

# Наука — виробництву

УДК 621.928.37

## ОПТИМІЗАЦІЯ ЕНЕРГОСПОЖИВАННЯ В БУРІННІ НА ПРИКЛАДІ ГІДРОЦИКЛОННОЇ УСТАНОВКИ

Є.І. Крижанівський, М.М. Лях, Ю.М. Бурда

ІФНТУНГ, 76019, Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42195,  
e-mail: burda.iurii@gmail.com

*Розглядається проблема зменшення енергоспоживання елементів циркуляційної системи бурової установки, а саме, гідроциклонних установок. Виділено та проаналізовано основні шляхи покращення енергетичних параметрів гідроциклонної установки. На основі емпіричних та теоретичних залежностей розроблено математичну модель, згідно якої визначаються оптимальні параметри режиму роботи гідроциклонної установки з врахуванням критерію її роботоздатності з необхідними технічними характеристиками в умовах мінімального енергоспоживання шламового насоса. Для розробленої математичної моделі запропоновано графо-аналітичний метод для встановлення оптимального режиму роботи гідроциклонної установки, придатний для використання в польових умовах. Подано приклад використання графо-аналітичного методу для конкретних умов однієї з фаз спорудження свердловини та оцінено можливий отриманий ефект зменшення енергоспоживання.*

Ключові слова: гідроциклонна установка, шламовий насос, оптимізація енергоспоживання, графо-аналітичний метод.

*Рассматривается проблема уменьшения энергопотребления элементов циркуляционной системы буровой установки, а именно, гидроциклонных установок. Выделены и проанализированы основные пути улучшения энергетических параметров гидроциклонной установки. На основе эмпирических и теоретических зависимостей разработана математическая модель, согласно которой определяются оптимальные параметры режима работы гидроциклонной установки с учетом критерия ее работоспособности с необходимыми техническими характеристиками в условиях минимального энергопотребления шламового насоса. Для разработанной математической модели предложен графо-аналитический метод для установления оптимального режима работы гидроциклонной установки для использования в полевых условиях. Подается пример использования графо-аналитического метода для конкретных условий одной из фаз сооружения скважины и оценен возможный полученный эффект уменьшения энергопотребления.*

Ключевые слова: гидроциклонная установка, шламовый насос, оптимизация энергопотребления, графо-аналитический метод.

*The article deals with the issue of energy consumption reduction of the drilling rig circulating system elements and in particular of the hydrocyclone units. The main ways of the hydrocyclone unit energy parameters improving are emphasized and analyzed. The mathematical model is developed on the basis of the empirical and theoretical dependences. The optimal operating parameters of the hydrocyclone unit with the consideration of the criteria of its operability with the required technical characteristics under the conditions of minimal energy consumption by the slurry pump are determined in accordance with this mathematical model. The graphical and analytical method for establishing the optimal hydrocyclone unit operation mode, which is applicable for utilization under the field conditions, is developed for the worked out mathematical model. The application example of the graphical and analytical method for certain conditions of one well drilling phase is suggested and possible obtained effect of energy consumption reduction is evaluated.*

Keywords: hydrocyclone unit, slurry pump, optimization of energy consumption, graphical and analytical method

### Вступ

Буріння нафтових і газових свердловин – це складний технологічний процес, пов'язаний з великими витратами коштів і матеріальних ресурсів. Майже 40 % усіх капітальних вкладень в нафтогазову промисловість витрачається на спорудження свердловин [1].

На сьогоднішній день однією з пріоритетних задач, що постають перед нафтогазовим комплексом, є підвищення економічної ефективності процесу спорудження свердловин. Вирішення даної проблеми ведеться у багатьох напрямках і на різних рівнях, зокрема шляхом підвищення техніко-економічних показників

(механічної та календарної швидкостей, параметрів відпрацювання бурових доліт і т. д.) та зменшення витрат на технологічний процес буріння.

Як відомо, кошторисні витрати на придбання енергоносіїв при спорудженні свердловини можуть становити 13,5 % від загальних [2]. Таким чином, все більше і більше уваги в майбутньому приділятиметься заходам енергозбереження у нафтогазовому комплексі [3].

Промивання свердловини є найбільш енергоємним процесом протягом усього циклу спорудження свердловини. Одним з найважливіших параметрів промивальної рідини є концентрація у ній твердої фази (як вибуреної породи, так і технологічно необхідної, а саме глинопошки та обважнювача). Навіть невеликі відхилення значення даного параметру від необхідного проявляються у погіршенні показників бурових робіт, створенні сприятливих умов для виникнення ускладнень в технологічному процесі спорудження свердловини та зниженні ресурсу бурового інструменту та обладнання [4]. Саме тому контроль та підтримання заданої концентрації твердої фази у промивальній рідині шляхом відділення вибуреної породи, а також шляхом примусового введення технологічно необхідної твердої фази є одним з найбільш пріоритетних завдань, які ставляться перед обладнанням циркуляційної системи бурової установки.

**Об'єкт дослідження.** Відділення грубодисперсних частинок вибуреної породи від промивальної рідини відбувається на віброситях та у спеціальних відстійниках резервуарів циркуляційної системи під дією сили тяжіння. Наступним засобом очищення промивальної рідини є гідроциклонні установки. Вони складаються з одного або декількох гідроциклонів, що сполучаються за допомогою вхідного і вихідного колекторів у батарею, яка об'язкою з'єднана зі шламовим відцентровим насосом. Відділення вибуреної породи від промивальної рідини у гідроциклоні реалізується за допомогою гравітаційних та відцентрових сил. Батарея гідроциклонів сама по собі є пасивним елементом (в контексті енергоспоживання), яка самотійно нездатна виконувати сепарацію за відсутності у промивальної рідини достатньої енергії.

В структурі балансу потужності засобів для очищення промивальної рідини комплектих циркуляційних систем, частка шламових насосів становить від 27 % до 55 % залежно від класу бурової установки, причому для установок легких класів ця частка зростає. В контексті проблеми оптимізації енергоспоживання, гідроциклонні установки виступають об'єктом даного дослідження саме через енергоємність, тобто за вкладом у сумарну потужність циркуляційної системи. Окрім того, експлуатація гідроциклонів з пропускнуою здатністю, яка перевищує необхідну, викликає підвищене гідроабразивне зношування їх корпусних елементів, а також робочих коліс шламових насосів.

Терміни «енергоспоживання гідроциклонної установки» і «енергоспоживання шламового насоса» в даному контексті є синонімічними, хоча їх строго фізичний сенс не абсолютно еквівалентний, оскільки гідроциклонна установка (як встановлена одиниця циркуляційної системи бурової установки) може включати в себе додаткові енергоспоживачі (наприклад, запірні елементи з електроприводом, зокрема електрозасувки). У даному дослідженні припускаємо, що такі елементи відсутні, тому дані терміни можуть вважатися взаємозамінними, хоча в подальшому переважно використовуватиметься термін «енергоспоживання шламового насоса», як більш конкретний.

**Метою** дослідження є створення теоретичної математичної моделі, яка б для конкретних умов визначала оптимальні параметри режиму роботи гідроциклонної установки (мінімально необхідну пропускну здатність батареї гідроциклонів і тиск в її колекторі, експлуатаційні параметри шламового насоса), що створювали б сприятливі умови для сепарації у гідроциклонах вибуреної породи від промивальної рідини, мінімізуючи при цьому енергоспоживання шламового насоса.

#### **Оптимізація режиму роботи гідроциклонної установки в умовах мінімального енергоспоживання шламового насоса**

Режим роботи гідроциклонної установки визначається конструкцією (геометрією) гідроциклонів, експлуатаційними параметрами шламового насоса (подачею та тиском), а також конфігурацією обв'язки. Регулювання режиму роботи гідроциклонної установки [5] відбувається шляхом зміни:

- кількості паралельно працюючих гідроциклонів;
- діаметра піскової насадки;
- експлуатаційних параметрів відцентрового шламового насоса.

Проаналізуємо окремо кожний із перелічених способів. Регулювання режиму роботи гідроциклонної установки шляхом зміни числа паралельно працюючих гідроциклонів є несумісним з метою даного дослідження, оскільки не призведе до бажаного зменшення енергоспоживання. Спосіб регулювання режиму роботи шляхом зміни діаметра піскової насадки гідроциклона пов'язаний зі складністю вибору правильного значення її діаметру: збільшення призводить до зростання втрат промивальної рідини, хоча підвищить очисну здатність гідроциклона; зменшення діаметру має зворотній ефект, при цьому збільшується імовірність забивання насадки частинками вибуреної породи. Виходячи з викладеного вище, можна зробити висновок, що режим роботи гідроциклонної установки найкраще регулюється шляхом зміни експлуатаційних параметрів шламового насоса, оскільки він дає змогу змінювати корисну потужність насоса.

Відомі наступні способи регулювання режиму роботи відцентрового насоса [6]:

- обточуванням робочого колеса;
- дроселюванням;
- байпасуванням;
- зміною частоти обертання робочого колеса насоса.

Перший спосіб позбавлений оперативності, а також є незворотнім та веде до зменшення ресурсу робочого колеса. Другий і третій способи володіють малою енергетичною ефективністю. Окрім того, при байпасуванні створюються сприятливі умови для виникнення кавітації [9]. Спосіб регулювання роботи шламового насоса шляхом зміни частоти обертання робочого колеса є найбільш вигідним, тому на нього доцільно звернути основну увагу при подальшому дослідженні. Технічна реалізація може бути досягнена шляхом встановлення клинопасового варіатора між насосом та приводним електродвигуном. Іншим варіантом є застосування електродвигуна з можливістю зміни частоти обертання ведучого валу (наприклад електродвигуна постійного струму або застосування систем зміни частоти напруги при використанні електродвигуна змінного струму).

Математична модель визначатиме параметри системи «шламовий насос – батарея гідроциклонів» при її оптимальних режимах роботи. Критерієм оптимуму є забезпечення насосом таких мінімальних значень тиску  $P$  та подачі  $Q$ , які б дали змогу проводити в гідроциклонах сепарацію частинок вибуреної породи з мінімальним розміром  $\delta$ . При цьому шламовий насос має працювати з мінімальним енергоспоживанням.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

1) визначити мінімальні значення тиску та подачі, які забезпечуватимуть ефективну сепарацію вибуреної породи в гідроциклонах при заданих умовах;

2) побудувати гідравлічну характеристику батареї гідроциклонів та обв'язки;

3) побудувати гідравлічну характеристику шламового насоса з врахуванням впливу реологічних параметрів рідини, що перекачується;

4) визначити значення частоти обертання робочого колеса шламового насоса, яка необхідна для створення сприятливих умов для сепарації вибуреної породи від промивальної рідини у гідроциклонах та побудувати гідравлічну характеристику відрегульованого шламового насоса.

Математична модель створюється на основі аналітичних залежностей, що у подальшому дасть змогу автоматизовано виконувати розрахунки за допомогою ЕОМ.

Розрахунок проводиться для моделі серійної батареї гідроциклонів Swaco 6T4 (технічні параметри вказані у таблиці 1) за наступними технічними даними:

– фізико-реологічні параметри промивальної рідини: густина  $\rho_{пр} = 1200 \text{ кг/м}^3$ , динамічне напруження зсуву  $\tau = 10 \text{ Па}$ , динамічна в'язкість  $\mu = 0,015 \text{ Па}\cdot\text{с}$ ;

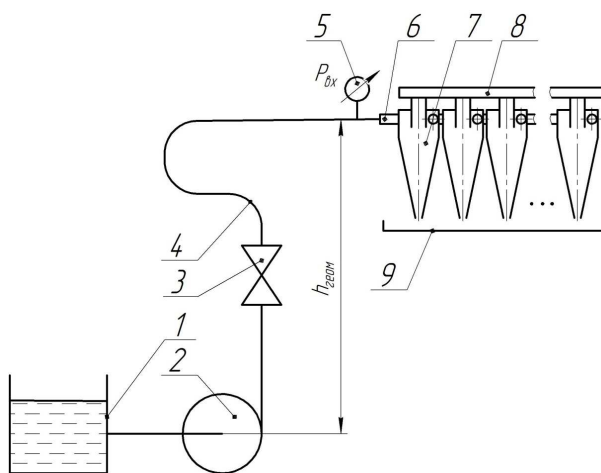
Таблиця 1 – Конструктивні параметри батареї гідроциклонів Swaco 6T4

Параметри та одиниці вимірювання	Значення
Кількість гідроциклонів в батареї	12
Внутрішній діаметр гідроциклона $D$ , мм	102
Діаметр вхідного (живильного) патрубку $d_{вх}$ , мм	24
Діаметр вихідного (зливного) патрубку $d_{вих}$ , мм	40,5
Кут конусності $\alpha$ , град.	20
Мінімальний діаметр сепарованих частинок вибуреної породи $\delta$ , мкм	50

– характеристики вибуреної породи, що сепарується: густина  $\rho_{п} = 2600 \text{ кг/м}^3$ , мінімальний діаметр частинок, що видаляються  $\delta = 50 \text{ мкм}$ ;

– характеристики шламового насоса 6Ш8-2: діаметр робочого колеса  $D_{ПК} = 300 \text{ мм}$ ; ширина каналу на виході робочого колеса  $b_K = 35 \text{ мм}$ ; номінальна частота обертання вала приводного електродвигуна  $n_{ном} = 1500 \text{ хв.}^{-1}$ .

Розглянемо розрахункову схему гідравлічної системи гідроциклонної установки (рис. 1), що містить ємність циркуляційної системи 1, що містить ємність циркуляційної системи 1, яка з'єднана з шламовим насосом 2. Обв'язка складається з трубопроводу, на якому розміщений запірний елемент 3 (наприклад засувка) і чотири плавних коліна 4 під  $90^\circ$  (на рисунку 1 показано лише три, оскільки трубопровід є просторовим). Перед вхідним колектором 6 батареї гідроциклонів встановлений манометр 5 для контролю тиску промивальної рідини у ньому. Сама батарея складається із  $z$  однакових



- 1 – ємність циркуляційної системи;
- 2 – шламовий насос; 3 – запірний елемент;
- 4 – плавне коліно; 5 – манометр; 6 – вхідний колектор; 7 – гідроциклон; 8 – вихідний колектор; 9 – шламозбірник

Рисунок 1 – Розрахункова схема для визначення гідравлічних характеристик системи гідроциклонної установки

гідроциклонів 7, після проходження яких, промивальна рідина потрапляє у вихідний колектор 8. Відділена вибурена порода накопичується у шламовзбірнику 9.

Для розрахунку мінімального розміру частинок  $\delta$ , що повністю (в дійсності на 90-95%) видаляються гідроциклоном використаємо рівняння [5]

$$\delta = 0,132 \sqrt{\frac{\mu \cdot D \cdot d_{вих}^2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{\Delta \rho \cdot \alpha^{0,6} \cdot q}}, \quad (1)$$

де  $\mu$  – динамічна в'язкість промивальної рідини, що очищається;

$D$  – внутрішній діаметр корпусу гідроциклона;

$d_{вих}$  – діаметр вихідного (зливного) патрубку;

$\alpha$  – кут конусності корпусу гідроциклона;

$\Delta \rho$  – різниця густин вибуреної породи і промивальної рідини;

$q$  – пропускна здатність гідроциклона.

Виразивши з формули (1)  $q$ , отримаємо залежність для розрахунку необхідної подачі промивальної рідини, що очищається, для відділення у гідроциклоні частинок з мінімальним розміром  $\delta$ :

$$q = \frac{1,74 \cdot 10^{-2} \cdot \mu \cdot D \cdot d_{вих}^2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{\Delta \rho \cdot \alpha^{0,6} \cdot \delta^2}. \quad (2)$$

Враховуючи, що розглядається батарея гідроциклонів, можна записати:

$$Q = z \cdot q. \quad (3)$$

З врахуванням виразу (3), рівняння (2) набуває вигляду

$$Q = z \cdot \frac{1,74 \cdot 10^{-2} \cdot \mu \cdot D \cdot d_{вих}^2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{\Delta \rho \cdot \alpha^{0,6} \cdot \delta^2}. \quad (4)$$

Отримана залежність визначає пропускну здатність батареї гідроциклонів залежно від фізико-реологічних параметрів промивальної рідини, фізичних параметрів вибуреної породи та конструктивних параметрів гідроциклонів.

Існує цілий ряд формул [8], що описують зв'язок пропускної здатності гідроциклона  $q$  з його конструктивними параметрами та тиском  $P_{ex}$  промивальної рідини у вхідному колекторі. Найбільш універсальною вважається формула Поварова-Щербакова:

$$q = 0,83 \cdot 10^{-3} \cdot K_D \cdot K_\alpha \cdot d_{вих} \cdot d_{ex} \cdot \sqrt{g \cdot P_{ex}}, \quad (5)$$

де  $d_{ex}$  – діаметр вхідного (живильного) патрубку гідроциклона;

$K_D$  і  $K_\alpha$  – відповідно коефіцієнт впливу діаметра та конусності корпусу гідроциклона на його пропускну здатність, що визначаються за залежностями:

$$K_D = \frac{8 \cdot D + 2}{10 \cdot D + 1}; \quad K_\alpha = 0,79 + \frac{0,44}{0,0379 + \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}. \quad (6)$$

Виражаючи з (5) тиск  $P_{ex}$  у вхідному колекторі та враховуючи вираз (3), отримаємо:

$$P_{ex} = \frac{1}{g} \cdot \left( \frac{Q}{0,83 \cdot 10^{-3} \cdot K_D \cdot K_\alpha \cdot d_{вих} \cdot d_{ex} \cdot z} \right)^2. \quad (7)$$

Таким чином, для визначення мінімально необхідних значень тиску  $P_{необх}$  та подачі  $Q_{необх}$ , які б створили сприятливі умови для сепарації в гідроциклонах, скористаємося рівняннями (4) і (7). Підставляючи числові значення, отримаємо:

$$Q_{необх} = 0,05 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$P_{необх} = 171 \text{ кПа}.$$

Для побудови гідравлічної характеристики батареї гідроциклонів та обв'язки гідроциклонної установки, виведемо функцію типу:

$$P_\Sigma = f(Q),$$

де  $P_\Sigma$  – сумарні втрати тиску в гідравлічній системі від шламового насоса до зливу промивальної рідини з вихідного колектору. Дані втрати складаються з втрат тиску у обв'язці гідроциклонної установки  $P_{обв}$  і батареї гідроциклонів  $P_{ГЦ}$ :

$$P_\Sigma = P_{обв} + P_{ГЦ}. \quad (8)$$

Втрати тиску у обв'язці визначаються за залежністю:

$$P_{обв} = \rho_{ПП} g (h_{геом} + h_{вмп}), \quad (9)$$

де  $h_{геом}$  – геометричне перевищення висоти вхідного колектора гідроциклонної установки і нагнітального патрубку шламового насоса (приймаємо  $h_{геом} = 4,5$  м);

$h_{вмп}$  – втрати напору, що знаходяться за відомою формулою:

$$h_{вмп} = \frac{1}{2 \cdot g} \left( \lambda \frac{l_{обв}}{d_{обв}} + \sum \xi \right) \cdot \left( \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{обв}^2} \right)^2, \quad (10)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт гідравлічного опору лінійної частини обв'язки;

$l_{обв}$ ,  $d_{обв}$  – відповідно довжина і діаметр трубопроводу від шламового насоса до гідроциклонної установки (приймаємо  $l_{обв} = 5,5$  м,  $d_{обв} = 100$  мм);

$\sum \xi$  – сумарний коефіцієнт втрат напору у місцевих опорах. Згідно розрахункової схеми (рисунк 1), як вже було зазначено, на лінії встановлено чотири плавних коліна під кутом  $90^\circ$  і відкритий запірний елемент – засувка, тому згідно р [13], отримаємо:

$$\sum \xi = 4 \cdot 0,23 + 0,15 = 1,07.$$

Коефіцієнт гідравлічного опору  $\lambda$  визначається залежно від характеру руху рідини у трубопроводі. Враховуючи, що шламовий насосом перекачуються не ньютонівські рідини, а бінгемівські пластики, то вираз для визначення критерію Рейнольдса  $Re$ , що характеризує потік рідини має вигляд [7]:

$$Re = \frac{\rho_{PP} \cdot 4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{обв}^3} \cdot \frac{1}{\mu + \frac{\tau \cdot \pi \cdot d_{обв}^3}{24 \cdot Q}} \quad (11)$$

В залежності від значення Re класифікують [7] наступні режими течії потоку неньютонівської рідини

- при  $Re < 1600$  – структурний;
- при  $1600 < Re < 50000$  – перехідний;
- при  $Re > 50000$  – розвинений турбулентний.

Для різних режимів течії промивальної рідини в функції від Re, а також з урахуванням густини  $\rho_{PP}$ , коефіцієнти гідравлічних опорів  $\lambda$  визначаються:

– при структурному режимі незалежно від  $\rho_{PP}$ :

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

– при перехідному режимі течії:

$$\lambda = \frac{0,1}{Re^{0,3}} \text{ – якщо } \rho_{PP} \leq 1400 \text{ кг/м}^3,$$

$$\lambda = 0,02 \text{ – якщо } 1400 < \rho_{PP} \leq 1750 \text{ кг/м}^3,$$

$$\lambda = 0,0025 \cdot Re^{0,2} \text{ – якщо } \rho_{PP} > 1750 \text{ кг/м}^3;$$

– при розвиненому турбулентному режимі незалежно від  $\rho_{PP}$ :

$$\lambda = \frac{0,0121}{d_{обв}^{0,226}}$$

Підставляючи чисельні значення, для варіанту, що розглядається, отримаємо  $Re = 18380$ , тобто режим течії – перехідний. Таким чином, обчислений коефіцієнт гідравлічного опору  $\lambda = 5,25 \cdot 10^{-3}$ .

Приймаючи до уваги, що тиск на виході зі зливного колектора батареї гідроциклонів рівний атмосферному, втрати тиску  $P_{ГЦ}$  у батареї гідроциклонів в залежності від пропускної здатності  $Q$  визначатимуться за залежністю (7). Таким чином, підставляючи (7) і (9) у (8) з врахуванням (10), отримаємо:

$$P_{\Sigma} = f(Q) = \rho_{PP} g \times \left( h_{геом} + \frac{1}{2 \cdot g} \left( \lambda \frac{l_{обв}}{d_{обв}} + \sum \xi \right) \cdot \left( \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{обв}^2} \right)^2 \right) + \frac{1}{g} \cdot \left( \frac{Q}{0,83 \cdot 10^{-3} \cdot K_D \cdot K_{\alpha} \cdot d_e \cdot d_{ex} \cdot z} \right)^2 \quad (12)$$

Для випадку, що розглядається, обчислення за останньою залежністю дали результат  $P_{\Sigma} = 256,6$  кПа.

Напірна характеристика відцентрового насоса з достатньою точністю описується параболою виду [9]

$$h(Q) = a - b \cdot Q^2 \quad (13)$$

Коефіцієнти  $a$  і  $b$  можна визначити, розв'язуючи систему рівнянь:

$$\begin{cases} h_1 = a - b \cdot Q_1^2 \\ h_2 = a - b \cdot Q_2^2 \end{cases}$$

Таким чином, отримуємо:

$$b = \frac{h_2 - h_1}{Q_1^2 - Q_2^2}; \quad a = h_1 + b \cdot Q_1^2 \quad (14)$$

Значення  $h_1, Q_1, h_2, Q_2$  беремо з паспортної характеристики насоса при перекачуванні води. Для насоса 6Ш8-2 дані параметри, а також розраховані коефіцієнти подано у таблиці 2.

**Таблиця 2 – Гідравлічні параметри насоса 6Ш8-2 при перекачуванні води**

Параметри та одиниці вимірювання	Значення
Подача, л/с:	
– на початку робочої зони $Q_1$ ;	28
– в кінці робочої зони $Q_2$	56
Напір, м:	
– на початку робочої зони $h_1$	35
– в кінці робочої зони $h_2$	28
Розраховані коефіцієнти:	
– вільний член $a_{вода}$ , м	37
– коефіцієнт кривизни параболи $b_{вода}$ , м/(л/с)	2586

Залежність тиску, що розвиває насос від подачі представимо у виді

$$P_n^{вода} = f(Q) = \rho_{PP} g (a_{вода} - b_{вода} \cdot Q^2) \quad (15)$$

Оскільки в'язкість та характер течії промивальної рідини відрізняється від даних параметрів для води, то проводимо перерахунок параметрів роботи насоса. Скористаємося методом Айзенштейна [10], який ґрунтується на використанні поправочних коефіцієнтів. При цьому значення подачі, напору та ККД насоса при роботі на в'язкій рідині будуть визначатися наступним чином:

$$Q_{PP} = Q_{вода} \cdot k_Q; \quad h_{PP} = h_{вода} \cdot k_h; \quad \mu_{PP}^{нас} = \mu_{вода}^{нас} \cdot k_{\mu} \quad (16)$$

Значення поправочних коефіцієнтів  $k_Q, k_h, k_{\mu}$  знаходяться з номограми у залежності від числа  $Re_{екв}$ , що не є зручним для використання в математичних моделях. Апроксимація графіків поправочних коефіцієнтів свідчить, що вони з достатньою точністю описуються аналітичною залежністю виду:

$$k_{Q,h,\mu} = c_1 \cdot \ln(-c_2 \cdot \ln(Re_{екв})) \quad (17)$$

Значення параметрів апроксимації  $c_1$  та  $c_2$ , а також ступеня достовірності апроксимації  $R^2$  подано у таблиці 3.

**Таблиця 3 – Значення параметрів та ступеня достовірності апроксимації для аналітичних залежностей поправочних коефіцієнтів**

Параметри	Значення для коефіцієнтів		
	$k_Q$	$k_h$	$k_\mu$
Параметр $c_1$	0,678	0,847	1,024
Параметр $c_2$	-0,521	-0,376	-0,246
Ступінь достовірності апроксимації $R^2$	0,923	0,941	0,985

Значення  $Re_{екв}$  знаходиться за формулою [10]:

$$Re_{екв} = \frac{Q \cdot \rho_{ПП}}{D_{екв} \cdot \mu_{ПП}}, \quad (18)$$

де  $D_{екв}$  – еквівалентний діаметр робочого колеса насоса, що визначається за залежністю:

$$D_{екв} = \sqrt{4 \cdot D_{ПК} \cdot b_K \cdot k_{cm}}, \quad (19)$$

де  $D_{ПК}$  – діаметр робочого колеса насоса;

$b_p$  – ширина каналу на виході робочого колеса;

$k_{cm}$  – коефіцієнт стиснення потоку рідини лопатями на виході з робочого колеса (приймаємо  $k_{cm} = 0,97$ ).

Варто зазначити, що за методом Айзенштейна при розвинених режимах течії (тобто при великих значеннях  $Re_{екв}$ ) графічні залежності поправочних коефіцієнтів асимптотично наближаються до одиниці, тобто в'язкість рідини перестає впливати на експлуатаційні параметри роботи відцентрового насоса. Проте апроксимація згідно рівняння (17) це не враховує. Тому в аналітичній моделі, розробленій при перевищенні значення даних коефіцієнтів одиниці, порівнюємо їх до одиниці.

Для побудови гідравлічної характеристики роботи насоса на в'язкій рідині проводимо перерахунок коефіцієнтів  $a$  і  $b$ :

$$b_{ПП} = \frac{k_h}{k_Q^2} \cdot b_{вода}; \quad a_{ПП} = k_h \cdot (h_1 + b_{вода} \cdot Q_1^2). \quad (20)$$

Таким чином, залежність тиску, що розвиває насос при роботі на в'язкій рідині від подачі визначається за залежністю:

$$P_n^{ПП} = f(Q) = \rho_{ПП} g (a_{ПП} - b_{ПП} \cdot Q^2). \quad (21)$$

Підставляючи прийняті числові значення, отримуємо  $P_n^{ПП}(Q_{необх}) = 360$  кПа.

Згідно явища подібності режимів роботи відцентрового насоса [11] відома залежність:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^2,$$

де  $P_1$  і  $P_2$  – тиск, що розвиває насос при частоті обертання робочого колеса  $n_1$  і  $n_2$  відповідно. У нашому випадку  $P_1 = P_n^{ПП}(Q_{необх}) = 360$

кПа,  $P_2 = P_\Sigma(Q_{необх}) = 256,6$  кПа та  $n_1 = n_{ном} = 1500$  хв<sup>-1</sup>. Виражаючи з останнього рівняння  $n_p = n_2$ , отримаємо:

$$n_p = n_{ном} \sqrt{\frac{P_\Sigma(Q_{необх})}{P_n^{ПП}(Q_{необх})}}. \quad (22)$$

Підставляючи числові значення у останнє рівняння, отримаємо:

$$n_p = 1500 \sqrt{\frac{256,6}{360}} = 1266 \text{ хв}^{-1}.$$

Таким чином, при  $n_p = 1266$  хв<sup>-1</sup> насос буде працювати з такими характеристиками, які створюють у гідроциклонах сприятливі умови для сепарації вибуреної породи від промивальної рідини.

Побудуємо гідравлічну характеристику відрегульованого насоса. Параболи режимів роботи відрегульованого та невідрегульованого насоса будуть мати однакову кривизну, але різну ординату. Тобто коефіцієнти кривизни параболи  $b_{ПП}$  у них будуть однакові, а вільні члени  $a_{ПП}$  – різні. Вільний член для параболи відрегульованого насоса знайдемо за формулою:

$$a'_{ПП} = \frac{P_\Sigma(Q_{необх})}{\rho_{ПП} \cdot g} + b_{ПП} \cdot Q_{необх}^2. \quad (23)$$

Розраховуючи числове значення, отримано  $a'_{ПП} = 28,19$  м.

Отже, рівняння параболи відрегульованого насоса буде мати вигляд:

$$P_{н\epsilon}^{ПП} = f(Q) = \rho_{ПП} g (a'_{ПП} - b_{ПП} \cdot Q^2). \quad (24)$$

За рівняннями (12), (15), (21) та (24), що описують гідравлічні характеристики елементів гідравлічної системи гідроциклонної установки, будуємо графічні залежності  $P = f(Q)$  (рисунок 2).

Розглянемо функцію залежності тиску, що розвиває шламовий насос від продуктивності при перерахунку режиму роботи на промивальну рідину  $P_n^{ПП} = f(Q)$ . В діапазоні значень зростання подачі (0; 14) л/с спостерігається зростання тиску. Таким чином, проявляється вплив в'язкості промивальної рідини на роботу відцентрового насоса. В даному діапазоні різниця тисків, що розвиває насос при роботі на воді і на промивальній рідині пояснюється значними втратами та тертя в останньому випадку. При перевищенні значення  $Q > 14$  л/с графічні залежності роботи насоса на воді і на промивальній рідині накладаються одна на одну. Тобто режим течії стає достатньо розвиненим і вплив в'язкості рідини на параметри роботи насоса невілюється.

При значенні  $Q \approx 12$  л/с на графічній залежності  $P_\Sigma = f(Q)$  спостерігається невелике різке падіння тиску. При даній подачі відбувається зміна режиму течії рідини від структурного до перехідного. При цьому змінюється формула визначення коефіцієнту гідравлічного

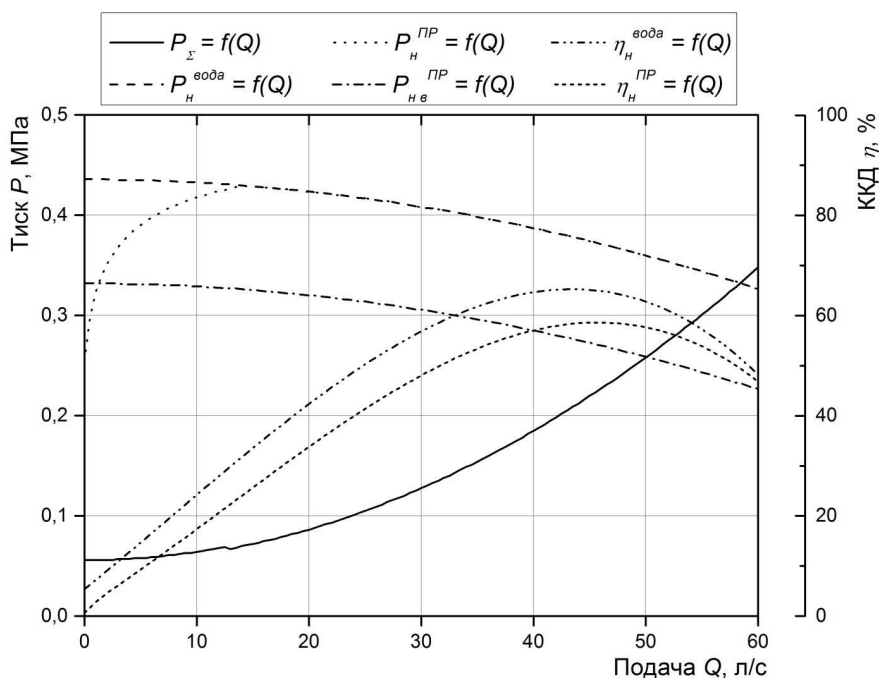


Рисунок 2 – Гідравлічні характеристики гідроциклонної установки

опору. Цей феномен можна вважати артефактом аналітичної моделі, оскільки насправді перехід від одного режиму течії до іншого є плавним.

З рисунка 2 видно, що точка перетину гідравлічної характеристики гідроциклонної установки з характеристикою відрегульованого шламового насоса є робочою точкою. При цьому гідравлічна потужність шламового насоса рівна сумі гідравлічної потужності батареї гідроциклонів і потужності, що витрачається на подолання втрат тиску в об'язці. Фізичний зміст терміну «гідравлічна потужність гідрциклонону» полягає у зменшенні потенціальної енергії промивальної рідини при проходженні через гідроциклон за одиницю часу.

Визначимо зміну енергоспоживання при регулюванні режиму роботи шламового насоса шляхом зміни частоти обертання робочого колеса через відносну зміну гідравлічної потужності:

$$\Delta N = \frac{N_1 - N_2}{N_1} \cdot 100\% . \quad (25)$$

Враховуючи, що [11]

$$\frac{N_1}{N_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^3 ,$$

Отримаємо:

$$\Delta N = \left( 1 - \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^3 \right) \cdot 100\% . \quad (26)$$

Підставляючи числові значення, обчислимо відносну зміну гідравлічної потужності шламового насоса:

$$\Delta N = \left( 1 - \left( \frac{1266}{1500} \right)^3 \right) \cdot 100\% = 40\% .$$

Знайдемо зміну встановленої потужності шламового насоса. Споживана потужність після регулювання визначається за формулою:

$$N_{cn} = \frac{P_{H^в}^{PP}(Q_{необх}) \cdot Q_{необх}}{\eta_n^{PP} \cdot \eta_{e.d.} \cdot \eta_e} , \quad (27)$$

де  $\eta_n^{PP}$  – ККД насоса з врахуванням його роботи на в'язкій рідині;

$\eta_{e.d.}$  – ККД електродвигуна;

$\eta_e$  – ККД клинопасового варіатора (приймаємо  $\eta_{e.d.} = 0,95$ ,  $\eta_e = 0,9$ ).

Графічна залежність ККД насоса від подачі при роботі на воді подана у робочій характеристиці шламового насоса 6Ш8-2. Апроксимувавши графічну залежність з високою достовірністю ( $R^2 = 0,998$ ), отримаємо функцію:

$$\eta_n^{вода}(Q) = -5,05 \cdot 10^3 \cdot Q^3 + 120 \cdot Q^2 + 182 \cdot Q + 0,054 . \quad (28)$$

З врахуванням впливу в'язкості рідини згідно методу Айзенштейна за виразом (16) рівняння залежності ККД насоса від подачі буде мати вигляд:

$$\eta_n^{PP}(Q) = (-5,05 \cdot 10^3 \cdot Q^3 + 120 \cdot Q^2 + 182 \cdot Q + 0,054) \cdot k_{\mu} . \quad (29)$$

Побудуємо графічні залежності за рівняннями (28) і (29) на графіку гідравлічних характеристик елементів гідроциклонної установки (рисунок 2).

Підставивши числові значення у формулу (27), отримаємо:

$$N_{cn} = 26,05 \text{ кВт} .$$

Таким чином, зміна встановленої потужності шламового насоса по відношенню до базової ( $N_{всм} = 30$  кВт)

$$\Delta N_{cn} = \frac{N_{всм} - N_{cn}}{N_{всм}} \cdot 100\% = 13,2\% .$$

Отже, встановлення оптимального режиму роботи системи «шламовий насос – батарея гідроциклонів» згідно поданої методики дасть змогу зменшити енергоспоживання шламового насосу, забезпечуючи при цьому роботоздатність гідроциклонної установки із технічними параметрами, які необхідні для реалізації технологічного процесу очищення промивальної рідини від вибуреної породи.

**Розроблення графоаналітичного методу для встановлення оптимального режиму роботи гідроциклонної установки**

Наведена у попередньому розділі методика є незручною для використання у польових умовах. Для спрощення її застосування розробимо графоаналітичний метод, в якому параметри режиму роботи гідроциклонної установки визначалися б за допомогою номограми.

Відомий графо-аналітичний метод [7] визначення типорозміру та кількості гідроциклонів, а також тиску у входному колекторі залежно від фізико-реологічних параметрів промивальної рідини (густини та в'язкості), геометричних параметрів гідроциклонів та мінімально необхідного діаметру сепарованих частинок. Проте ця методика не враховує значення густини вибуреної породи, а також значно ускладнює розрахунки при регулюванні режиму роботи гідроциклонної установки шляхом зміни частоти обертання робочого колеса шламового насоса.

Отже, ставимо собі за мету розробити графо-аналітичний метод, за допомогою якого, за відомих значень густини промивальної рідини  $\rho_{\text{пр}}$  і її умовної в'язкості  $T$ , густини вибуреної породи  $\rho_{\text{п}}$ , мінімально необхідному розмірі сепарованих частинок  $\delta$  визначалися б параметри пропускної здатності  $Q$ , тиску у входному колекторі  $P_{\text{в.к.}}$  і частоту обертання робочого колеса шламового насоса  $n_p$ .

Розглянемо рівняння (1) і запишемо його таким чином:

$$\delta = K_{\text{констр1}} \sqrt{\frac{\mu}{\Delta\rho \cdot Q}}, \quad (29)$$

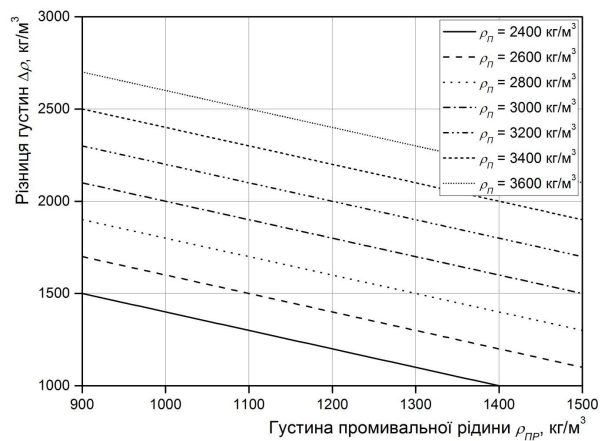
де  $K_{\text{констр1}}$  – коефіцієнт, що залежить лише від конструктивних параметрів гідроциклонної установки і рівний:

$$K_{\text{констр1}} = 0,132 \sqrt{\frac{z \cdot D \cdot d_{\text{вих}}^2 \cdot \text{tg} \frac{\alpha}{2}}{\alpha^{0,6}}}. \quad (30)$$

Залежність визначення різниці густин  $\Delta\rho$  вибуреної породи і промивальної рідини розпишемо так:

$$\Delta\rho = f(\rho_{\text{п}}, \rho_{\text{пр}}) = \rho_{\text{п}} - \rho_{\text{пр}}. \quad (31)$$

Побудуємо графічну залежність  $\Delta\rho = f(\rho_{\text{пр}})$  для різних значень  $\rho_{\text{п}}$  (рисунок 3).



**Рисунок 3 – Залежність різниці густин вибуреної породи і промивальної рідини від густини промивальної рідини за різних значень густини вибуреної породи**

В рівняння (29) введемо допоміжну функцію

$$y = f(\Delta\rho, \mu) = \sqrt{\frac{\mu}{\Delta\rho}}. \quad (32)$$

З іншого боку дана функція рівна

$$y = f(Q, \delta) = \frac{\delta \sqrt{Q}}{K_{\text{констр1}}}. \quad (33)$$

В польових умовах в'язкість промивальної рідини вимірюється значенням умовної в'язкості, яка зв'язана з динамічною наступною залежністю [5]:

$$T \approx \mu_{\text{пр}} + 15, \quad (34)$$

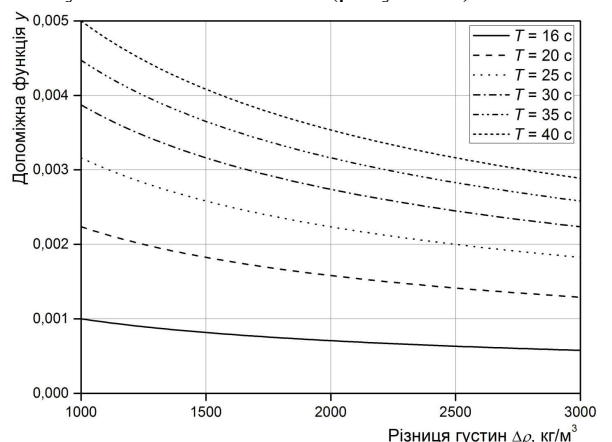
де  $T$  – умовна в'язкість, с;

$\mu_{\text{пр}}$  – динамічна в'язкість промивальної рідини, мПа·с.

Використовуючи рівняння (34) і підставивши його у залежність (32), отримаємо:

$$y = f(\Delta\rho, T) = \sqrt{\frac{(T-15) \cdot 10^{-3}}{\Delta\rho}}. \quad (35)$$

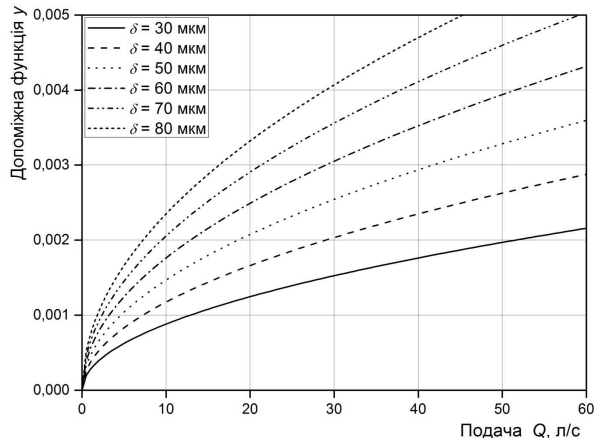
Згідно останнього рівняння побудуємо графічну залежність  $y = f(\Delta\rho)$  за різних значень умовної в'язкості  $T$  (рисунок 4).



**Рисунок 4 – Залежність допоміжної функції від різниці густин вибуреної породи і промивальної рідини при різних значеннях умовної в'язкості промивальної рідини**



Використовуючи залежність (33), побудуємо графік залежності допоміжної функції  $y = f(Q)$  від пропускної здатності  $Q$  за різних значень мінімального діаметру сепарованих частинок  $\delta$  (рисунок 5).



**Рисунок 5 – Залежність допоміжної функції від пропускної здатності гідроциклонної установки за різних значень мінімального діаметру сепарованих частинок**

Розглянемо вираз (23) і запишемо його у вигляді:

$$n_p = n_{ном} \sqrt{\frac{P_2(Q)}{P_1(Q)}}, \quad (36)$$

де  $P_1(Q)$  і  $P_2(Q)$  – функції, що зв'язують тиск з подачею (пропускною здатністю) відповідно шламового насоса та гідроциклонної установки.

Приймаємо, що

$$P_1(Q) = P_n^{PP}(Q) = \rho_{PP} g (a_{PP} - b_{PP} \cdot Q^2). \quad (37)$$

Залежність тиску від подачі для гідроциклонної установки запишемо наступним чином:

$$P_2(Q) = \rho_{PP} \cdot g \cdot h_{геом} + \frac{1}{g} \cdot \left( \frac{Q}{K_{констр2}} \right)^2, \quad (38)$$

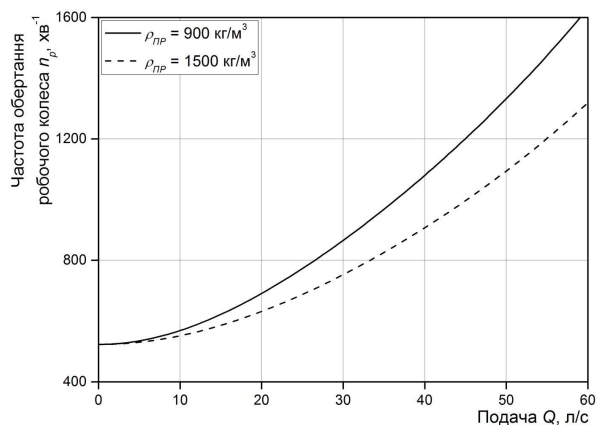
де  $K_{констр2}$  – коефіцієнт пропорційності, що залежить від конструктивних параметрів гідроциклонної установки і знаходиться за формулою:

$$K_{констр2} = 0,83 \cdot 10^{-3} \cdot K_D \cdot K_\alpha \cdot d_{вих} \cdot d_{вх} \cdot z. \quad (39)$$

Рівняння (38) не враховує втрат тиску на рух рідини в ділянці трубопроводу між шламовим насосом та вхідним колектором, оскільки розрахунки свідчать, що вони становлять менше 10 % від загальних втрат тиску. Підставляючи (37) і (38) у (36), отримаємо:

$$n_p = f(Q, \rho_{PP}) = n_{ном} \sqrt{\frac{\rho_{PP} \cdot g \cdot h_{геом} + \frac{1}{g} \cdot \left( \frac{Q}{K_{констр2}} \right)^2}{\rho_{PP} g (a_{PP} - b_{PP} \cdot Q^2)}}. \quad (40)$$

Побудуємо графічну залежність  $n_p = f(Q)$  за різних значень густини промивальної рідини  $\rho_{PP}$  (рисунок 6).

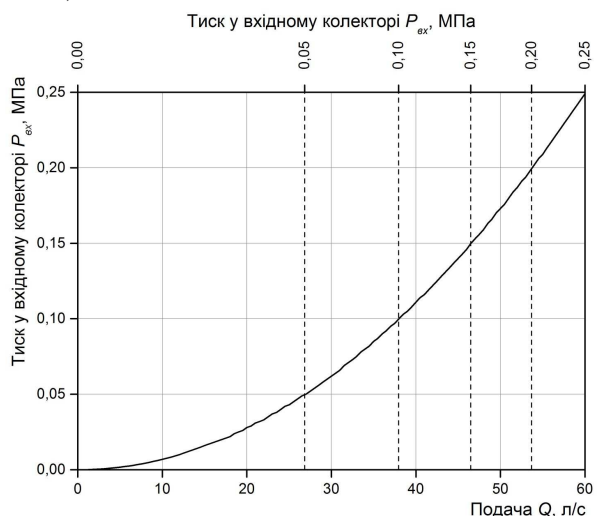


**Рисунок 6 – Залежність частоти обертання робочого колеса насоса від подачі за різних значень густини промивальної рідини**

Для побудови графіка залежності тиску у вхідному колекторі від пропускної здатності розглянемо рівняння (7) і запишемо його у вигляді:

$$P_{в.к.}(Q) = \frac{1}{g} \cdot \left( \frac{Q}{K_{констр2}} \right)^2. \quad (41)$$

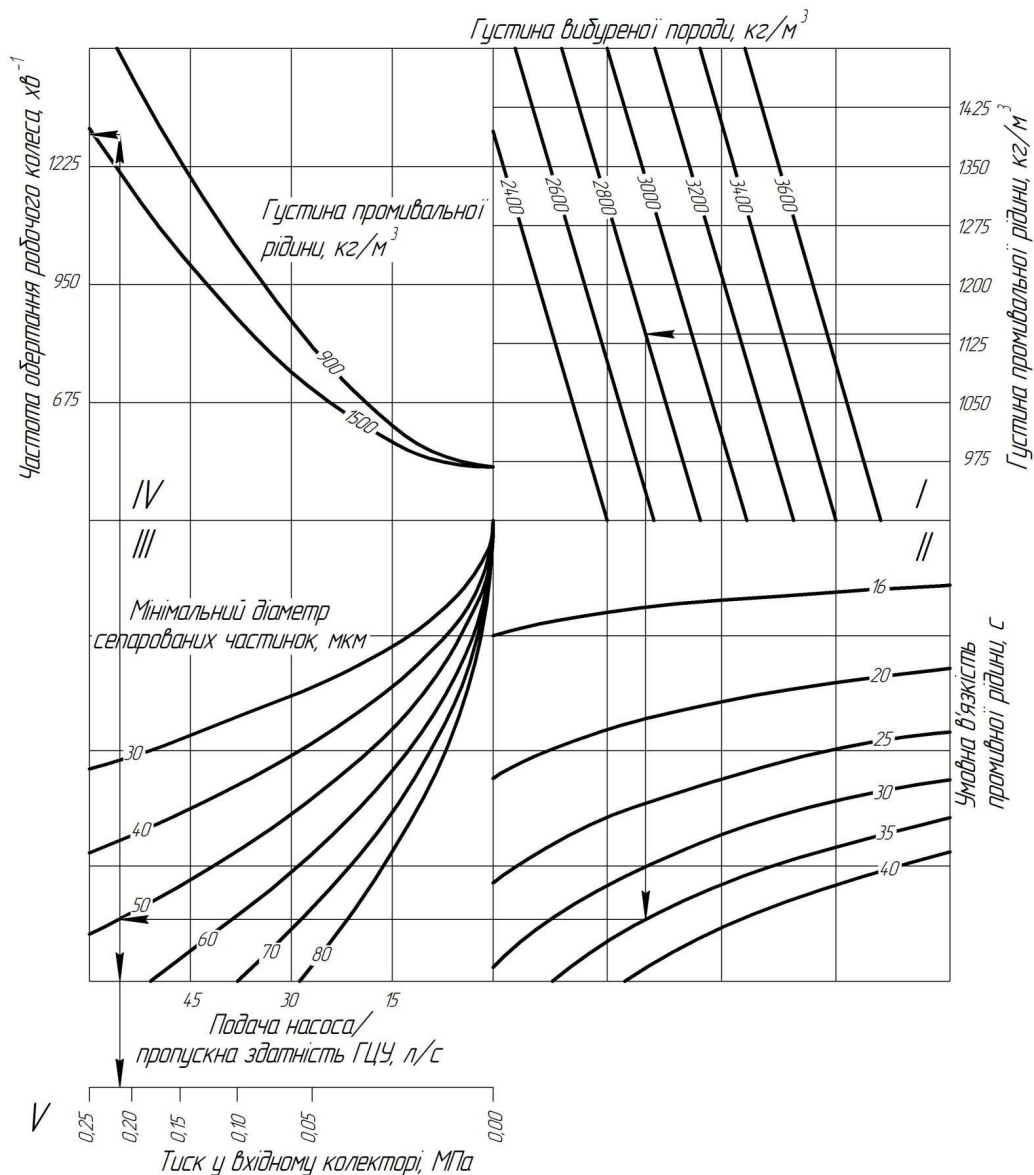
Побудуємо графік за рівнянням (41) (рисунок 7).



**Рисунок 7 – Залежність тиску у вхідному колекторі батареї гідроциклонів від подачі шламового насоса**

Окрім того, додатково градуємо верхню горизонтальну шкалу в одиницях, які еквівалентні осі ординат. Таким чином, отримуємо залежність тиску у вхідному колекторі від подачі промивальної рідини на одній лінії.

Зводячи графіки, що зображені на рисунках 3-7 в суміжних діапазонах значень осей координат, отримаємо номограму (рисунок 8) для вибору параметрів (подачі шламового насоса/пропускної здатності батареї гідроциклонів



**Рисунок 8 – Номограма для визначення оптимальних значень параметрів режиму роботи гідроциклонної установки**

$Q$ , частоти обертання  $n_p$  робочого колеса шламового насоса, тиску у вхідному колекторі  $P_{в.к.}$ ) оптимального режиму роботи гідроциклонної установки з врахуванням фізико-реологічних параметрів промивальної рідини (густини  $\rho_{ПР}$  та умовної в'язкості  $T$ ), густини вибуреної породи  $\rho_{П}$  та експлуатаційного параметру – мінімального розміру сепарованих частинок  $\delta$  в гідроциклонній установці, зменшуючи при цьому енергоспоживання шламового насоса.

Розглянемо приклад користування номограмою (рисунок 8) для визначення оптимальних параметрів режиму роботи гідроциклонної установки.

Нехай від промивальної рідини густиною  $\rho_{ПР} = 1145 \text{ кг/м}^3$  і умовною в'язкістю  $T = 35 \text{ с}$  необхідно відділити частинки вибуреної поро-

ди густиною  $\rho_{П} = 2800 \text{ кг/м}^3$  і розміром  $\delta = 50 \text{ мкм}$ . У першому квадранті на осі координат, через точку, що відповідає за значення густини промивальної рідини  $\rho_{ПР} = 1145 \text{ кг/м}^3$  проводимо паралельну осі абсцис пряму до перетину з лінією густини вибуреної породи  $\rho_{П} = 2800 \text{ кг/м}^3$ . Зі знайденої точки опускаємо перпендикуляр до осі абсцис у другий квадрант до перетину з лінією, що відповідає значенню умовної в'язкості промивальної рідини  $T = 35 \text{ с}$ . Після цього проводимо пряму паралельну осі абсцис через знайдену точку у третій квадрант до лінії, що відповідає мінімальному діаметру сепарованих частинок  $\delta = 50 \text{ мкм}$ . Із точки перетину проводимо пряму, що перпендикулярна до осі абсцис у четвертий квадрант та на п'яту шкалу. В четвертому квадранті до лінії, що відповідає густині промивальної рідини  $\rho_{ПР} = 1145 \text{ кг/м}^3$  і далі від знайденої точки про-

водимо горизонтальну лінію до перетину з віссю частот обертання робочого колеса шламового насоса і знаходимо необхідну частоту  $n_p = 1300 \text{ хв}^{-1}$ . З п'ятої шкали визначаємо тиск у вхідному колекторі  $P_{в.к.} = 0,22 \text{ МПа}$ .

Отже, розроблений графо-аналітичний метод полегшить користування методикою для визначення оптимальних параметрів режиму роботи гідроциклонної установки для забезпечення ефективної сепарації твердої фази від промивальної рідини, зменшуючи при цьому енергоспоживання шламового насоса.

### **Висновки**

Таким чином, в результаті теоретичних досліджень розроблено аналітичну модель для визначення оптимальних параметрів режиму роботи гідроциклонної установки, які забезпечуватимуть ефективні умови сепарації твердої фази у гідроциклонах. Використання даної моделі дасть змогу зменшити. Окрім того, запропоновано графо-аналітичний метод, що забезпечує оперативне визначення параметрів режиму роботи гідроциклонної установки згідно розробленої аналітичної моделі, а саме частоти обертання робочого колеса шламового насоса, тиску у вхідному колекторі батареї гідроциклонів та її пропускної здатності.

### **Література**

1 Фадєєва І.Г. Прогнозування собівартості буріння нафтових і газових свердловин на засадах синергетики / І.Г. Фадєєва // Вісник Хмельницького національного університету. – 2010. – № 4 – С. 144-152.

2 Чудик І.І. Наукові основи та методологія буріння скерованих свердловин з мінімальними витратами енергії : дис. ... док. техн. наук : 5.15.10 / Чудик Ігор Іванович. – Івано-Франківськ, 2011. – 347 с.

3 Енергозбереження в промисловості. Частина 1 / [Праховник А.В., Суходоля О.М., Денисюк С.П., Прокопенко В.В.]. – К.: КПІ, 2001. – 517 с.

4 Булатов А.И. Справочник по промывке скважин / А.И. Булатов, А.И. Пеньков, Ю.М. Проселков. – М.: Недра, 1981. – 317 с.

5 Мищенко В.И. Приготовление, очистка и дегазация буровых растворов / Мищенко В.И., Картунов А.В. – Краснодар: Издательство «Арт Пресс», 2008. – 336 с.

6 Касьянов В. Гидромашини и компрессора / В. Касьянов. – М.: Недра, 1974. – 256 с.

7 Гидравлика бурения / Маковой Н. ; [пер. с румынского А.И. Литвинов]. – М.: Недра, 1986. – 537 с.

8 Мустафаев А.М. Гидроциклоны в нефтедобывающей промышленности / А.М. Мустафаев, Б.М. Гутман. – М.: Недра, 1981. – 260 с.

9 Михайлов А.К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А.К. Михайлов, В.В. Малюшенко. – М.: Машиностроение, 1977. – 289 с.

10 Айзенштейн М.Д. Центробежные насосы для нефтяной промышленности / М. Айзенштейн. – М.: Госптехиздат, 1957. – 363 с.

11 Вакина В.В. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов / В.В. Вакина, И.Д. Денисенко, А.Л. Столяров. – К.: Вища шк. Головное идз-во, 1986. – 208 с.

12 Резниченко И.Н. Приготовление, обработка и очистка буровых растворов / Резниченко И.Н. – М.: Недра, 1982. – 301 с.

13 Коваль П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин / Коваль П.В. – М.: Машиностроение, 1979. – 319 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії  
17.10.13*

*Рекомендована до друку  
професором Івасівим В.М.  
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)  
професором Гасюком І.М.*

*(Прикарпатський національний університет  
ім. В. Стефаника, м. Івано-Франківськ)*