72, МЛ-80 та ін. Їх можна подавати в затрубний простір, звідси вони поступово надходять у насос і далі в потік свердловинної продукції.

Сила гідродинамічного тертя штанг у рідині F_{mz} зумовлюється обтіканням колони штанг і її муфт рідиною, тобто втратами тиску на тертя за рахунок відносного руху штанг і рідини. Тоді, згідно з принципом відносності руху (руху рідини в трубі або труби відносно нерухомої рідини) сила гідродинамічного тертя

$$F_{mz} = \Delta p_m \cdot f_{ш}, \quad (13)$$

де Δp_m – втрата тиску на гідравлічне тертя, яку визначають наближено за формулою Дарсі-Вейсбаха, в якій діаметром будуть діаметр штанг, а коефіцієнт гідравлічного опору розраховують залежно від числа Рейнольдса як функції швидкості відносного руху штанг і рідини, діаметра

штанг і кінематичного коефіцієнта в'язкості рідини (точніші формули запропонували А.М. Пірвердян, О.Р. Каплан).

Сила гідродинамічного тертя $F_{mг}$ під час руху ввєрх є істотно меншою, ніж під час руху ввєниз (менша швидкість відносного руху). Під час руху колони штанг ввєниз сила гідродинамічного тертя $F_{mг}$ напрямлена ввєрх, тобто сприяє зменшенню ваги колони штанг. У разі руху колони штанг рухається вгору сила $F_{mг}$ напрямлена ввєниз, якщо $S_{цил} < S_{пр}$, або ввєрх, якщо $S_{цил} > S_{пр}$, де $S_{пр}$ – площа прохідного перерізу труб; $S_{цил}$ – площа поперечного перерізу циліндра насоса. Сила гідродинамічного тертя $F_{mг}$ також є розподіленою по довжині штангової колони. В звичайних умовах, без відкладання парафіну, за результатами розрахунків, ця сила не перевищує 5% ваги штанг, тобто змінюється в межах 200-500 Н. Сила гідродинамічного тертя $F_{mг}$ може сягати значних величин у свердловинах, котрі продукують високов'язку рідину. Вона може бути у випадку відпомповування високов'язкої рідини (нафти, емульсії) співрозмірною із вагою колони штанг і такою великою, що під час руху ввєниз відбувається «зависання» штанг у рідині, відставання в русі гирлового штока від руху головки балансира з наступним різким ударом головки по штоку, а це призводить до обривання канатної підвіски або колони штанг [1].

У випадку відкладення парафіну і наявності скребків збільшується швидкість руху рідини внаслідок зменшення прохідного перерізу труб (на трубах після зішкрібування залишається шар парафіну товщиною 2-3 мм), зростає гідравлічний опір рухові штанг і завихрення потоку (через наявність великої кількості шкребків, роликів муфт-вставок чи ковзних центраторів, відкладів парафіну на штангах). Це призводить до істотного зростання сили гідродинамічного тертя штанг у рідині, що не вдається поки що теоретично оцінити, а тому є потреба в подальшому експериментальному вивченні цього питання.

Сила тертя, котра зумовлена гідравлічними опорами під час руху рідини в трубах, F_{mm} , викликає підвищення тиску рідини p_m в ліфтових трубах над плунжером насоса і дорівнює добутку втрат тиску на гідравлічне тертя рідини в трубах та площі поперечного перерізу плунжера насоса. Її можна брати однаковою у випадках руху штанг як ввєрх, так і ввєниз. Сила тертя F_{mm} є зосередженою біля плунжера.

Підвищення тиску рідини p_m за насосно-компресорними трубами діє на нижній торець колони штанг і підтримує колону штанг (штанги конструктивно з'єднані з плунжером за допомогою клапанної клітки) і зменшує вагу штанг у рідині.

Це пояснюємо формулою:

$$F'_{um} = F_{um} - f_{шт} \cdot (p_m - p_0), \quad (14)$$

де F'_{um} , F_{um} – вага штанг відповідно в рідині і в повітрі; $f_{шт}$ – площа поперечного перерізу штанг (по тілу); p_0 – атмосферний тиск, який діє на верхній торець колони штанг.

Разом із тим зростання тиску у трубах p_m над плунжером призводить до підвищення гідростатичного навантаження F_p (див. нижче).

Сила гідравлічного опору в нагнітальному клапані $F_{кл.н}$, зумовлена перепадом тиску $\Delta p_{кл.н}$, що виникає під час руху видобуваної рідини через нагнітальні клапани насоса, тобто

$$F_{кл.н} = \Delta p_{кл.н} \cdot F, \quad (15)$$

де перепад тиску $\Delta p_{кл.н}$ визначається за формулою Борда'.

Сила гідравлічного опору $F_{кл.н}$ є зосередженою біля плунжера насоса. Ця сила зростає внаслідок потрапляння в клапан кристалів парафіну, що утворилися об'ємно в нижній зоні відкладання парафіну, збільшення гідравлічного опору в отворі клапана, а також збільшення опору в глибинному газосепараторі (газовому якорі). Парафін порушує нормальну роботу клапанів і викликає витікання рідини. Вивчення цього явища те ж залишилося поза увагою дослідників.

Ця сила разом із силою тертя плунжера в циліндрі насоса $F_{м.пл.}$ під час ходу вниз колони штанг створює зосереджену осьову силу $F_{стиск}$, яка напрямлена вгору і зумовлює стискання і повздовжній згин колони насосних штанг, а також розтяг колони труб. Внаслідок цього виникає потреба застосування нижніх штанг більшого діаметру (обважнений низ), вагу яких беруть рівною осьовій силі $F_{стиск}$, що збільшує навантаження на головку балансира.

Зростання гідравлічного опору в маніфольді і шлейфі (поверхневих трубопроводах) внаслідок відкладання парафіну зумовлює зростання гирлового тиску p_2 , яке аналогічне за впливом дії розглянутій вище позитивній і негативній зміні тиску в трубах p_m над плунжером, оскільки тиск у трубах

$$p_m = p_1 + p_2 + p_3 - p_4, \quad (16)$$

де p_1 – гідростатичний тиск стовпа рідини в трубах; p_2 – гирловий тиск; p_3 – втрата тиску на тертя рідини в трубах, коли плунжер рухається вгору; p_4 – тиск розвантаження в результаті прояву газліфтного ефекту.

Розглянуті сили тертя в сумі можуть набувати значних величин, особливо у викривлених і похило-спрямованих свердловинах при відпомповуванні високов'язкої рідини (нафти, водонафтової емульсії) з високим вмістом парафіну. Вони істотно впливають на деформацію штанг і труб, змінюють довжину ходу плунжера (в разі відсутності обважненого низу ще й на величину деформацій від стиснення і повздовжнього згину), змінюють максимальні і мінімальні навантаження на головку балансира і відповідно на верстат-гойдалку.

Результати досліджень на нафтових промислах свідчать про можливість відкладень парафіну до значень, які відповідають максимальній вантажності привода. Тому проведені розрахунки верстата-гойдалки UP12T, максимальна вантажність якого складає 120 кН, оснащеного двигуном 30 кВт, допустимий крутний момент редуктора – 55 кНм.

Розрахунки проводились для наступних параметрів глибинного обладнання: Колона штанг – двоступінчата, глибина підвіски насоса 1456 м, довжина ходу плунжера – 3 м, привод – балансирний двоуплечий верстат-гойдалка UP12Т, кількість обертів кривошипа – 6,5 об/хв. В першому наближенні розрахунки виконані з припущення, що парафін відкладається рівномірно вздовж всієї колони штанг, а це призводить до збільшення сил гідродинамічного тертя та сил тертя штанг по НКТ. Тобто сила тертя зростає лінійно. Значення сили тертя приймалось у відсотках від ваги колони штанг, яка складала $G_{ум}=42,88\text{кН}$ (табл. 1).

Таблиця 1. Залежність силових параметрів привода від сили тертя

$\% G_{ум}$	$F_{тер}, \text{кН}$	$F_{max}, \text{кН}$	$F_{min}, \text{кН}$	$M_{кр}^{max}, \text{кНм}$	$P_{дв}, \text{кВт}$
1	0,42	54,1	35,4	30	7,06
5	2,14	55,8	33,6	32,3	8,35
10	4,28	58,0	31,5	33,0	9,9
20	8,57	62,3	27,2	37,8	13,2
30	12,86	66,56	22,92	41,56	16,4
40	17,15	70,85	18,63	45,79	19,65
50	21,44	75,14	14,35	50,2	22,9
80	35,6	89,3	0,2	67,5	33,52

Сила тертя у 1% $G_{ум}$ відповідає нормальній роботі штангової колони, 80% $G_{ум}$ – зависанні колони штанг у парафіновій пробці. Як видно з таблиці відкладання парафіну призводить до двох негативних наслідків у роботі привода. По-перше в 4,75 разів зростає споживна потужність двигуна, по-друге максимальний крутний момент на кривошипі зріс у 2,25 раза і перевищив допустиме значення 55 кНм для редуктора.

2. Зниження динамічного рівня рідини у свердловині супроводжується відповідним зменшенням глибини занурення насоса під рівень рідини, що знаходиться за насосно-компресорними трубами. Висота динамічного рівня $H_{дин}$ визначається вибійним тиском p_e , зв'язок між яким наближено можна записати так:

$$H_{дин} = \frac{p_e}{\rho \cdot g} = \frac{p_{пл} - Q / K_0}{\rho \cdot g}, \quad (17)$$

де ρ – густина рідини; g – прискорення вільного падіння; $p_{пл}$ – пластовий тиск (тиск на лінії зони дренавання пласта свердловиною); Q – дебіт свердловини; K_0 – коефіцієнт продуктивності свердловини.

Звідси виснуємо, що зменшення $H_{дин}$ може залежати або від пониження вибійного чи пластового тиску, або від невідповідності дебіту свердловини припливу рідини з нафтового пласту.

Із фізичної точки зору зрозуміло, під час розробки нафтового родовища, що пластовий тиск здебільшого зменшується від своєї почат-

кової величини. Для пружного режиму розробки родовища, а особливо для режиму розчиненого газу характерним є високий темп зниження пластового тиску [10]. Навіть за наступних режимів витіснення нафти у більшості не забезпечується повна компенсація відбору флюїдів (нафти, нафтового газу, пластової води) запомповуванням витіснювальних агентів, тоді теж спостерігається зниження пластового тиску і вибійного тиску за постійного дебіту або, іншими словами, за постійного подавання свердловинного насоса.

Другою причиною зниження вибійного тиску за умови постійних $p_{пл}$ і Q може бути утворення піщаного корка на вибої, якій створює значний гідравлічний опір припливові рідини.

Розгазування нафти в пласті (внаслідок зниження тиску нижче від тиску насичення нафти газом) за умови постійного дебіту по рідині також супроводжується зниженням вибійного тиску.

Із збільшенням глибини h занурення насоса під динамічний рівень, або рівнозначно, збільшення глибини L опускання насоса, відповідно підвищується тиск на вході в насос, за наявності вільного газу зменшується об'єм вільного газу внаслідок стискання і розчинення більшої кількості газу в нафті. Якщо тиск на вході в насос $p_{вх}$ не менший від тиску насичення нафти p_n , то вільного газу взагалі немає на цій глибині, тобто шкідливий його вплив на коефіцієнт наповнення циліндра насоса припиняється. З іншого боку, при цьому збільшуються навантаження на штанги і верстат-гойдалку, коефіцієнт подавання α_n насоса переходить через максимум і далі зменшується, зростають витрати на обладнання (штанги, труби, верстат-гойдалку більшої вантажності), експлуатацію та підземний ремонт (підвищується аварійність обладнання). Звідси маємо, що за одним критерієм глибина має бути малою, а за іншим великою. За такої конфліктної ситуації вибір може бути компромісним: виграш за одним критерієм означає програш за іншим. Тому оптимальну глибину опускання насоса (глибину занурення під динамічний рівень) рекомендуємо вибирати остаточно за мінімумом зведених економічних витрат.

За нормальної роботи глибину занурення насоса під динамічний рівень рідини задають рівною 20-50 м (тиск $p_{вх}=0,15-0,4$ МПа), а за наявності вільного газу її доводять за змоги до 250-350 м, що відповідає близько 30% p_n ($p_{вх}=2-3$ МПа) [1].

При зниженні динамічного рівня рідини, яке пов'язано зі зменшенням вибійного тиску, за наявності вільного газу на вході в насос велика його кількість призводить до зменшення коефіцієнта наповнення насоса рідиною аж до зриву його подавання. Зрив подавання насоса через проривання накопиченого вільного газу із затрубного простору в насос продовжується від кількох до десятків хвилин. Для уникнення таких випадків, здійснюється перепускання газу із затрубного простору в нафтозбірний трубопровід. Потім подавання рідини відновлюється до

нового зриву. Це пояснюється тим, що внаслідок зменшення тиску газу в затрубному просторі і припливу рідини із пласта, рівень рідини піднімається вище від входу в насос, зростає на вході тиск рідини, який потрібний для подолання опорів у всмоктувальному клапані і газосепараторі, а відповідно циліндр насоса наповнюється уже рідиною.

Зниження динамічного рівня рідини з позицій впливу на роботу верстата-гойдалки покажемо так. Навантаження стовпа рідини F_p (гідростатичне навантаження) на головку балансира діє під час руху плунжера вверх і зумовлюється різницею тисків рідини над (p_m) і під ($p_{всц}$) плунжером свердловинного насоса [1]:

$$F_p = F \cdot (p_m - p_{всц}) = F \cdot [p_m - (p_{вх} - \Delta p_{кл.в})], \quad (18)$$

де F – площа поперечного перерізу плунжера; $p_{всц}$ – тиск у циліндрі насоса під час такту всмоктування рідини,

$$p_{всц} = p_{вх} - \Delta p_{кл.в}, \quad (19)$$

де $p_{вх}$ – тиск на вході в насос,

$$p_{вх} = h \cdot \rho_{затр} \cdot g + p'_{затр} \quad (20)$$

де h – глибина занурення насоса під динамічний рівень рідини; $\rho_{затр}$ – середня густина рідини в затрубному просторі; $p'_{затр}$ – тиск газу в затрубному просторі на рівні поверхні рідини; $\Delta p_{кл.в}$ – втрата тиску у всмоктувальному клапані (місцевому опорі) під час перетікання рідини в циліндр насоса, коли плунжер рухається вверх (визначають за формулою Борда'),

$$\Delta p_{кл.в} = \frac{v_{\max}^2}{2\mu_{кл}^2} \rho_p \quad (21)$$

v_{\max} – максимальна швидкість руху суміші (рідини та газу) в сідлі всмоктувального клапана; $\mu_{кл}$ – коефіцієнт витрати клапана, який визначають залежно від числа Рейнольдса для потоку суміші в сідлі клапана.

Якщо припустити, що тиск газу $p'_{затр}=0$, втрата тиску $\Delta p_{кл.в}=0$, тиск $p_m=p_1$; густина рідини $\rho_{затр}=\rho_p$, то наближено навантаження стовпа рідини

$$F_p = F \cdot \rho_p \cdot g \cdot (L_{нас} - H_{дин}) = F \cdot \rho_p \cdot g \cdot h'_д, \quad (22)$$

де $h'_д$ – висота підняття рідини (глибина динамічного рівня рідини у свердловині), p_m – тиск у трубах над плунжером; p_1 – гідростатичний тиск стовпа рідини в трубах.

Звідси виснуємо, що зменшення динамічного рівня $H_{дин}$ рідини в затрубному просторі, тобто зменшення глибини занурення насоса під динамічний рівень, призводить до збільшення висоти підняття рідини $h'_д$, а при $H_{дин} \rightarrow 0$ висота підняття рідини $h'_д \rightarrow L_{нас}$, що зумовлює збільшення гідростатичного навантаження F_p на головку балансира і, зрозуміло, перевантажує верстат-гойдалку.

Якщо взяти $H_{\text{дин}}=350$ м, $\rho_p=850$ кг/м³, то стосовно насоса діаметром 38 мм підвищення навантаження становитиме близько 17,2 кН. Відмітимо, що діаграма А.Н. Адоніна побудована за умови $H_{\text{дин}}=0$, тобто підвищення навантаження на верстат-гойдалку, пов'язане із зануренням насоса під динамічний рівень, ураховано. Разом із тим, щоб запобігти зриву подавання насоса через шкідливий вплив вільного газу, на вході в насос необхідно встановлювати газовий якір, а газ перепускати на гирлі за допомогою перепускного клапана у викидну лінію із тиском p_2 .

Так як верстат-гойдалку встановлюють на тривалий період, а можливо й на все «життя» свердловини, то рекомендуємо вибирати верстат-гойдалку та узгоджувати глибини опускання насоса і занурення його під динамічний рівень із перебігом у часі прогнозованої зміни вибієного і пластового тисків на основі проектного документа на розробку родовища (технологічної схеми, проекту розробки) [11].

Газ у свердловині виконує піднімальну роботу (газліфтний ефект). Тому за наявності великого газового фактора доцільно затрубний газ подавати в піднімальні труби ежекторним пристроєм [15].

Висновки

1. На основі аналізу застосування верстатів-гойдалок із балансирним приводом, їх кінематичної схеми, діючої сили в точці підвісу штанг і сил, що виникають в елементах виконавчого механізму, теорій силового розрахунку і методик проектування експлуатації свердловин штанговими насосними установками, обґрунтовано актуальність дослідження, виділено невирішені питання і сформульовано мету роботи.

2. Оскільки випадання кристалів парафіну із парафінистої нафти є неминучим процесом при видобуванні її із надр на поверхню, розглянуто причини, умови і механізм випадання та утворення відкладів, виділено зони випадання парафіну і сформульовано можливі наслідки цього на роботу всього штангово-насосного обладнання.

Відкладання парафіну у свердловині призводить до необоротної зміни в часі сил тертя (механічного тертя штанг і труб, гідродинамічного тертя штанг у рідині, рідини в трубах і в приймальному клапані), а відкладання парафіну в поверхневих трубопроводах зумовлює зростання гирлового тиску.

3. Для розрахунку екстремальних навантажень відсутня універсальна і загально прийнята методика. Найточнішими вважаються теоретичні формули А.С. Вірновського, пізніше скоректовані по динамічних навантаженнях залежно від діаметра плунжера за фактичними даними. У них не враховуються сили тертя, а тому деякі автори у своїх простіших формулах сили тертя подають постійним доданком (наприклад, залежно від довжини ходу плунжера). А за названими формулами проводиться вибір обладнання і проектується режими роботи та підбирається верстат-гойдалка.

4. Сили тертя, що підсилюються наявністю відкладів парафіну в газосепараторі, приймальному і нагнітальному клапанах, на внутрішній поверхні НКТ і штанг, призводять до зростання максимальних і мінімальних навантажень на головку балансира верстата-гойдалки. Для боротьби з відкладанням парафіну на стінці НКТ здебільшого застосовують механічні шкребки разом із роликowymi муфтами-вставками чи ковзними центраторами і поверхневим штангообертачем, які збільшують вагу колони штанг, призводять до зростання гідравлічного опору рухові штанг у рідині та завихрення потоку, до збільшення зносу муфт за масою на 30% у корозійному середовищі. Тому доцільним напрямком боротьби з парафіновідкладанням є застосування фізико-хімічних методів, зокрема використання інгібіторів-диспергаторів та інгібіторів-присадок.

Сила гідравлічного опору в нагнітальному клапані, підсилена потраплянням у клапан кристалів парафіну, спричинює застосування обважненого низу, що збільшує навантаження на головку балансира. Кристали парафіну в клапанах порушують нормальну роботу (відкривання – закривання) як всмоктувального (приймального), так і нагнітального клапанів, що призводить до підвищеного спадного витікання рідини і зменшення подавання.

Зростання гідравлічного опору в поверхневих трубопроводах внаслідок відкладання в них парафіну зумовлює підвищення гирлового тиску, що супроводжується зменшенням ваги штанг $F'_{ум}$ (позитивний вплив) і ростом навантаження стовпа рідини F_p (негативний вплив), причому останній вплив переважає.

Розглянуті сили тертя в сумі можуть набувати значних величин, особливо у викривлених і похило-спрямованих свердловинах при відпомповуванні високо парафінистої високов'язкої рідини (нафти, водонафтової емульсії). Вони істотно впливають на деформацію штанг і труб, змінюють довжину ходу плунжера (в разі відсутності обважненого низу ще й на величину деформацій від стиснення і повздовжнього згину), змінюють максимальні і мінімальні навантаження на головку балансира і відповідно на верстат-гойдалку. Їх необхідно досліджувати і враховувати разом із статичними навантаженнями.

5. Зниження динамічного рівня рідини у свердловині, яке пов'язане із вибійним тиском, а відтак із пластовим тиском і дебітом свердловини, може залежати або від пониження вибійного тиску чи пластового тиску, або від перевищення дебіту насоса від надходження рідини з нафтового пласту. У процесі розробки покладу здебільше спостерігається зниження поточних пластового і вибійного тисків за умови постійного дебіту (подавання свердловинного насоса). Утворення піщаного корка на вибої створює значний гідравлічний опір і супроводжується зменшенням припливу рідини із пласта і вибійного тиску (за постійно-

го подавання). Розгазування нафти в пласті також супроводжується зниженням вибірного тиску за умови постійного дебіту по рідині.

При зниженні динамічного рівня рідини, яке пов'язано з виділенням вільного газу, велика його кількість призводить до зменшення коефіцієнта наповнення насоса рідиною аж до періодичного чи стабільного зриву його подавання, що відображається на роботі верстата-гойдалки.

6. Зниження динамічного рівня рідини у свердловині зумовлює збільшення висоти підняття рідини, збільшення гідростатичного навантаження на головку балансира.

7. Оскільки балансирний привод встановлюють на тривалий період «життя» свердловини, то рекомендуємо вибирати верстат-гойдалку та узгоджувати глибини опускання насоса і занурення його під динамічний рівень із перебігом у часі прогнозованої зміни вибірного і пластового тисків на основі проектного документа на розробку родовища.

Подальшу роботу в цьому напрямку пов'язуємо із експериментальними дослідженнями і розрахунком стосовно сил тертя в умовах парафіновідкладання.

Література

1. Бойко В.С. Технологія видобування нафти / В.С. Бойко. – Івано-Франківськ: Нова Зоря, 2012. – 827 с.
2. GE Oil & Gas [Electronic resource]: Lufkin Beam Pumping Units – Електрон.дан., –2018.–Режим доступу: <https://www.geoilandgas.com/oilfield/artificial-lift-well-performance-services/lufkin-beam-pumping-units> – Заголовок з екрану.
3. Іванченко І.М. Резерви видобування нафти за рахунок низько дебітних свердловин у Західному регіоні України / І.М. Іванченко // Науковий вісник ФНТУНГ. – Івано-Франківськ. – 2011 – №4. – С. 51-54.
4. Райтер П.М. Диагностика режима энергопотребления приводного двигателя скважинной штанговой насосной установки при изменении динамического уровня жидкости в скважине / П.М. Райтер, В.Р. Харун // XXX Международная конференция “Дефектоскопия 15” “NTD Days 2015”: Созопол. – 2015. – Т.1. – С. 40-42.
5. Малько Б.Д. Вплив характеристик наземного та глибинного обладнання на режим роботи верстата-качалки / Б.Д. Малько, В.Р. Харун, В.Я. Попович // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2006. – Вип.1(13). – С. 65-70.
6. Молчанов Г.В. Машины и оборудование для добычи нефти и газа / Г.В. Молчанов, А.Г. Молчанов. – М.: Недра, 1984. – 464 с.
7. Харун В.Р. Вдосконалення математичної моделі верстата-гойдалки / В.Р. Харун, В.М. Сенчішак, В.Я. Попович // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції “Машины, обладнання і матеріали для

- нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу” ПМ-2016. – Івано-Франківськ, 2016. – С. 162-164.
8. Бойко В.С. Проектування експлуатації нафтових свердловин / В.С. Бойко. – Івано-Франківськ: Нова Зоря, 2011. – 784 с.
 9. Інтенсифікація припливу вуглеводнів у свердловину. Книга перша / Ю.Д. Качмар, В.М. Світлицький, Б.Б. Синюк та ін. – Львів: Центр Європи, 2004. – 352 с.
 10. Бойко В.С. Технологія розробки нафтових родовищ / В.С. Бойко. – Івано-Франківськ: Нова зоря, 2011. – 509 с.
 11. Молчанов Г.В. Машины и оборудование для добычи нефти и газа / Г.В. Молчанов, А.Г. Молчанов. – М.: Недра, 1984. – 464 с.
 12. Бойко В.С. Видобування нафти в ускладнених умовах / В.С. Бойко, Р.В. Бойко, Р.В. Грибовський та ін. – Івано-Франківськ: Нова Зоря, 2013. – 771 с.
 13. Вирновский А.С. Теория и практика глубинонасосной добычи нефти / А.С. Вирновский. – М.: Недра, 1971. – 165с.
 14. Чичеров Л.Г. Нефтепромысловые машины и механизмы / Л.Г. Чичеров. – М.: Недра, 1983. – 312 с.
 15. Дубей О.Я. Підвищення ефективності установок свердловинних штангових насосів шляхом застосування нафтогазових ежекторів / О.Я. Дубей. Автореф. дисертації... к.т.н.: 05.05.12 – Машины нафтової і газової промисловості. – Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2016. – 24 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії 21.09.2017 р.

*Рекомендовано до друку д.т.н., професором **Тарком Я.Б.**,
д.т.н., професором **Дорошенко В.М.** (м. Київ)*

INVESTIGATING THE WORK OF THE PUMPING-UNIT UNDER THE CONDITIONS OF THE VARIABLE LOAD DUE TO THE ACCUMULATION OF PARAFFIN WITHIN THE OIL WELL AND THE DECREASE OF THE DYNAMIC FLUID LEVEL

V. R. Kharun, N. Ya. Zalyvakh

Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas;

76019, Ivano-Frankivsk, Karpatska str., 15;

ph. +380(342),72-71-47; e-mail: mechmach@nung.edu.ua

Investigations of the load shift on the horsehead, which determine the regularity of the change in the forces acting in the elements of the beam pumping unit during a long time of its operation, due to the deposition of paraffin in the tubing and lowering of the dynamic level of fluid in the well.

Deposition of paraffin in the well and in the surface pipelines is an inevitable process in the production of paraffin oil and leads to irreversible changes in the time of frictional force and the growth of the inflow pressure,

and the decrease in the dynamic level of fluid in the well, which is associated with the pressure drop, causes a change in the conditions of the flow of liquid, decrease of the filling coefficient of the pump by a liquid, increase of hydrostatic load on the horsehead.

The new directions and recommendations for reducing and eliminating the effects of the investigated phenomena are well-known and formulated.

Key words: *artificial- lift, beam pumping unit, sucker rods, conditions of production paraffin oil, the dynamic fluid level, friction force*