

022. 176.23  
1779  
ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

Прозур Олександр Віталійович

1043  
УДК 622. 276. 53 .05

1779

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ  
ШТАНГОВИХ ГЛИБИННО-НАСОСНИХ УСТАНОВОК  
У ВЕРТИКАЛЬНИХ І ВИКРИВЛЕНИХ  
СВЕРДЛОВИНАХ

11/11/11  
Спеціальність 05.05.12 – Машини нафтової та газової промисловості

**А в т о р е ф е р а т**  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Івано-Франківськ – 2006

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу Міністерства освіти і науки України.

**Науковий керівник:** доктор технічних наук, професор **Малько Богдан Дмитрович**, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, завідувач кафедри механіки машин, декан механічного факультету

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор **Копей Богдан Володимирович**, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, професор кафедри нафтогазового обладнання;  
кандидат технічних наук **Бучинський Мирослав Яремович**, закрите акціонерне товариство "Пласт", начальник науково-дослідницького центру, м.Полтава.

**Провідна установа:** ВАТ "Український нафтогазовий інститут", м. Київ.

Захист відбувся  
вченої ради  
університеті  
вул.Карпатська

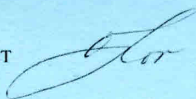
іалізованої  
технічному  
Франківськ,

З дисертації  
Франківсько  
76019, м. Іва

єці Івано-  
адресою:

Автореферат

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради,  
кандидат технічних наук, доцент



Корнута О.В.

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність проблеми.** Потреби України в сировинних і паливно-енергетичних ресурсах вимагають значного розширення буріння і видобування нафти. Одним з перспективних напрямків є буріння і експлуатація викривлених похило-направлених свердловин. Але характер профілів таких видобувних свердловин по причині наявності ділянок підвищеної кривизни і нахилу, вносить суттєві ускладнення в механізовану експлуатацію штанговими глибинно-насосними установками (ШГНУ).

На окремих ділянках свердловини з викривленням виникають великі сили притискання штанг до стінок насосно-компресорних труб (НКТ) і сили тертя, зони інтенсивного зносу штанг і труб, які приводять до появи наскрізних отворів в насосно-компресорних трубах і втрати подачі насосної установки.

Зростає, у порівнянні з вертикальними свердловинами, кількість обривів штанг, що пояснюється збільшенням сил опору і тертя на викривлених ділянках, що спричиняє, в свою чергу збільшення навантаження на штанги і їх значення в зоні тертя. Виникає необхідність у визначенні навантажень в поперечних перерізах штанг, притискуючих сил в зоні контакту штанг з насосно-компресорними трубами НКТ, сил тертя між штангами і трубами, зони інтенсивного зносу штанг труб.

Важливим фактором, який впливає на характер навантаженості і руйнування штанг є повздожній згин колони в нижній частині при русі вниз.

Недостатньо вивчені умови руху вниз колони штанг при наявності додаткових сил опору на викривлених ділянках.

Таким чином, ускладнення пов'язані з експлуатацією викривлених свердловин, обладнаних штанговими глибинно-насосними установками є досить злободенними і їх вивчення та усунення є дуже актуальною задачею.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами темами.** Дисертаційна робота виконувалась в рамках Національної програми “Нафта і газ України до 2010 року” і у відповідність з планами науково-дослідних робіт ВАТ “Укрнафта”.

**Мета роботи** полягає у підвищенні ефективності експлуатації штангових глибинно-насосних установок на основі вивчення умов руху і навантаженості колони штанг у вертикальних і викривлених свердловинах.



### **Задачі досліджень**

- 1 Виконати аналіз факторів, які впливають на умови роботи штангової глибинно-насосної установки, навантаженість колони насосних штанг.
- 2 Дослідити кінематику і динаміку верстатів-качалок, колони штанг і погрузного насосу.
- 3 Визначити навантаження які діють на колону штанг на викривлених ділянках і встановити умови руху колони штанг з врахуванням сил опору на викривлених ділянках.
- 4 Визначити вплив повздожнього згину колони штанг в нижній частині на її навантаженість.
- 5 Вивчити навантаженість колони штанг з двома послідовними насосами на різних рівнях.
- 6 Провести експериментальні лабораторні дослідження впливу викривлення свердловин на опір рухові штанг.

**Об'єкт дослідження** – колона насосних штанг.

**Предмет дослідження** – навантаження які діють на штанги у вертикальних і викривлених свердловинах.

**Методи досліджень.** Поставлені в дисертаційній роботі задачі розв'язувались методами математичного і динамічного моделювання об'єкта досліджень, методами теоретичної механіки, теорії механізмів і машин, диференційного числення. Проведені лабораторні дослідження залежності повздожніх навантажень від викривлення свердловини.

**Наукова новизна** отриманих результатів полягає у поглибленні вивчення кінематики і динаміки колони штанг, плунжера погрузного насосу у викривлених свердловинах.

Встановлено, що з умови відсутності резонансу безбалансирні верстатикачалки можуть працювати з вищою частотою подвійних ходів ніж балансирні.

На основі теоретичних і експериментальних досліджень визначено вплив параметрів викривлення свердловини на навантаженість колони штанг у верхній частині а, також, в нижній частині з врахуванням повздожнього і поперечного згину.

Визначені умови руху колони штанг вниз у викривлених свердловинах з врахуванням жорсткості на згин і сил тертя.

Встановлено, що в колонах штанг з двома насосами зменшується навантаження на нижню частину колони і може мати місце явище як резонансу так і антирезонансу.

**Практичне значення одержаних результатів.** Результати досліджень, виконаних в дисертаційній роботі, можуть бути використані в нафтовидобувних підприємствах при проектуванні і експлуатації штангових колон, в навчальному процесі при вивченні дисциплін “Обладнання для видобування нафти і газу” студентами спеціальностей 7.090217 “Обладнання нафтових і газових промислів”, 7.030304 “Видобування нафти і газу”. На основі проведених досліджень розроблена „Інструкція по розрахунку і вибору колони штанг” (керівний документ), прийнята до впровадження в НГВУ „Надвірнанафтогаз”, ГПУ „Полтавагазвидобування”, НГВУ “Чернігівнафтогаз”.

**Особистий внесок здобувача.** Основні положення та результати дисертаційної роботи одержані автором самостійно. Запропоновано методику дозрівнонаважування верстатів-качалок з метою одержання гармонійного руху балансира і вирівнювання навантажень [5]. Складено розрахункові схеми для дослідження переміщень і навантажень колони штанг у викривлених свердловинах, здійснено математичні викладки [1,7,8,9,10,11]. Проведені розрахунки геометричних і кінематичних характеристик безбалансирних верстатів-качалок [6]. Записані і розв’язані рівняння руху плунжера на окремих етапах [2]. Запропоновано використовувати два плунжерних насоса для зменшення навантажень на колону штанг [3].

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення дисертації доповідались на: XIII міжнародній конференції „Nove metody i technologie w geologii naftowej, wiertnictwie, eksploataci otworowej i gazownictwie”, Краків, 2002; науково-технічній конференції професорсько-викладацького складу ІФНТУНГ, 2002; III міжнародній науково-практичній конференції “Динаміка наукових досліджень 2004”, Дніпропетровськ, 2004; VIII-й міжнародній науково-практичній конференції “Нафта і газ України – 2004”; I міжнародній науково-практичній конференції “Науковий потенціал світу 2004”, Дніпропетровськ, 2004; міжнародній конференції Карпатського регіону нафтогазової промисловості, Ваја Маге, 2004; міжнародній науково-технічній конференції „Інтегровані комп’ютерні технології в машинобудуванні”, Харків, 2005.

**Публікації.** За темою дисертації опубліковано 4 статті у фахових виданнях і 7 матеріалів і тез конференцій.

**Структура та обсяг роботи.** Дисертація складається зі вступу, п’яти розділів, висновків, викладених на 192 сторінках тексту, 69 рисунків, 6 таблиць, списку використаних джерел, який містить 117 найменувань, 4 додатки.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертації, сформульовані мета роботи, задачі та методи досліджень, наукова новизна, практичне значення отриманих результатів. Визначений особистий внесок здобувача та приведена інформація про апробацію результатів роботи.

У першому розділі проведений аналіз умов роботи колони штанг у вертикальних і викривлених свердловинах, навантажень, які вони сприймають, методів розрахунку.

В процесі видобування нафти з свердловини штанговою глибинною насосною установкою на неї діє система сил які виникають при русі колони штанг і плунжера. Ці сили мають статичний і динамічний характер. До статичних належать сили ваги штанг, труб і стовпа рідини над плунжером. Динамічні сили появляються в результаті нерівномірного руху колони штанг і рідини. Крім того, на колону діють сили тертя між штангами і насосно-компресорними трубами, між плунжером і циліндричними втулками, гідродинамічний опір перетіканню рідини в клапанах насоса. Якщо у вертикальних свердловинах сила тертя невелика, то в свердловинах із значною кривизною набуває великого значення. Але, аналіз існуючих результатів досліджень опублікованих в роботах А.С. Вірновського, А.Н. Адоніна, Н.Д. Дреготеску, М.В. Муравйова, Б.Б. Крумана, Б.В. Копея, І.Л.Фаермана, Ю.А. Песляка, К.Р. Уразакова показав, що достатньо повно вивчені умови роботи насосних штанг у вертикальних свердловинах. Для викривлених свердловин ще недостатньо вивчені питання максимального навантаження в точці підвісу штанг з врахуванням згинальної жорсткості штанг при русі по викривлених ділянках вверх і, особливо, вниз, вплив радіуса викривлення свердловини. Недостатньо вивчене питання руху плунжера з врахуванням типу верстата-качалки – балансірного або безбалансирного, вертикальної або викривленої свердловини. На деяких родовищах Росії, зокрема в Башкирії, використовуються компоновки із спареними плунжерними насосами. Але відсутня інформація по дослідженню навантажень на штанги в таких компоновках.

На підставі проведеного аналізу сучасного стану проблеми сформульовано мету і задачі дисертаційної роботи.

У другому розділі здійснено кінематичний аналіз балансірних і безбалансирних верстатів-качалок та руху плунжера погрузного насосу з врахуванням пружності колони штанг.

Встановлено, що в безбалансирних установках точка підвісу колони штанг здійснює більш гармонійний рух ніж в балансирних.

Досвід експлуатації штангових насосних установок показав, що при тривалій роботі плунжерного насосу у вертикальній свердловині з малов'язкою нафтою появляється стук, який викликаний ударами плунжера по упорних втулках. Поява цього явища пояснюється збільшенням ходу плунжера в зв'язку із зменшенням сил тертя в насосі і збільшенням впливу коливань як власних, так і вимушених. З метою дослідження цього явища виконані теоретичні дослідження руху плунжера. Колона штанг розглядається як пружний елемент з жорсткістю  $C_{12}$  до нижнього кінця якого прикріплена маса  $m$ , яка є зведеною масою штанг і рідини. В розрахунковій схемі враховані також пружність  $C_p$  рідини під плунжером, а також, пружність  $C_{mp}$  насосно-компресорних труб.

Рух  $S_1$  точки підвісу колони штанг задавався рівняннями одержаними для безбалансирного верстата качалки і для балансирного.

Розв'язок рівнянь руху плунжера показав, що до основного руху, заданого в точці підвісу, додається рух викликаний власними коливаннями штанг. В результаті зростає переміщення плунжера. Крім того, збільшення ходу плунжера буде мати місце, якщо частота обертів кривошипа  $\omega$  буде наближатись до власної частоти коливань штанг в безбалансирних установках, або подвоєна частота обертів кривошипа  $\omega$  буде наближатись до власної частоти коливань в балансирних установках.

Другий випадок більш реальний ніж перший. Тому безбалансирні верстатки-качалки можуть працювати з вищою частотою помпувань.

У **третьому розділі** розглядається рух колони штанг у викривленій свердловині і визначаються навантаження, які діють на штанги.

В роботах Песляка Ю.А., Уразакова К.Р., Пірвердяна А.М., Александрова М.М. та інших розглядається умова, що колона труб або штанг торкається стінок свердловини по всій довжині ділянки викривлення. Тобто колона штанг розглядається як нитка. Але ця умова не завжди відповідає дійсності. В дисертації на основі умови вільного провисання ділянки штанг між опорами, одержано значення критичної довжини ділянки викривлення менше від якої необхідно врахувати згинальну жорсткість штанг:

$$l_{кр} = 5,83 \sqrt{\frac{EI}{q}},$$

де  $q$  – вага одиниці довжини штанги.

Для стандартних штанг, які використовуються в нафтовій промисловості, обчислені значення  $l_{кр}$  і зведені в таблицю:

Діаметр штанг, мм	12	16	19	22	25	28
$l_{кр}, м$	15,26	18,5	20,8	23,3	24,7	26,65

На рис.1 показано штанги на викривленій ділянці свердловини. На основі рівнянь прогину визначені реакції в опорах. З умови рівності робіт деформації штанг на згин і протягування їх на віддаль  $BC$  визначена повздовжня сила  $N$ , яку необхідно прикласти до штанг, щоб виконати задане переміщення:

$$N = \frac{6EI}{\rho^2 \varphi^3} \left( 1 - \cos \frac{\varphi}{2} \right) \left[ \frac{2}{\varphi} \left( 1 - \cos \frac{\varphi}{2} \right) + 4f \right] + q l_n (f_n \sin \varphi + \cos \varphi) + F_{пл}, \quad (1)$$

де  $\rho$  – радіус викривлення свердловини;  $l_1$  – довжина половини ділянки викривлення;  $l_{II}$  – довжина похилої ділянки свердловини;  $f_n$  – коефіцієнт тертя між штангами і НКТ;  $\varphi$  – кут викривлення свердловини;  $F_{пл}$  – сила опору в плунжерному насосі.

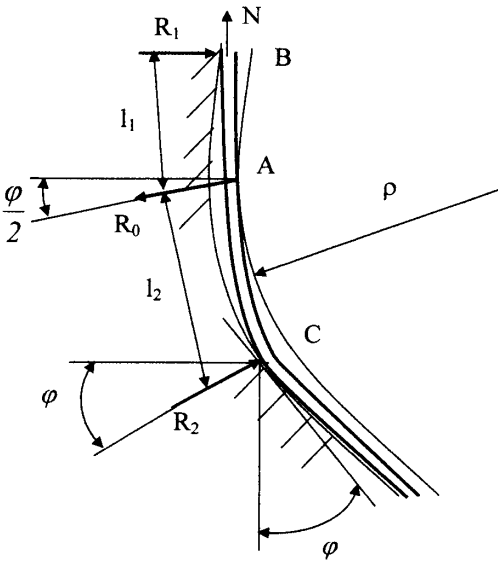


Рис. 1 Схема викривленої ділянки свердловини і колони труб

Сила  $N$  зростає при збільшенні жорсткості на згин і при зменшенні радіуса викривлення свердловини.

Якщо довжина ділянки викривлення перевищує критичне значення, то колону штанг можна розглядати як гнучку нитку.

Для цього випадку одержані рівняння повздовжніх сил, які діють на окремих ділянках колони штанг і максимальної сили в точці

підвісу штанг для свердловин з однією ділянкою викривлення:

$$F_{max} = q_1 l_1 e^{f \varphi_1} (\cos \varphi_1 + f \sin \varphi_1) + F_{пл} e^{f \varphi_1} + q_2 \rho \sin \varphi_1 + q_3 l_3 + K_d (q_1 l_1 + q_2 l_2 + q_3 l_3), \quad (2)$$

і двома ділянками викривлення:

$$F_{max} = (q_1 l_1 + F_{пл}) e^{f(\varphi_2 + \varphi_3)} + q_2 \rho_2 e^{f \varphi_3} \sin \varphi_2 + q_3 l_3 e^{f \varphi_3} (\cos \varphi_3 + f \sin \varphi_3) + q_4 \rho_4 \sin \varphi_3 + q_5 l_5 + K_d (q_1 l_1 + q_2 l_2 + q_3 l_3 + q_4 l_4 + q_5 l_5) \quad (3)$$



Тут:  $l_1, l_2, \dots, l_5$  – довжини цих ділянок;  $q_1, q_2, \dots, q_5$  – вага одиниці довжини штанги на окремих ділянках;  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  – кути викривлення свердловини на окремих ділянках;  $K_d$  – коефіцієнт динамічності.

З одержаних рівнянь знаходимо, якщо колона штанг розглядається як гнучка нитка, то на відміну від пружної схеми, при зменшенні радіуса кривизни зменшується сила опору рухові штанг. З метою визначення впливу кута нахилу свердловини на зусилля в точці підвісу були виконані розрахунки і побудовані графіки показані на рис. 2. Розрахунки виконані для свердловини з однією ділянкою викривлення і з двома ділянками викривлення. Глибина спуску насоса приймалися  $H=1800\text{м}$ . Колона штанг двоступенева. Діаметр нижньої ступені довжиною  $l_1$  складає  $d=19\text{мм}$  діаметр другої ступені  $d=22\text{мм}$ . Радіус викривлення  $R=200\text{м}$ , коефіцієнт тертя  $f=0,25$ , довжина ходу точки підвісу  $S=3\text{м}$ , частота ходів

$$n = 6 \frac{\text{ходів}}{\text{хв}}$$

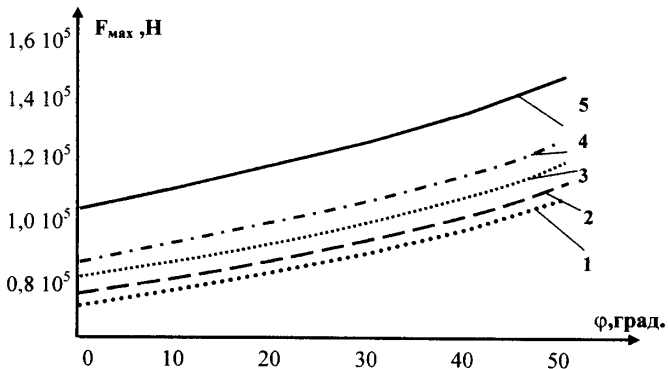


Рис. 2 Максимальне зусилля в точці підвісу штанг при різних діаметрах плунжера глибинного насосу

1 -  $d_1 = 28$  мм; 2 -  $d_1 = 32$  мм; 3 -  $d_1 = 38$  мм; 4 -  $d_1 = 43$  мм; 5 -  $d_1 = 56$  мм

Розглядалися декілька варіантів при різних положеннях ділянки викривлення на віддалі  $l_1$  від погрузного насосу і при різних діаметрах плунжера. Результати розрахунків показують, що при збільшенні кута викривлення зростає максимальне зусилля в точці підвісу штанг. Але зусилля також змінюється при зміні положення ділянки викривлення. Чим нижче розташована ділянка викривлення, тим більше зусилля в точці підвісу.

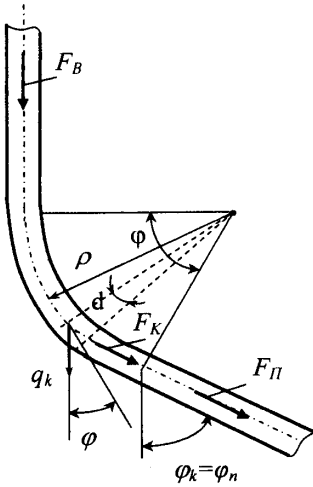


Рис. 3 Схема колони штанг на викривленій ділянці

Відомо, що рух колони вниз здійснюється під дією власної ваги штанг. Якщо у вертикальних свердловинах ця процедура не має проблем, то у викривлених може виникнути ситуація, коли штанги не пройдуть через викривлену і похилу ділянки.

На рис. 3 показана схема дії сил на штанги при русі вниз.

Основна умова забезпечення руху:

$$F_{np} > F_0,$$

де  $F_{np}$  - сила проштовхування колони штанг,

$$F_{np} = F_B + F_K + F_{\Pi},$$

тут  $F_B = q_B l_B$  - сила на вертикальній ділянці;  
 $F_K = q_k \rho \sin \varphi_k$  - сила результуюча на викривленій ділянці;  
 $F_{\Pi} = q_{\Pi} l_{\Pi} \cos \varphi_{\Pi}$  - сила на похилій ділянці,  
 $F_0$  - сила опору рухові штанг вниз.

Якщо колона штанг розглядається як гнучка нитка, то для забезпечення руху штанг під дією власної ваги необхідно виконання умови.

$$q_n l_n \cos \varphi_n > q_n l_n f_n \sin \varphi_n + q_k \rho \sin \varphi_n + F_{nl} \quad (4)$$

При довжині ділянки викривлення  $l_k < l_{kp}$  і невиконанні умови (4) необхідно проштовхувати колону штанг на викривленій і похилій ділянках. В цьому випадку для руху штанг вниз достатньою умовою буде:

$$Q_B = q_B l_B \geq \frac{6EI}{\rho^2 \varphi_n^3} \left( 1 - \cos \frac{\varphi_n}{2} \right) \left[ \frac{2}{\varphi_n} \left( 1 - \cos \frac{\varphi_n}{2} \right) + 4f \right] + q_n l_n f_n \sin \varphi_n + F_{nl}. \quad (5)$$

З рівняння (5) знаходимо, що при збільшенні радіуса викривлення  $\rho$  проштовхувальна сила зменшується.

Як показали дослідження, значний повздовжній згин нижньої частини колони штанг є причиною того, що біля насосів великого і середнього діаметра значно зростає кількість обривів в нижній частині колони.

Повздовжній згин нижньої частини колони здійснюється за рахунок наявності сил опору рухові плунжера основними з яких є сила тертя між плунжером і циліндром насоса та гідравлічним опором у всмоктуючому клапані при ході плунжера вниз. Тертя в плунжерній парі в основному напіввідкрито або напівсухе. Частка рідинного (гідродинамічного) тертя при видобуванні нафти нормальній в'язкості, як показують дослідження, дуже невеликі.

На рис.4 показана схема нижньої частини колони штанг і плунжера при русі вниз. На штанги знизу діє сила  $F_0$  гідравлічного опору в клапані і тертя.

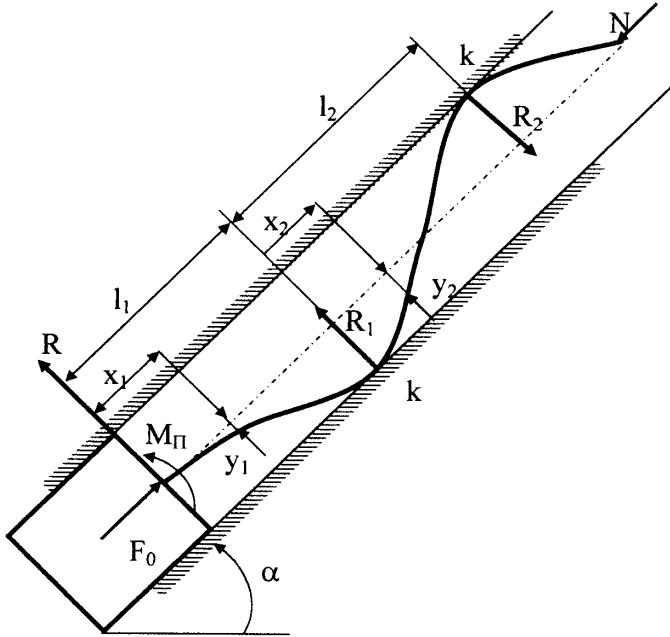


Рис.4 Схема нижньої частини колони штанг і плунжера

Розрахунки, виконані для штанг різних діаметрів, показали, що при значеннях повздовжньої сили  $F > F_{кр} = 400 \text{ Н}$  довжина ділянки колони штанг яка втрачає стійкість складає менше 20м. В погрузних плунжерних насосах сумарна сила опору складає понад 1000Н для насосів малих діаметрів і понад 3000Н для насосів великих діаметрів. Отже, практично завжди, має місце втрата стійкості і викривлення нижньої частини колони штанг. Для дослідження згину штанг під дією повздовжніх і поперечних сил записані рівняння пружної лінії колони штанг для двох нижніх ділянок, обмежених точками дотику штанг до НКТ і одержані розв'язки цих рівнянь:

$$Ely_1 = -F_0 f_1 \left( \frac{x_1^2}{2} + \frac{4l_1^2}{\pi^2} \cos \frac{\pi}{2l_1} x_1 \right) + M_n \frac{x_1^2}{2} - q \left( \frac{5}{48} l_1 x_1^3 - \frac{x_1^4}{24} \right) \cos \alpha + F_0 f_1 \frac{4l_1^2}{\pi^2},$$

$$Ely_2 = -F_1 f_1 \left( \frac{x_2^2}{2} + \frac{l_2^2}{\pi^2} \cos \frac{\pi}{l_2} x_2 \right) + M_1 \frac{x_2^2}{2} + R_1 \frac{x_2^3}{6} - q \frac{x_2^4}{24} \cos \alpha + F_1 f_1 \frac{l_2^2}{\pi^2},$$

$$F_1 = F_0 - ql_1 \sin \alpha.$$

З граничних умов визначені значення згинаючого моменту  $M_d$  в защемленні штанга-плунжер і віддаль від плунжера до точки дотику штанг з стінкою НКТ. Також вираховані значення напружень згину в штангах (рис.5). Результати розрахунків показують, що при збільшенні кута відхилення вісі свердловини від вертикалі інтенсивно зростає згинаючий момент і напруження в штангах. Суттєвий вплив на зростання моменту і напружень має збільшення діаметру плунжера погрузного насосу.

На рис.5 показана крива 5 зміни напружень стиску штанг. Як бачимо, ці напруження значно менші від напружень згину і при появі тріщини в штанзі вона не замкнеться при русі вниз. Крім того, збільшення моменту і напружень при збільшенні кута відхилення свердловини свідчить про суттєвий вплив поперечних

сил від ваги штанг на їх навантаження. З метою усунення цього явища необхідно використовувати центратори, які встановлюють на штанги в зоні втрати стійкості.

Важливим показником якості роботи штангової глибинної насосної установки є втрата ходу повзуна викликана деформацією колони штанг. У викривлених свердловинах, де діють суттєві сили тертя, власні коливання штанг швидко затухають і збільшення ходу плунжера за рахунок коливань відсутнє. Навпаки, спостерігається втрата ходу, яка є різницею між деформаціями штанг при русі вверх і вниз.

Результати розрахунків показують, (рис.6) що при збільшенні кута викривлення

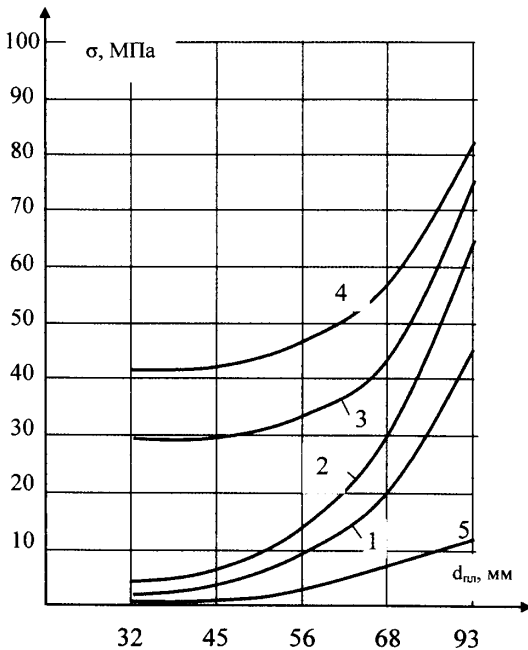


Рис. 5 Залежність напружень згину штанги  $\sigma_{зг}$  і стиску  $\sigma_{ст}$  від діаметра плунжера  $d_{пл}$  при:  
 $\alpha = 90^\circ$ ,  $d_{шт} = 25$  мм – 1 крива;  
 $\alpha = 90^\circ$ ,  $d_{шт} = 22$  мм – 2 крива;  
 $\alpha = 75^\circ$ ,  $d_{шт} = 22$  мм – 3 крива;  
 $\alpha = 60^\circ$ ,  $d_{шт} = 22$  мм – 4 крива;  
 стиск,  $d_{шт} = 22$  мм – 5 крива.

свердловини зростає втрата ходу плунжера. При куті викривлення  $30^{\circ}$  втрата ходу зростає на 50% у порівнянні з вертикальними, а при куті нахилу  $45^{\circ}$  втрата ходу зростає удвічі. Це необхідно врахувати при виборі обладнання для експлуатації свердловин.

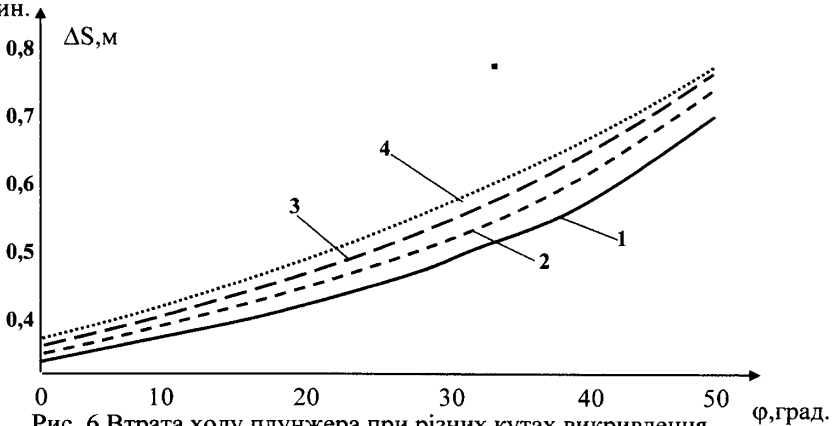


Рис. 6 Втрата ходу плунжера при різних кутах викривлення  
1 -  $l_i = 400$  м; 2 -  $l_i = 600$  м; 3 -  $l_i = 800$  м; 4 -  $l_i = 1000$  м

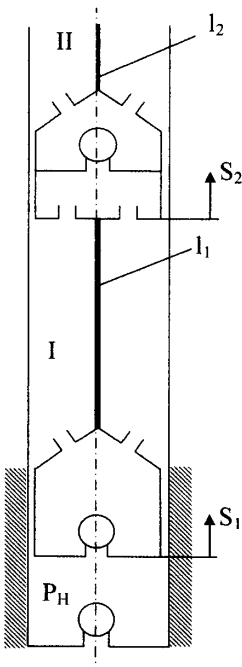


Рис.7 Схема колонії штанг з двома насосами

Для забезпечення надійної експлуатації штанг і НКТ необхідно зменшити силу контакту між ними і, тим самим, зменшити взаємний знос по поверхні тертя. Одним з методів вирішення цієї задачі є використання центраторів та протекторів. Важливим є раціональне розміщення центраторів на штангах, особливо на викривлених ділянках. Визначенні умови раціонального розміщення центраторів на викривлених ділянках, які забезпечують рівномірний розподіл навантажень на кожний центратор.

У четвертому розділі розглядається навантаженість колони штанг на якій розташовані два плунжерних насоси на різних рівнях (рис.7).

При русі вгору навантаженість верхньої частини колони штанг більша від навантаження на нижню частину.

Навантаження верхньої частини колони  

$$F_2 = G_{u1} + G_{u2} + G_{p1} + G_{p2} + F_{\delta 12} + F_m$$

Навантаження нижньої частини колони  

$$F_1 = G_{u1} + G_{p1} + F_{\delta 1} + F_{m1}$$

Нижня частина колони не сприймає вагу рідини над верхнім насосом. Відповідно зменшуються деформації колони штанг. Розрахунки показали, що найбільше зменшення деформації штанг буде при умові, що верхній насос розташований посередині колони. В цьому випадку навантаження на нижню частину штанг зменшується на 25%. В результаті збільшується їх довговічність і появляється можливість використовувати штанги з менш міцного матеріалу. Побудована динамічна модель колони штанг з двома плунжерними насосами (рис.8). Тут позначені:  $C_1, C_2$  – жорсткості відповідно верхньої і нижньої ділянок колони штанг;  $m_1, m_2$  – зведені до плунжерів насосів маси верхньої і нижньої ділянок колони;  $G_{P1}, G_{P2}$  – вага рідини над плунжерними насосами;  $S_1, S_2$  – переміщення плунжерів насосів;  $S_B$  – переміщення точки підвісу штанг. Записані рівняння руху плунжерів:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{S}_1 &= C_1(S_B - S_1) - C_2(S_1 - S_2) - G_{P1} \\ m_2 \ddot{S}_2 &= C_2(S_1 - S_2) - G_{P2} \end{aligned} \right\}$$

Розв'язок рівнянь показав, що зусилля в штангах мають складний змінний характер. Аналіз одержаних рівнянь дав можливість визначити співвідношення параметрів, яке призводить до появи резонансу, або до антирезонансу, при якому верхній плунжер нерухомий. Це явище в спарених насосах виявлено вперше і ще недостатньо вивчене.

У п'ятому розділі з метою перевірки впливу викривлення свердловини на зусилля в точці підвісу штанг були проведені дослідження на експериментальній установці схема якої показана на рис.9. На цій установці, змонтованій на кафедрі механіки машин, моделювалось викривлення свердловини від  $0^0$  до  $15^0$ . При дослідженнях мінялось навантаження на стержень, який імітував колону штанг. Порівняння експериментальних результатів з теоретичними показали співпадання значень з похибкою в межах до 5 %.

В НГВУ “Чернігівнафтогаз” була виготовлена і випробувана в свердловині експериментальна установка здвоєних плунжерних насосів по схемі на рис. 7.

Складність виготовлення і спуску установки полягала в тому, що на підприємствах “Укрнафти” відсутні стандартні здвоєні насоси. Виникла необхідність у виготовленні спеціальних перехідників і муфт для монтажу колони і спуску в свердловину.

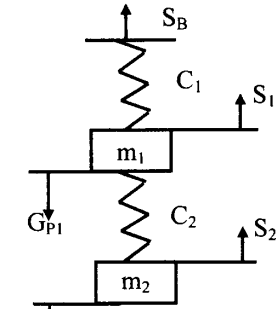


Рис.8 Динамічна модель

Випробування здвоєного насосу показали, що така компоновка сприяє видобутку нафти в свердловинах з низькими динамічними рівнями.

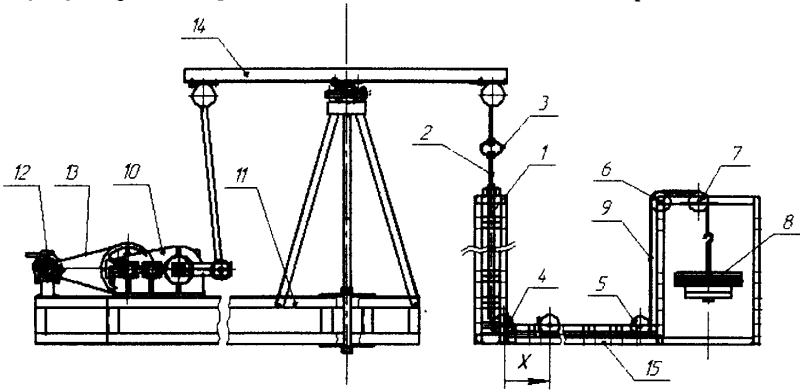


Рис.9 Схема експериментальної установки  
1,2,3,4,5 – пристрій моделювання викривленої свердловини;  
6,7,8,9 – навантажувальний пристрій;  
10,11,12,13,14,15 – модель верстата-качалки

Проведені порівняння теоретичних розрахунків максимального навантаження на штанги в точці підвісу і втрати ходу плунжера з реальними значеннями, одержаними при обробці робочої динамограми. Відхилення результатів знаходиться в межах 5%, що дає можливість вважати одержані в роботі рівняння придатними для практичного використання при виборі і розрахунку колони штанг. Одержані в роботі результати використані при розробці “Інструкції по розрахунку і вибору колони штанг”.

### ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

На основі проведених досліджень у відповідності з поставленими задачами можна зробити наступні висновки.

1 На основі аналізу умов експлуатації свердловинних штангових установок встановлено що на їх роботу і навантаженість впливають такі фактори як циклічність зміни сил опору, коливання колони штанг, викривленість профілю свердловини, тертя між штангами і насосно-компресорними трубами, сили тертя і гідравлічного опору в погрузному насосі.

2 Рух точки підвісу колони штанг в безбалансирних установках має характер більше наближений до гармонійного ніж в балансирних установках. На кінематику і навантаженість верстатів-качалок суттєво впливає якість зрівноваження. Порушення зрівноваження відбувається як на етапі монтажу при

неправильному виборі і розташуванні зрівноважуючих мас, так і в процесі експлуатації при порушеннях в роботі погрузного насосу. За рахунок коливань колони штанг появяється розбіжність в переміщеннях точки підвісу штанг і плунжера погрузного насосу. Переміщення плунжера може перевищувати хід точки підвісу, що спричиняє удари в погрузному насосі. Уникнути цього можна при умові, що кутова швидкість  $\omega$  кривошипа верстата-качалки буде меншою від власної частоти коливань  $K$  колони штанг в 1,41 рази.

3 Одержані рівняння для визначення повздовжніх сил, які необхідно прикласти до колони штанг при протягуванні їх через викривлену свердловину як з врахуванням згинальної жорсткості штанг, так і без врахування. Визначені умови руху колони штанг вниз по викривленій свердловині під дією власної ваги штанг. Встановлено, що при значеннях радіуса кривизни  $\rho < 50\text{ м}$  починається інтенсивне наростання необхідної проштовхувальної сили, щоб забезпечити рух колони штанг вниз. Встановлено, що у викривлених свердловинах збільшується втрата ходу плунжера в порівнянні з вертикальними. При куті викривлення  $30^\circ$  втрата ходу зростає на 50%, а при куті  $45^\circ$  втрата ходу зростає в 2 рази. Максимальне навантаження в точці підвісу штанг при куті викривлення  $30^\circ$  зростає на 20%, а при куті  $45^\circ$  на 40% порівняно з вертикальними свердловинами.

4 На основі розв'язку рівняння пружної вісі нижньої частини колони штанг, яка сприймає деформацію повздовжнього і поперечного згину, одержані рівняння для визначення згинаючого моменту і напружень в защемленні штанги і плунжера. Встановлено, що при відхиленні від вертикалі на  $15^\circ$  згинаючий момент і напруження зростають більш ніж в 3 рази, при використанні плунжерних насосів  $d=32;45\text{ мм}$  і в 1,5-2 рази при застосуванні насосів  $d=56;68\text{ мм}$ . При відхиленні від вертикалі на  $30^\circ$  інтенсивність зростання моменту і напружень зменшується. Момент і напруження інтенсивно зростають при збільшенні діаметра плунжера від  $d=56\text{ мм}$  до  $d=68\text{ мм}$  і, особливо до  $d=93\text{ мм}$ . Аналіз результатів розрахунків показав що у викривлених свердловинах при діаметрі плунжера  $d \leq 56\text{ мм}$  більший вплив має складова моменту від поперечного навантаження під дією ваги штанг.

5 Використання двох плунжерних насосів в колоні штанг, верхній з яких розташований посередині колони дає можливість зменшити навантаження на нижню ділянку штанг на 25%. Зменшення навантаження дозволяє збільшити їх довговічність роботи або використати штанги з менш міцного матеріалу. Компоновка штангової колони з двома плунжерними насосами, розташованими



на різних рівнях, сприяє видобутку нафти в свердловинах з низьким динамічним рівнем.

6 Проведено експериментальні дослідження на лабораторній установці для вивчення впливу кута викривлення свердловини на зміну зусилля, яке необхідно прикласти до моделі штанг на викривленій ділянці, при здійсненні руху вверх. Установка допускає викривлення трубки, по якій рухається металічний стержень, що моделює штанги, до  $15^{\circ}$ . Дослідження проводились з різними навантаженнями на стержень.

Результати експериментальних досліджень показали співпадання значень сили опору, при збільшенні кута нахилу свердловини, з результатами теоретичних досліджень з похибкою до 5%.

### **ПУБЛІКАЦІ ПО ТЕМІ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

1 Малько Б.Д., Лігоцький М.В., Прозур О.В. Характеристика сил опору при переміщенні труб у свердловині //Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. 2003, №1(6).- С. 125 – 128.

2 Малько Б.Д., Прозур О.В. Аналітичне дослідження руху плунжера погрузного насосу //Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. 2003, №4. – С.41-45.

3 Малько Б.Д., Прозур О.В., Пушкар П.В. Навантаженість колони штанг з двома плунжерними насосами //Науковий вісник. ІФНТУНГ, 2004, №1(7). – С.41– 43.

4 Прозур О.В. Деформація штанг і зменшення ходу плунжера у викривлених свердловинах //Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ. - 2005. - №4. – С.58-63.

5 Малько Б.Д., Харун В.Р., Прозур О.В. Нагрузки механизмов станков-качалок при неполном уравновешивании. Nove metody i technologie w geologii naftowej, wiertnictwie, eksploatacji otworowej i gazownictwie, XIII międzynarodowa konferenciy.- Krakow, 2002. – С. 65 – 69.

6 Малько Б.Д., Прозур О.В. Геометричні і кінематичні характеристики безбалансирних верстатів-гойдалок. Тези науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу. ІФНТУНГ, 2002. - С.69.

7 Malko B., Prozur O. Movement conditions of string of bars in the curved borehole //The international meeting of the Carpatian Region specialists in the field of gears. Scientific bulletin. Baja Mare. – 2004. – С.215 – 218.

8 Малько Б.Д., Прозур О.В. Умови руху колони штанг у викривленій свердловині //Матеріали III міжнародної науково-практичної конференції “Динаміка наукових досліджень 2004”. - Дніпропетровськ, 2004. – С.52 – 53.

9 Малько Б.Д., Прозур О.В. Навантаження на штанги у викривлених свердловинах. Матеріали VIII-ої міжнародної науково-практичної конференції “Нафта і газ України-2004”.- Київ. – 2004. - С. 222 - 223.

10 Малько Б.Д., Прозур О.В. Навантаження штанг в нижній частині колони //Матеріали I-ої міжнародної науково-практичної конференції “Науковий потенціал світу 2004”. Дніпропетровськ, 2004. – С.57 – 59.

11 Харун В.Р., Артим В.І., Прозур О.В. Використання математичної моделі для визначення технічного стану ШСНУ в умовах експлуатації. Матеріали міжнародної науково-технічної конференції “Інтегровані комп’ютерні технології в машинобудуванні” ІКТМ-2005. – ХАІ. – 2005. – С.145-146.

#### Анотація

Прозур О.В. Підвищення ефективності експлуатації штангових глибинно-насосних установок у вертикальних і викривлених свердловинах. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.12 – машини нафтової і газової промисловості. - Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2006.

Дисертаційна робота присвячена вивчення умов руху і навантаженості колони штанг у вертикальних і викривлених свердловинах і на цій основі підвищенню ефективності експлуатації штанг та погрузних насосів.

В роботі проведено дослідження руху плунжера погрузного насосу з врахуванням деформацій колони штанг і різних законів руху точки підвісу штанг.

Одержані рівняння для визначення втрати ходу плунжера у викривлених свердловинах з врахуванням згинальної жорсткості і без її врахування. З умови рівномірного навантаження одержані умови розташування центраторів на викривлених ділянках свердловин. Визначено вплив кута нахилу свердловини на завантаженість штанг в нижній частині колони при русі вниз. Одержані рівняння для визначення згинаючого моменту і напружень в защемленні штанги і плунжера.

Вивчено можливість використання двох плунжерних насосів розташованих на різних рівнях для зменшення навантаженості на колону штанг. Здійснено промислове випробовування такої конструкції. Проведені експериментальні

дослідження на лабораторній установці впливу кута викривлення свердловин на навантаженість штанг.

Розроблена „Інструкція по розрахунку і вибору колони штанг” (керівний документ) прийнята до впровадження в НГВУ „Надвірнанафтогаз”, ГПУ „Полтавгазвидобування”, НГВУ „Чернігівнафтогаз”.

Ключові слова: верстат-качалка, штангова глибинно-насосна установка; колона штанг; навантаження; викривлена свердловина; плунжерний насос.

#### Аннотация

Прозур А.В. Повышение эффективности эксплуатации штанговых глубинно-насосных установок в вертикальных и искривленных скважинах. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.12 – машины нефтяной и газовой промышленности.- Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа. – Ивано-Франковск, 2006.

Диссертационная работа посвящена изучению условий движения и нагруженности колонны штанг в вертикальных и искривленных скважинах и на этой основе повышению эффективности эксплуатации штанг и погружных насосов.

В работе проведены исследования движения плунжера погружного насоса с учетом деформаций колонны штанг и разных законов движения точки подвеса штанг. В результате колебаний колонны штанг появляется разбежность в перемещениях точки подвеса штанг и плунжера погружного насоса. Это явление отмечается в вертикальных скважинах. Перемещение плунжера может превышать перемещение точки подвеса штанг в результате чего появляются удары между плунжером и упорными втулками.

Получены уравнения для определения продольных сил, которые необходимо приложить к колонне штанг при протягивании через искривленный участок скважины с учетом изгибной жесткости штанг и без ее учета. Определены условия движения колонны штанг вниз в искривленной скважине с учетом сил сопротивления изгибу. Установлено, что при значениях радиуса кривизны  $\rho < 50\text{ м}$  начинается интенсивное увеличение необходимой проталкивающей силы, обеспечивающей движение колонны штанг вниз.

Определены максимальные усилия в точке подвеса колонны штанг при различных углах искривления скважины и при разных положениях по высоте

искривленных участков. Установлено, что максимальное усилие возрастает при увеличении угла искривления скважины  $\alpha$ , также, чем ниже расположен участок искривления.

В искривленных скважинах, где действуют значительные силы трения, имеет место потеря хода плунжера, определяемая как разница между деформациями штанг при движении вверх и вниз. В работе показано, что при искривлении скважины на  $30^\circ$  потеря хода плунжера возрастает на 50% в сравнении с вертикальными, а при угле наклона в  $45^\circ$  потеря хода возрастает вдвое.

Для уменьшения износа штанг и НКТ необходимо уменьшить силу контакта между ними. Одним из методов решения этой проблемы есть использование центраторов. Из условия равномерного распределения нагрузки получены условия расположения центраторов на искривленных участках скважин. В процессе движения колонны штанг вниз нижняя часть подвергается продольному изгибу в результате чего появляются напряжения изгиба в месте соединения штанг и плунжера. Определено влияние искривления скважин и диаметра плунжера погружного насоса на эти напряжения. Установлено, что при увеличении искривления скважин возрастает влияние поперечных сил определяемых весом штанг. Получены уравнения для определения изгибающего момента и напряжений в соединении штанг и плунжера.

С целью уменьшения нагрузки на штанги рассмотрена конструкция колонны штанг с двумя погружными насосами расположенными на разных уровнях.

Установлено, что такая схема позволяет разгрузить нижнюю часть колонны штанг. Рассмотрены динамические процессы в этой конструкции. Показано, что здесь может иметь место, как резонанс, так и антирезонанс. Осуществлено промышленное испытание такой конструкции.

На лабораторной установке проведены экспериментальные исследования влияния угла искривления скважины на значение продольных усилий в штангах. Сравнение экспериментальных и теоретических результатов показали совпадение значений в пределах до 5%.

Разработанная „Инструкция по расчету и выбору колонны штанг” (руководящий документ) принята к внедрению в НГВУ „Надвірнанафтогаз”, ГПУ „Полтавгазвидобування”, НГВУ „Чернігівнафтогаз”.

Ключевые слова: станок-качалка, штанговая глубинно-насосная установка; колонна штанг; нагрузка; искривленная буровая скважина; плунжерный насос.

## Annotation

Prozur O.V. Increase efficiency of exploitation of barbells deeply-pumps in vertical and distorted drillholes. The Manuscript.

Dissertation on the receipt of Scientific degree of candidate of engineering sciences after speciality 05.05.12 - Machines of oil and gas industry. - Ivano-Frankovsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankovsk, 2006.

Dissertation work is devoted studies of terms of motion and work-load of barbells column in vertical and distorted drillholes and increase of efficiency of exploitation of barbells and down-pumps on this basis

Research of motion of plunger of down-pump are in-process conducted taking into account deformations of column of barbells and different laws of motion of point of attachment of barbells.

Equalizations are got for determination of longitudinal forces which must be attached to the column of barbells at reaching through the distorted area of mining hole taking into account flexural inflexibility of barbells and without taking them into account. The terms of motion of barbells column are certain downward in the distorted mining hole taking into account forces of resistance to the bend. It was determined that the intensive increase of necessary pushing slightly force providing motion of barbells column downward begins at the values of radius of curvature  $\rho < 50M$ .

Influence of curvature of mining holes and diameter of plunger of down-pump is certain on these tensions. Influence of transversal forces of the barbells determined by weight increases at the increase of curvature of mining holes. Equalizations are got for determination of flexion moment and tensions in connection of barbells and plunger.

With the purpose of diminishing of loading on barbells construction of barbells column is considered with two down-pumps located at different levels.

On the laboratory setting experimental researches of influencing of corner of curvature of mining hole are conducted on the value of longitudinal efforts in barbells. Comparison of experimental and theoretical results retained the coincidence of values scope to 5%.

Keywords: pumping anit, barbell deeply-pump setting; column of barbells; loading; distorted drillhole; plunger pump.