

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ СВЕРДЛОВИН НА ОСНОВІ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ¹В.Я. Грудз, ²В.В. Марущенко, ²М.Т. Савчук, ²О.О. Філіпчук¹ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727138,
e-mail: v.g rudz @ n u n g . e d u . u a²ПАТ «Укргазвидобування»; 04053, м. Київ, вул. Кудрявська, 26/28,
тел.: (044) 4612907, 4612554, 4612754,
e-mail: marushchenko@ugv.com.ua, mirosavchuk@gmail.com,
oleksandr.filipchuk@outlook.com

Важливим аспектом підвищення ефективності нафтогазовидобувного комплексу є продовження стабільної роботи обводнених газових і газоконденсатних свердловин.

Проаналізовано існуючі конструкції плунжер-ліфтів. Встановлено ефективність використання плунжер-ліфтів на обводнених та низько дебітних свердловинах. Розроблено конструкцію пристрою для очищення внутрішньої поверхні насосно-компресорних труб від рідини. Проведено дослідження підвищення ефективності роботи свердловини на основі математичної моделі. На основі проведених розрахунків побудовано графічні залежності швидкості руху очисного пристрою від його координат в системі насосно-компресорних труб. Авторами встановлено, що збільшення питомої маси рідини в насосно-компресорних трубах призводить до зниження швидкості руху пристрою. На основі математичної моделі отримано закономірність характеру руху очисного пристрою в насосно-компресорних трубах свердловини.

Ключові слова: обводнення, поршень, пластова вода, гідравлічний опір, гідравлічна ефективність.

Важным аспектом повышения эффективности нефтегазодобывающего комплекса является продолжение стабильной работы обводненных газовых и газоконденсатных скважин.

Проанализированы существующие конструкции плунжер-лифтов. Установлена эффективность использования плунжер-лифтов на обводненных и низко дебитных скважинах. Разработана конструкция устройства для очистки внутренней поверхности насосно-компрессорных труб от жидкости. Проведено исследование повышения эффективности работы скважины на основе математической модели. На основе проведенных расчетов построены графические зависимости скорости движения очистного устройства от его координат в системе насосно-компрессорных труб. Авторами установлено, что увеличение удельной массы жидкости в насосно-компрессорных трубах приводит к снижению скорости движения устройства. На основе математической модели получено закономерность характера движения очистного устройства в насосно-компрессорных трубах скважины.

Ключевые слова: обводнение, поршень, пластовая вода, гидравлическое сопротивление, гидравлическая эффективность.

The important aspect of oil and gas production complex is stable operation of flooded gas and gas condensate wells.

This existing plunger lift designs were analyzed by the authors. The efficiency of plunger lifts in flooded and low-debit wells was determined. The facility for well internal tubing surface cleaning from liquid was developed. Based on mathematical model, the research of well efficiency improvement was performed. Based on calculations, the graphical dependence of the cleaning facility velocity on its position in the well tubing system. It was determined, that increase of liquid specific mass in the well tubing leads to decrease of the facility velocity. Based on the mathematical model, the patterns of the cleaning facility motion mode in well tubing were determined.

Key words: flooding, piston, formation water, hydraulic resistance, hydraulic efficiency.

Вступ

Сьогодні Україна належить до держав з розвиненою газовидобувною та газотранспортною промисловістю. Перший крок у розвитку галузі зроблено півтора століття тому, коли розпочато освітлення вулиць Львова штучним, виробленим з вугілля газом.

Могутнім поштовхом прискореного розвитку газовидобувної промисловості в Україні стало відкриття та введення в експлуатацію в 1956 році унікального Шебелинського газоконденсатного родовища, а згодом інших значних за запасами родовищ Дніпровсько-Донецької

западини, що дозволило створити єдину систему газопостачання всієї країни і здійснити масштабну газифікацію.

Досягнутий у 1975-1976 рр. рівень видобутку газу (68,7 млрд. куб. м) був найвищим на той час у Європі. Український газ у значних обсягах постачався до Росії, Молдови, Білорусі, Литви, Латвії, Польщі, Чехословаччини, Австрії.

На даному етапі експлуатації родовищ найбільшого газовидобувного підприємства України (ПАТ «Укргазвидобування») більшість родовищ експлуатується на завершальній стадії

розробки, що характеризується істотним зниженням пластового тиску, низькими дебітами свердловин, високим вмістом пластової води і вуглеводневого конденсату в пластовій продукції. Приймаючи до уваги стратегію «20/20» (20 млрд куб. м до 2020 року), в Товаристві гостро постало питання нарощування газу власного видобутку.

Постановка проблеми

Експлуатація газових свердловин на завершальній стадії розробки в умовах обводнення є надзвичайно актуальною в даний час.

Продуктивність газового родовища визначається дебітом свердловин, який залежить від ряду факторів, основним з яких є гідравлічний опір системи збору газу, збільшення якого призводить до падіння дебіту свердловин. Тому одним із способів підвищення продуктивності газовидобувного підприємства є комплекс заходів, спрямованих на зниження гідравлічного опору системи збору газу, до якої слід віднести газозбірні колектори, шлейфи та насосно-компресорну колону самої свердловини.

Газ, що поступає з пласта у вибійну зону свердловини, несе з собою вологу у вигляді крапель води та парової фази, яка внаслідок зміни умов конденсується на стінках насосно-компресорних труб (НКТ), утворюючи наведену шорсткість.

Поодинокі краплі рідини зливаються, утворюючи на внутрішніх стінках НКТ тонку водяну плівку, яка під дією гравітації рухається в напрямку, протилежному руху газу, що призводить до різкого зростання гідравлічного опору НКТ.

Тому одним із напрямків зниження гідравлічного опору системи збору газу на промислах є очищення внутрішньої поверхні НКТ та вибійної зони свердловини від сконденсованої рідини та водних плівок.

Аналіз сучасних закордонних та вітчизняних досліджень і публікацій

Аналіз літературних джерел свідчить, що однією з перших відомих конструкцій газліфтного поршня є конструкція КраснодарНШПнафта [1]. Поршень складається з циліндричного корпусу з поперечними канавками, за рахунок яких створюється турбулентне ущільнення, головки та наконечника. Інша конструкція газліфтного поршня (винахід СРСР № 979621, автори Б.І. Кравченко, Г.П. Корнев, Л.Б. Хусід, і Н.Р. Рабінович) складається з корпусу, головки, наконечника та канавок [2]. З метою підвищення герметизуючої здатності його нижня стінка кожної канавки виконана конічної форми з кутом при вершині 90 – 150°. В роботі [3] наведена ще одна конструкція газліфтного поршня, причому відстані між канавками в декілька разів більші за ширину самої канавки. За конструкцією і принципом роботи ці поршні подібні між собою, але мають різні маси (від 3,7 до 5,2 кг) та довжину циліндричної частини (від 340 до 500 мм). Також відомо про застосування поршнів довжиною понад 1 м. Основна про-

блема, яка виникала при використанні поршнів описаних конструкцій, це те, що вони не могли досягти нижнього амортизатора без зупинки свердловини. Тому вони могли бути рекомендовані тільки для установок періодичної дії. При роботі установок періодичного газліфта поршні застосовувались ще досить не довгий час, хоча через відсутність клапанного вузла вони володіли значно більшою надійністю в роботі, ніж плунжери. Згодом В. І. Шулятиков і Ю. В. Кобзев для установок періодичного видалення рідини із вибоїв свердловин запропонували оригінальну конструкцію плунжера довжиною 180 мм і загальною масою 1060 г. Плунжер цієї конструкції є пустотілим циліндром з кількома поперечними канавками на зовнішній поверхні і клапаном у вигляді кульки в нижній частині [4,6]. Наявність клапана в корпусі плунжера забезпечує опускання його під власною вагою до вибою і піднімання під тиском газу до гирла. Після досягнення плунжером гирла свердловини клапан відкривається, і плунжер падає вниз, пропускаючи крізь себе рідину і газ, які поступають у свердловину. Клапан плунжера механічно закривається у момент удару плунжера до нижнього амортизатора. При цьому плунжер стає ніби суцільним поршнем, здатним підняти розгазовану рідину, що накопичилась в піднімальних трубах за попередній цикл роботи плунжера. Удосконалення конструкцій плунжерів для плунжерного піднімача здійснюється від початку його створення (США Флетчер, 1924 р.) аж до сьогоднішнього. У США в 1999 році використання плунжерів, що складаються з двох механічно не скріплених секцій, було визнано перспективним. Фірма Pacemaker Plunger Co. (MGM Well Service, Inc.) розглядає конструкцію плунжера з кулькою як революційну, а напрямок для подальшого удосконалення цього пристрою – як перспективний [5].

Для переведення свердловини на експлуатацію плунжерним піднімачем у нижній частині ліфтової колони встановлюють стаціонарний або знімний обмежувач (нижній амортизатор) ходу плунжера, а вище хрестовини або трійника фонтанної ялинки – верхній обмежувач ходу плунжера. В інтервалі між обмежувачами діаметри отворів прохідних каналів (стовбурового проходу): труб, вузла підвіски ліфтової колони у фонтанній арматурі, засувки, хрестовини та інших елементів фонтанної ялинки повинні бути одного розміру в межах, обмежених стандартними допусками розмірів на виготовлення труб.

Одні із перших конструкцій газліфтного поршня нагадували «корок», що переміщувався то вгору то вниз між гирлом і башмаком піднімальних труб.

У вітчизняній і зарубіжній літературі не вказано чіткої різниці між поршнем і плунжером, і ці терміни часто вживаються на рівних правах. Враховуючи, що відмінність між ними має вагомий значення і в певною мірою впливає на технологію роботи установки плунжерного піднімача, надалі поршнем називатимемо ци-

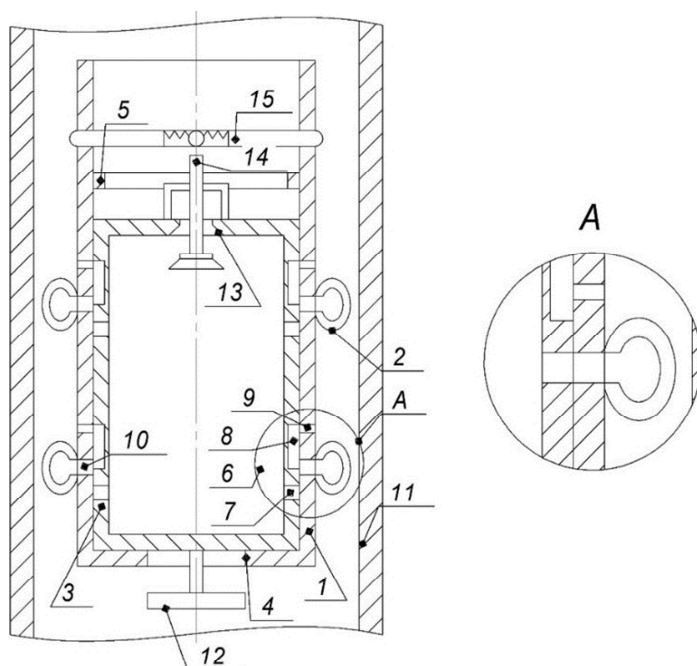


Рисунок 1 – Пристрій для очищення НКТ від забруднень

ліндр без прохідного осевого отвору, а плунжером – циліндр з прохідним осевим отвором, який перекривається клапаном при русі плунжера угору і залишається відкритим при русі його вниз.

Проведений аналіз літературних матеріалів у вітчизняних і зарубіжних виданнях свідчить про значний обсяг досліджень в області застосування плунжерного піднімача для експлуатації низьконапірних та обводнених газових і газоконденсатних свердловин. Проте розроблені конструкції плунжерів не знайшли широкого застосування на практиці через недосконалість їх конструкцій. Все це вимагає проведення додаткових досліджень для вдосконалення і впровадження відомих і розроблення нових конструкцій плунжерів/поршнів та обґрунтування областей ефективного застосування установки плунжерного/поршневого піднімача.

Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми, якій присвячується стаття

Як бачимо, існуючі на сьогоднішній день конструкції очисних пристроїв для видалення рідинної фази з НКТ мають певні недоліки із за недосконалості їх будови, та відсутності даних досліджень принципу їх роботи в реальних умовах.

Тому невирішеною проблематикою залишається розроблення досконалої конструкції «поршня» та дослідження його принципу роботи в реальних умовах.

Формулювання мети досліджень

Метою даної статті є розроблення уніфікованої конструкції очисного пристрою, а також проведення оцінки характеру руху механічного пристрою по НКТ в процесі очистки, зокрема визначення часу переміщення його від вибою

до гирла свердловини з подальшим впровадженням розробленої конструкції в дослідно-промислову експлуатацію, а також порівняння розрахункових та реальних даних.

Експериментальні дослідження

Для дослідження поставленої мети існує ряд способів і технічних засобів для видалення рідинної фази з порожнини НКТ (привибійної зони свердловини), а саме застосування різновидів плунжер-ліфтів (піднімачів) рідини, встановлення глибинних насосів, механізований спосіб видобування, а також так званих очисних поршнів. Один із таких засобів є пристрій для очистки внутрішньої поверхні насосно-компресорних труб від рідини (рис. 1) [7].

Пристрій складається з зовнішнього корпусу 1, на якому розміщено ущільнюючі манжети 2, виконані у вигляді кільцевих порожнистих камер. В корпусі 1 розміщено внутрішній циліндричний корпус 3, який може здійснювати переміщення в осевому напрямку між обмежувачами 4 і 5. Між корпусами 1, 3 встановлено клапани 6, до складу яких входить отвір 7 у стінці внутрішнього корпусу 3, зовнішня канавка 8 та два наскрізних отвори 9 і 10 в стінці корпусу 1, які з'єднують порожнину ущільнюючих манжет 2 і внутрішній простір насосно-компресорних труб 11. Буфер 12, який сприймає зовнішні повздовжні зусилля і призводить до осевого руху внутрішній корпусу 3 в напрямку обмежувача 5, розміщено в передній частині корпусу 1. Заповнення газом високого тиску внутрішнього корпусу 3 відбувається через штуцер 13, який оснащено клапаном 14, що спрацьовує на закриття при досягненні величини тиску необхідного значення. Для забезпечення контакту пристрою із джерелом тиску у верхній частині зовнішнього корпусу 1 розміщено підпружинений фіксатор 15.

Пристрій розміщується в порожнині фонтанної арматури газової або газоконденсатної свердловини між буферною та надкорінною засувкою. Над ним монтується ресивер, який служиме джерелом високого тиску, при підключенні до нього компресора і заповненні газом. У початковому положенні клапан 14 відкривається, і газ з джерела тиску поступає у внутрішній корпус 3 до повного його заповнення, після чого клапан 14 закривається, діючи на фіксатор 15, при цьому клапан 6 з'єднує порожнину ущільнюючих кільцевих манжет 2 з внутрішнім простором фонтанної арматури свердловини через відкритий отвір 10 та канавку 8, що зрівноважує тиск в їх порожнині та зовнішньому просторі і забезпечує вільне падіння пристрою в насосно-компресорних трубах 11 при відкритті надкорінної і корінної засувки.

Пристрій переміщується у вільному падінні до нижньої частини насосно-компресорних труб 11, де при контакті з обмежувачем буфер 12 спрацьовує на переміщення внутрішнього корпусу 3 в напрямку обмежувача 5, суміщаючи отвори 7 та 10 клапану 6, що наповнює порожнину кільцевих ущільнюючих манжет 2 високонапірним газом із внутрішнього корпусу 3 і забезпечує їх щільний контакт з внутрішньою порожниною стінок насосно-компресорних труб 11. Під дією вибієного тиску пристрій рухається вгору по стовбуру свердловини до гирла, збираючи і виносячи рідинну фазу з свердловини. На гирлі свердловини пристрій контактує з джерелом високого тиску, фіксуючись за допомогою фіксатора 15. Рідина із свердловини переміщується в її шлейф шляхом відкриття робочої засувки свердловин в процесі очищення. Після закінчення процесу корінна та надкорінна засувки закриваються і пристрій виймається з фонтанної арматури. Очищена свердловина запускається в роботу і виводиться на технологічний режим.

Пристрій для очистки внутрішньої поверхні НКТ від рідини приводиться в дію природньою енергією свердловини, результатом чого є досить економічний метод очистки, що сприяє зниженню рівня рідини в газових свердловинах, що призводить до підвищення продуктивності свердловин з недостатнім вибієним тиском.

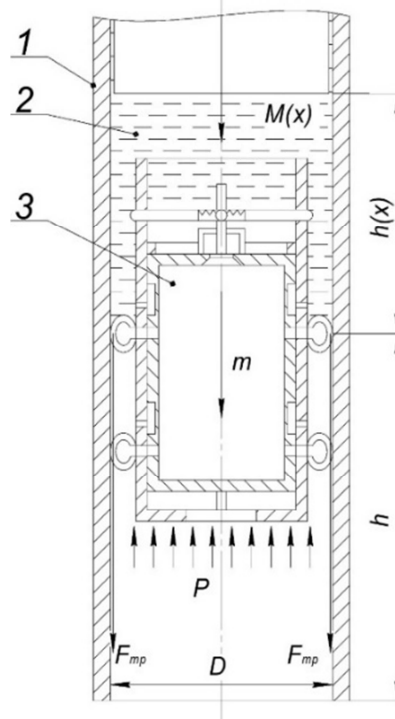
Використання заданого способу витіснення рідини з порожнини НКТ на практиці вимагає оцінки характеру руху механічного пристрою по НКТ в процесі очистки, зокрема визначення часу переміщення його від вибою до гирла свердловини. З цією метою використано математичне моделювання процесу переміщення механічного пристрою під тиском газу по стовбуру свердловини. Розрахункова схема моделі подана на рис. 2 [7].

В основу математичної моделі покладено принцип д'Аламбера для динамічної системи сил

$$\bar{P} + \bar{I} - \bar{F}_{тр} - \bar{F}_{гд} - \bar{G}_г = 0,$$

де P – рухома сила, що визначається перепадом тиску на рухомій границі;

I – сила інерції;
 $F_{тр}$ – сила механічного тертя ущільнень пристрою до стінок труб;
 $F_{гд}$ – сила гідродинамічного опору НКТ рухові рідинної фази;
 $G_г$ – сила гравітації.



1 – насосно-компресорна труба; 2 – рідина; 3 – очисний пристрій

Рисунк 2 – Розрахункова схема руху очисного пристрою в порожнині НКТ

В проєкціях на вісь труби отримаємо рівняння:

$$(M(x) + m) \frac{d^2x}{dt^2} = P \cdot f -$$

$$-F_{тр} - \frac{\lambda \cdot \rho \cdot h(x)}{2 \cdot D} \left(\frac{dx}{dt} \right) - (M(x) + m) \cdot g, (1)$$

де $M(x)$ – маса рідинної пробки, що змінюється з висотою підняття очисного пристрою;

x – змінна координат руху очисного пристрою;

$\frac{d^2x}{dt^2}$ – прискорення очисного пристрою;

m – маса очисного пристрою;

P – тиск газу на очисний пристрій;

f – площа порожнини НКТ;

$F_{тр}$ – сила тертя манжет очисного пристрою зі стінками НКТ;

ρ – густина рідинної пробки;

$h(x)$ – висота стовпа рідини над очисним поршнем;

D – внутрішній діаметр НКТ;

$\frac{dx}{dt}$ – швидкість руху очисного пристрою;

g – прискорення вільного падіння.

Якщо припустити, що товщина рідинної плівки рівномірно розподілена по довжині НКТ, то отримаємо:

$$M(x) = \alpha \cdot x, \quad (2)$$

де α – кількість рідини в газовому просторі на одиницю довжини НКТ.

$$h(x) = \frac{4 \cdot \alpha \cdot x}{\pi \cdot D^2 \cdot \rho}. \quad (3)$$

Враховуючи формули (2) та (3), формула (1) набуде вигляду:

$$(\alpha \cdot x + m) \frac{d^2 x}{dt^2} = P \cdot f - F_{\text{тр}} - \frac{2 \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \alpha \cdot x}{\pi \cdot D^3} \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 - (\alpha \cdot x + m) \cdot g. \quad (4)$$

Враховуючи, що $\frac{dx}{dt} = y(x)$, $\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{d}{dt} y(x) = \frac{dy}{dx} \frac{dx}{dt} = y \frac{dy}{dx}$, формула (4) матиме вигляд:

$$(\alpha \cdot x + m) y \frac{dy}{dx} = P \cdot f - F_{\text{тр}} - \frac{2 \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \alpha \cdot x}{\pi \cdot D^3} (y)^2 - (\alpha \cdot x + m) \cdot g. \quad (5)$$

Проведемо заміну $z = m + \alpha \cdot x$, тоді $dz = \alpha \cdot dx$.

Враховуючи те, що $\frac{dy}{dx} = \frac{dy}{dz} \frac{dz}{dx} = \alpha \frac{dy}{dz}$, формула (5) набуде вигляду:

$$\alpha \cdot z \cdot y \frac{dy}{dz} = P \cdot f - F_{\text{тр}} - \frac{2 \cdot \lambda \cdot (z - m)}{\pi \cdot D^3} (y)^2 - z \cdot g. \quad (6)$$

Запишемо, що $P \cdot f - F_{\text{тр}} - \frac{2 \cdot \lambda \cdot m}{\pi \cdot D^3} = \Delta$. $\frac{2 \cdot \lambda}{\pi \cdot D^3} = k$ з врахуванням цього рівняння (6) набуде вигляду:

$$\alpha \cdot z \cdot y \frac{dy}{dz} = \Delta - k \cdot z \cdot y^2 - z \cdot g. \quad (7)$$

Порівнявши відповідні перетворення отримаємо таке рівняння:

$$\frac{dy^2}{dz} = \frac{2 \cdot \Delta}{\alpha \cdot z} - \frac{2 \cdot k}{\alpha} \cdot y^2 - z \cdot g. \quad (8)$$

Приведемо рівняння (8) до вигляду:

$$\frac{dy^2}{dz} = \frac{2 \cdot k}{\alpha} \cdot y^2 = \frac{2 \cdot \Delta}{\alpha \cdot z} - \frac{2 \cdot g}{\alpha}. \quad (9)$$

Провівши заміну $y^2 = \varphi$, одержимо:

$$\frac{d\varphi}{dz} + \frac{2 \cdot k}{\alpha} \cdot \varphi = \frac{2 \cdot \Delta}{\alpha \cdot z} - \frac{2 \cdot g}{\alpha}. \quad (10)$$

Розв'язок диференційного рівняння (10) має вигляд:

$$\varphi(z) = \exp\left(-\frac{2 \cdot k \cdot z}{\alpha}\right) \times \left(\int \frac{2 \cdot \Delta \cdot \exp\left(\frac{2 \cdot k \cdot z}{\alpha}\right)}{\alpha \cdot z} dz - \int \frac{2 \cdot g}{\alpha} \cdot \exp\left(\frac{2 \cdot k \cdot z}{\alpha}\right) dz + C \right), \quad (11)$$

де C – стала інтегрування.

Після проведення перетворень і враховуючи, що $\varphi(z) = y^2$, отримаємо:

$$y^2 = \frac{2 \cdot \Delta}{\alpha} \exp\left(-\frac{2 \cdot k}{\alpha} (m + \alpha x)\right) \cdot Ei\left(\frac{2 \cdot k}{\alpha} (m + \alpha x)\right) - \frac{g}{k} + C \cdot \exp\left(-\frac{2 \cdot k}{\alpha} (m + \alpha \cdot x)\right), \quad (12)$$

де $Ei(z)$ – інтегральна показникова функція, $Ei(z) = \int_{-\infty}^z \frac{\exp(z)}{z} dz$.

За початкових умов $t = 0$, $x = 0$, $y = \frac{dx}{dt} = 0$ формула 12 набуде вигляду:

$$0 = \frac{2 \cdot \Delta}{\alpha} \exp\left(-\frac{2 \cdot k}{\alpha} m\right) \cdot Ei\left(\frac{2 \cdot k}{\alpha} m\right) - \frac{g}{k} + C \cdot \exp\left(-\frac{2 \cdot k}{\alpha} m\right). \quad (13)$$

З рівняння (13) визначаємо сталу інтегрування:

$$C = \frac{g}{k} \exp\left(\frac{2 \cdot k}{\alpha} m\right) - \frac{2 \cdot \Delta}{\alpha} \cdot Ei\left(\frac{2 \cdot k}{\alpha} m\right). \quad (14)$$

В кінцевому результаті отримаємо формулу:

$$y^2 = \frac{2 \cdot \Delta}{\alpha} \exp\left(-\frac{2 \cdot k}{\alpha} z\right) \times \left[Ei\left(\frac{2 \cdot k}{\alpha} z\right) - Ei\left(\frac{2 \cdot k}{\alpha} m\right) \right] - \frac{g}{k} (1 - \exp(-2kx)). \quad (15)$$

Тоді швидкість руху очисного пристрою буде дорівнювати:

$$y(x) = \frac{dx}{dt} = \left\{ \frac{2 \cdot \Delta}{\alpha} \exp\left(-\frac{2 \cdot k}{\alpha} z\right) \cdot \left[Ei\left(\frac{2 \cdot k}{\alpha} z\right) - Ei\left(\frac{2 \cdot k}{\alpha} m\right) \right] - \frac{g}{k} (1 - \exp(-2 \cdot k \cdot x)) \right\}^{\frac{1}{2}}. \quad (16)$$

Залежність (16) дозволяє встановити закономірність зміни швидкості руху механічного очисного пристрою залежно від його положення в системі НКТ.

На основі отриманої залежності проведено розрахунки зміни швидкості руху механічного очисного пристрою вздовж осі гіпотетичної свердловини з наступними параметрами:

питома (в розрахунку на 1 н. м) кількість рідини на стінках НКТ;

маса пристрою $m = 20$ кг, $\alpha(0,2; 0,3; 0,35; 0,4 \frac{\text{кг}}{\text{м}})$ за таких вихідних даних:

$m = 20$ кг; $P = 0,47$ МПа; $F_{\text{тр}} = 2500$ Н; $\lambda = 0,025$; $\rho = 1000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; $D = 0,1$ м. За результатами розрахунків побудовано графічні залежності швидкості руху очисного поршня в НКТ від висоти підняття поршня x для різних значень α (рис. 3).

Висновки

В результаті проведених розрахунків побудовано графічні залежності швидкості руху механічного очисного пристрою від його координат в системі НКТ, які наведені на рис. 3.

Аналіз результатів показує, що із зростанням лінійної координати очисного механічного пристрою його швидкість зменшується, що пояснюється розширенням газу в свердловині і внаслідок цього зменшенням його потенціаль-

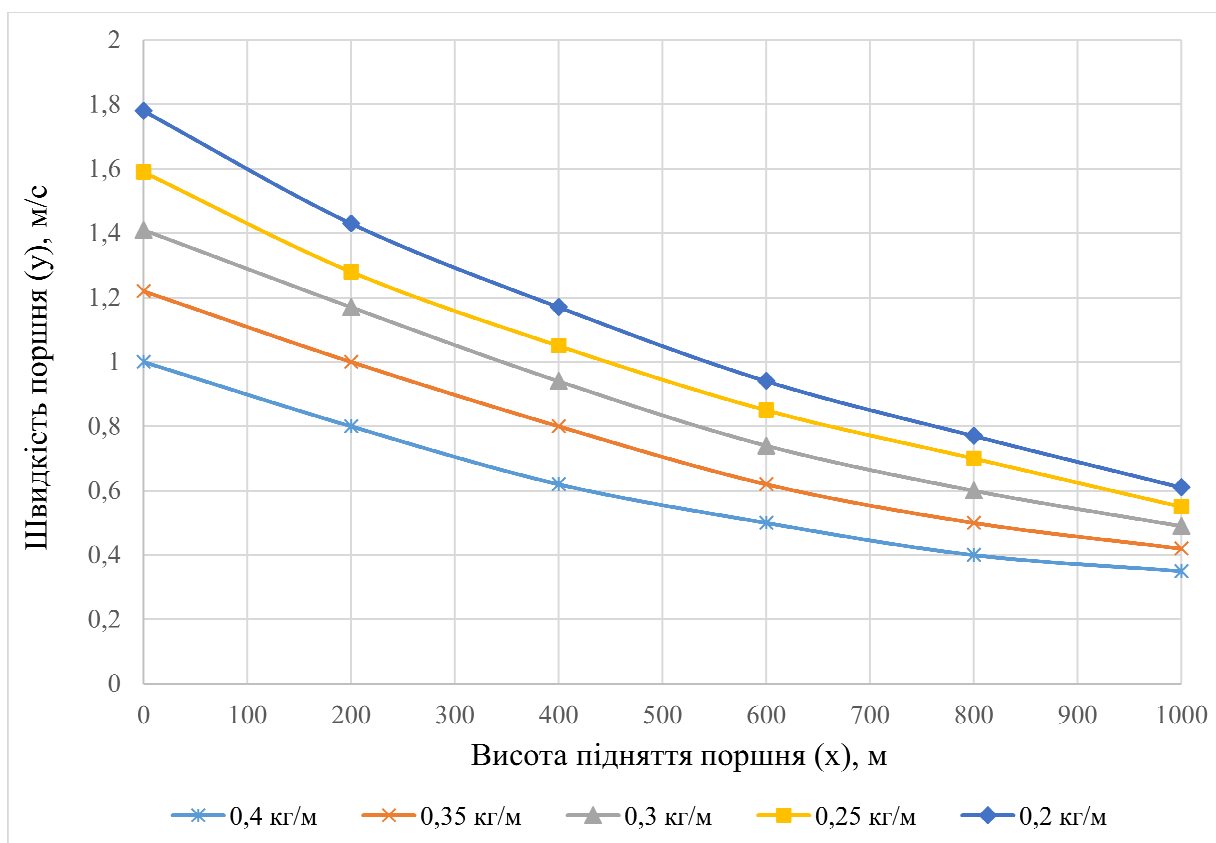


Рисунок 3 – Залежність швидкості руху поршня від його підняття для різних значень α

ної енергії. Так, при питомій масі рідини 0,2 кг/м швидкість руху пристрою змінюється від 1,77 м/с в початковому перерізі до 0,58 м/с на висоті 1000, тобто на 67,2 %. Збільшення питомої маси рідини в НКТ також призводить до зниження швидкості руху пристрою. При збільшенні питомої маси рідини до 0,4 кг/м початкова швидкість знижується до 0,98 м/с, тобто на 44,6 %, а кінцева – до 0,37 м/с, тобто на 11,9 %.

Одержані залежності швидкості руху пристрою в залежності від лінійної координати (висоти положення поршня в НКТ) дозволяють побудувати закон руху в формі $x = x(t)$. Загальна процедура встановлення закону руху може бути записана у вигляді:

$$x(t) = \int_0^h y(x) dt . \quad (17)$$

Однак реалізація виразу (17) викликає ряд труднощів в процедурі обчислення. Тому більш простим методом є застосування наближеного алгоритму, який полягає в наступному:

задаються певною координатою положення пристрою в свердловині x_n :

за формулою (16) або з графіків (рис. 3) при заданому значенні питомої маси рідини знаходять швидкість $y(x_n)$;

вважають знайдену швидкість сталою на заданому відрізку Δx , знаходять час руху пристрою $t_0 = \frac{x_0}{y_0}$.

Змінюючи положення x_n , можна побудувати закон руху в вигляді $x = x(t)$. Звужуючи інтервал Δx до мінімуму, можна досягнути необхідної точності.

Як приклад на рис. 4 показано принцип побудови закону руху пристрою для гіпотетичної свердловини з наведеними вище параметрами на основі запропонованого наближеного алгоритму, в якому прийнято $x_n = 200$ м.

У наведеному прикладі середня швидкість відхиляється від абсолютної на 23,0 % для початкового відрізка, до 10,8 % для кінцевого. Однак, зменшуючи відстань x_n , можна домогтися задовільної точності в прогнозуванні часу руху пристрою по стовбурі свердловини.

На основі математичного моделювання отримано закономірність характеру руху очисного механічного пристрою в насосно-компресорних трубах свердловини в процесі підвищення її гідравлічної ефективності і витиснення рідкої фази. Отримані результати дозволяють побудувати характер руху пристрою в часі для прогнозування загальної тривалості процесу.

Таким чином, актуальним є проведення в подальшому дослідно-промислового випробування дослідного зразка очисного пристрою даної конструкції на свердловинах Товариства, а також дослідження ефективності пристрою даної конструкції та порівняння розрахункових та реальних даних характеру руху «поршня» в НКТ з подальшим удосконаленням конструкції.

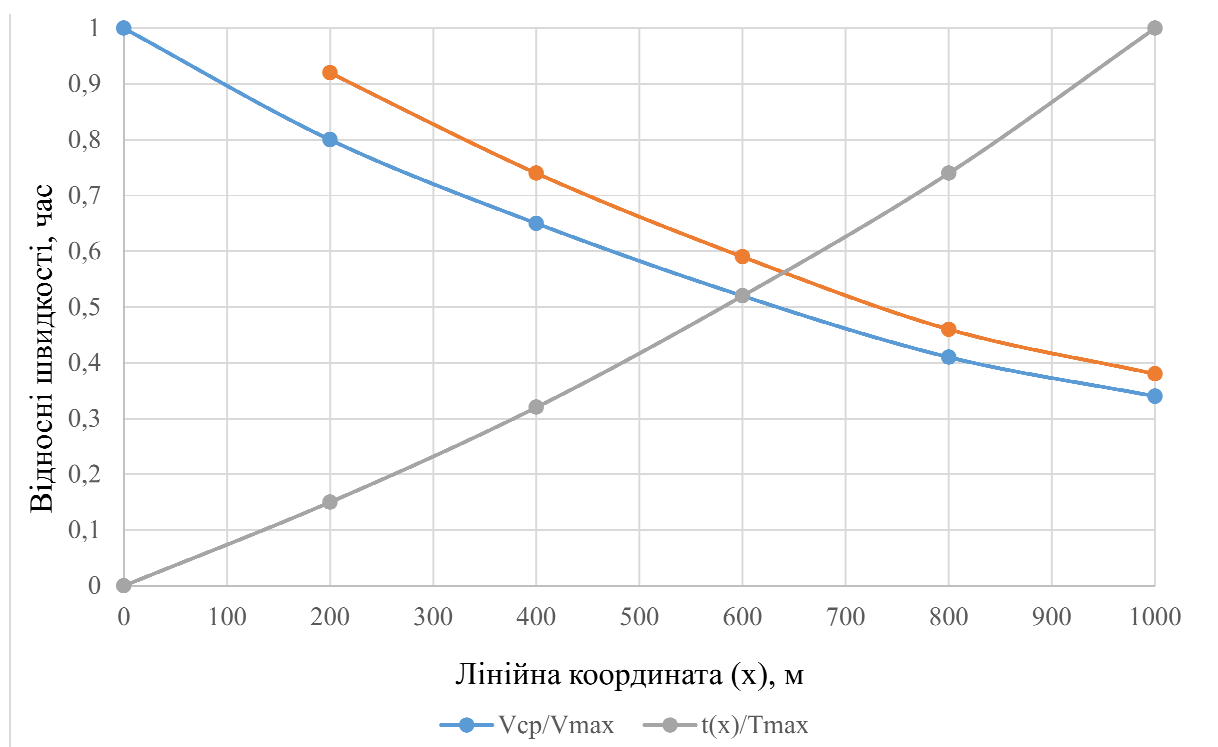


Рисунок 4 – Принцип побудови закону переміщення пристрою в свердловині

Література

1 Белов И.Г. Теория и практика переодического газлифта [Текст] / И.Г. Белов. – М.: Недра, 1975. – 143 с.

2 Пат. 979621 Российская Федерация, Е 21 В 43/00. Скважинный гидропакерный поршень [Текст] / Б.И.Кравченко, Г.П.Корнев, Л.Б.Хусид, и Н.Р.Рабинович; заявитель и патентообладатель Всесоюзный научно-исследовательский институт по креплению скважин и буровым растворам. – № 3258690/22-03; заяв. 09.01.1981; опубл. 07.12.1982, Бюл. № 45. – 2 с.: ил.

3 Plunger Types, <http://www.plungerlift.com/plungers.htm>

4 Угриновський А. В. Характеристика та вибір конструкцій плунжерних піднімачів [Текст] / Андрій Угриновський // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2006. – №2. – С. 12-17.

5 Медко В.В. Технология удаления жидкости из газовых скважин с лифтовыми колоннами больших диаметров [Текст]: дис. канд. техн. наук : 2007 / Медко Владимир Васильевич. – Москва, 2007. – 142.

6 Угриновський А.В. Класифікація плунжерів та особливості їх вибору для установки плунжерного піднімача [Текст]/ А.В. Угриновський, Л.Б. Мороз, І.В. Криськів// Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2011. – № 4. – С. 13-20.

7 Пат. 123811 Україна. МПК ⁷ E21B 37/02, B08B 9/02. Пристрій для очищення внутрішньої порожнини насосно-компресорних труб у свердловині / Філіпчук О.О., Грудз В.Я., Братах М.І., Марущенко В.В.; заявник і патентовласник ПАТ «УкрГазвидобування». - № u2017 09179. Заявка 18.09.2017; Опубл. 12.03.2018, бюл. № 5.

Стаття надійшла до редакційної колегії 11.05.18

Рекомендована до друку професором **Райтером П.М.** (ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ) канд. техн. наук **Ягодовським С.І.** (ПАТ «УкрГазвидобування», м. Київ)