

АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ПРИХОПЛЕНОЇ ЧАСТИНИ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ПРИ ЗАСТОСУВАННІ УДАРНО ВІБРАЦІЙНИХ ПРИСТРОЇВ

¹П.І. Огородніков, ²В.М. Світлицький, ³І.І. Сухина

¹МНТУ ім. ак. Бугая, 02660, м.Київ, пров. Магнітогорський, 3, тел. (044) 5515839
e-mail: ogorodnikov@mail.ru

²ДК "Укргазвидобування", м. Київ
e-mail: svetlitsky@gasdob.com.ua

³АБ "Укргазпромбанк", м. Київ
e-mail: suhina@mail.ru

Проведен анализ динамики прихваченной части бурильной колонны при использовании ударно-вибрационных устройств. Авторы предлагают и обосновывают процесс ликвидации прихвата бурильной колонны ударным способом, используя известные закономерности, исходящие из теории продольного удара и теории трения. Сделаны выводы, что при ударно-вибрационном методе ликвидации прихватов перемещения прихваченной части колонны проходят под действием статического напряжения, а процессы, возникающие в колонне, понижают действие сопротивлений перемещения или реализуют анизотропную силу сопротивления.

The analysis of dynamics of the frozen part of drill column utilizing vibration and impact devices is presented. Authors offer and ground the process of freeze liquidation of drill column by impact method, following the rules, outgoing from the theory of longitudinal impact and theory of friction. The conclusion on that vibration and impact liquidation of frozen part of column extends under the action of static tension, and processes, arising up in a column reduce the action of resistances or will implement anisotropic resistance force is drawn.

Одним із напрямків підвищення техніко-економічних показників буріння є зменшення витрат часу на ліквідацію аварій при бурінні свердловин.

В процесі буріння найбільш тяжким видом аварій є прихоплення бурильного інструменту, яке характеризується втратою рухомості колони труб, яка не відновлюється навіть після прикладення певних максимально допустимих навантажень (з врахуванням запасу міцності) [1].

Всі різновиди прихоплення по однорідності і обставинам їх виникнення можуть бути розділені на три типи [2]:

1. Прихоплення під дією перепаду тиску;
2. Заклинювання колони труб при їх русі у свердловині;

3. Прихоплення внаслідок зменшення площі перетину свердловини (осідання шламу, обважнювача; осипи, обвали, випучування порід; утворення сальників).

Виходячи з цього, можна зробити висновок, що боротьба із прихопленнями включає в себе низку різних питань, зокрема підвищення стійкості порід стінок свердловини, поліпшення властивостей бурового розчину і глинистої кірки, вплив вібрацій на прихоплений інструмент при його звільненні, використанні різних ванн, спеціальних вибухових торпед тощо.

Багатьма дослідниками було приділено увагу механізму виникнення та методам ліквідації прихоплень. Серед цих досліджень необхідно виділити такі: дослідження природи прихоплення бурильної колони; визначення зусиль, необхідних для ліквідації прихоплення; дослідження роботи ударних пристроїв; дослі-

дження впливу параметрів вібрацій на зусилля звільнення колони [3-5].

Ліквідація прихоплення ускладнюється у випадку, коли в прихопленій частині компоновки низу бурильної колони (КНБК) зосереджені елементи, такі як калібратори та різних типів розширювачі. Тож виникає необхідність у більш детальному дослідженні цих випадків.

При вібраційному, або ударно-вібраційному, звільненні бурильної колони від прихоплення повна динамічна модель системи включає динамічну модель пристрою, який забезпечує динамічне збурення і модель прихопленої зони. Таким чином, в задачах ударно-вібраційного звільнення колони необхідно розглядати її рух під дією заданих зовнішніх сил і сил опору в прихопленій частині.

Сили опору в зоні прихоплення змінюють свій характер під дією вібраційних і хвильових процесів, викликаних ударним імпульсом. При цьому треба враховувати зміну дійсного коефіцієнта тертя між породою та сталлю внаслідок виникнення фізико-механічних або фізико-хімічних процесів, наприклад, виділення рідкої фази. Проявлення в процесі ударно-вібраційної дії ефектів структурної в'язкості, а також тексотропії призводить до ефекту зниження коефіцієнта тертя ковзання. Це спричиняє проковзування одного тіла відносно іншого (стінка труби – порода).

У даній роботі автори намагаються представити і обґрунтувати процес ліквідації прихоплення бурильної колони ударним способом, використовуючи відомі закономірності, які ви-

пливають з теорії поздовжнього удару і теорії тертя.

Відомо, що при співударі молота пристрою для ліквідації прихоплень (ПЛП) з ковадлом, зв'язаним з прихопленою частиною колони, в останній виникає пружна хвиля стиску, яка визначає силовий імпульс впливу на породу у зоні прихоплення. Параметри хвилі стиску-розтягу (напруження, тривалість, частота) можуть бути легко визначені при розрахунках [6]. Причому параметри хвилі можна регулювати за рахунок зміни компоновки між голівкою прихопленого бурового інструменту і ПЛП, що дає можливість вибору необхідних параметрів пружної хвилі для раціонального руйнування зв'язків між стінкою труби і породою у зоні прихоплення.

Припустимо, що після „зриву” ПЛП пройшло деяке переміщення прихопленої частини колони. Наступний удар примушує прихоплену і розтягнуту частину колони переміститися на величину h , яка в межах її руху вгору стає все більшою і зрештою колона звільнюється від прихоплення. При цьому будемо вважати, що всі удари мають одну і ту ж енергію. Таким чином, після „зриву” проходить співудар між „молотом” та „ковадлом” і в прихопленій частині виникає пружна хвиля.

Пружна хвиля виникає також і в верхній частині (вільній) натягнутої бурильної колони.

Розглянемо динамічні процеси, які виникають в прихопленій частині колони.

У прихопленій частині виникає пружна хвиля з напруженням

$$\sigma = \rho c u, \quad (1)$$

де: c – швидкість розповсюдження пружної хвилі в матеріалі труби; ρ – густина матеріалу колони; u – масова швидкість в частинках хвилі.

Сила, яка діє в перерізі колони, через яку проходить пружна хвиля:

$$F = S \rho u, \quad (2)$$

де S – площа поперечного перетину труб.

Якщо колона опирається на долото (прихоплення долота), то хвиля, дійшовши до долота, буде діяти через нього з силою F на вибій, деформуючи його перед відбиттям.

Енергія пружної хвилі:

$$N = \frac{cS}{E} \int_0^T \sigma^2(t) dt \quad (3)$$

або для нашого випадку:

$$N = S \rho c u^2 T, \quad (4)$$

де: E – модуль поздовжньої пружності труб; T – тривалість хвилі.

У випадку переміщення прихопленої частинки колони на відстань h і подоланню деякої сили опору витягування R_c за відривом долота від вибою енергія дорівнюватиме

$$N_c = R_c \cdot h, \quad (5)$$

звідки

$$R_c = \frac{N_c}{h}. \quad (6)$$

Сила R_c може змінюватись у межах $0 \div R_c = 2F$. Якщо відсутнє прихоплення долота (долото знаходиться над вибоєм) і тільки прихоплені труби, то на пружну хвилю впливає сила тертя між стінками труби і породою у зоні прихоплення, тоді втрати енергії у хвилі можна обчислити за формулою

$$N_{тер} = F_{тер} \cdot h, \quad (7)$$

де $F_{тер}$ – сила тертя;

Величина $F_{тер}$ може бути знайдена на основі роботи [7], яка пов'язана з різанням ґрунтів та використана в роботі [8]. На основі теорії Кулона сила тертя виражається через „пасивний” тиск нормальною силою, яка діє на вертикально плоску поверхню труби шириною одиниці і довжиною H

$$P_n = \rho g \left(\frac{H^2}{2} \right) \cdot \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ + \frac{\beta}{2} \right), \quad (8)$$

де: ρ – густина породи в прихованій частині колони; H – висота зони прихоплення; β – кут внутрішнього тертя породи.

Сумарна нормальна сила дії породи в прихопленій зоні на поверхню труби буде

$$P = \pi D P_n = \pi D \rho g \left(\frac{H^2}{2} \right) \cdot \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ + \frac{\beta}{2} \right). \quad (9)$$

Сила тертя

$$F_{тер} = f \pi D \rho g \left(\frac{H^2}{2} \right) \cdot \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ + \frac{\beta}{2} \right), \quad (10)$$

де f – коефіцієнт тертя труби і породи.

З виразу (10) видно, що сила тертя залежить від довжини прихопленої зони труб.

Для переміщення прихопленої труби умовою буде

$$N > N_{тер}. \quad (11)$$

Якщо прихоплено долото, яке опирається на вибій, і частково труби (ОБТ), то умова (11) запишеться

$$N > N_{тер} + N_c \quad (12)$$

або, підставляючи (6) із значенням $N_{тер}$, отримаємо:

$$N > h(F_{тер} + R_c), \quad (13)$$

беручи до уваги, що енергія N величина постійна для даного ПЛП і обраного режиму роботи (натяг колони).

З формули (13) можна зробити висновок, що зі зменшенням сили $F_{тер}$ переміщення колони збільшуються і зрештою проходить звільнення колони від прихоплення. Припустимо, що на початку ліквідації прихоплення бурильної колони при першому ударі енергія $N_{поч}$ хвилі розтягу (яка розповсюджується по прихопленій частині колони), нижча ПЛП і, досягнувши долота, відповідає (3), в якому функція $\sigma^2(t)$, помножена на S^2 , сягає максимуму і дорівнює $F^2 = R_c^2 / 4$. У загальному вигляді найбільше

значення $F = 1/2 R_c$ можна отримати з дифе-

$$\text{ренційного рівняння } F^2(t) = \left(\frac{dN}{dt} \right) \left(\frac{ES}{c} \right),$$

отриманого з (3) шляхом диференціювання і деяких перетворень. Відповідно до теорії поздовжнього удару це означає, що максимальна амплітуда напружень σ , а, як наслідок, і сила F , виникають в основній частині імпульсу і її можна визначити способами, запропонованими в роботах [6, 9].

В розглянутому випадку N_{noch} може бути визначено з виразів (2) і (4)

$$N_{noch} = R_c^2 T / (4S\rho c). \quad (14)$$

Таким чином, припустимо, що при ударі яса при нерухомій прихопленій частині колони, енергія хвилі розтягується, витрачається на подолання сил тертя поверхні труб за породою плюс енергія N_{noch} . Залежно від співвідношень N_{noch} і $N_{мер}$, молот після удару може залишатись на місці або відскакувати.

Якщо відбити хвилі (нижня частина прихоплення) доходить до поверхні, маючи енергію $N_{noch} = N_{мер}$ то відбувається відскок молота від ковадла. Такий випадок можливий при заклинюванні труб обвалом твердих порід.

У м'яких, в'язких породах, коли $N_{noch} \leq N_{мер}$ відскок молота від ковадла яса може бути відсутній, оскільки майже вся енергія витрачається на протидію силі тертя.

Рівняння для сил тертя можна отримати, виходячи з рівняння

$$N = N_{мер} + N_{noch}. \quad (15)$$

Підставляючи в нього значення N_{noch} з (14) та N з (3) отримаємо

$$F_{мер} = \frac{cS}{Eh_1} \left[\int_0^T \sigma^2(t) dt - \int_0^T \sigma_{noch}^2(t) dt \right] = \frac{cS}{Eh_1} \int_0^T [\sigma^2(t) - \sigma_{noch}^2(t)] dt,$$

де: σ і σ_{noch} – амплітуди напружень в хвилі стиску відповідно неприхопленої і прихопленої частин нижнього відрізка колони між ясом і долотом; h_1 – переміщення перерізів колони при нерухомому долоті.

Приймаємо середнє переміщення бокової поверхні труби рівним

$$h_1 = \frac{h}{2}, \quad (17)$$

де h – переміщення верхнього торця прихопленої частини колони (ковадла) при ударі.

На основі теорії поздовжнього удару

$$h = \frac{1}{\rho c} \int_0^T \sigma(t) dt. \quad (18)$$

Тоді

$$h_1 = \frac{1}{2\rho c} \int_0^T \sigma(t) dt. \quad (19)$$

У нашому випадку

$$h_1 = \sigma T / (\rho c), \quad (20)$$

де: σ – напруження у хвилі; T – тривалість хвилі напружень.

Використовуючи (4), (7), (8) і (13), отримуємо з рівняння (15) для хвилі стиску прямокутної форми вираз для сили тертя:

$$F_{мер} = \left(\frac{S}{\sigma} \right) (\sigma^2 - \sigma_c / 4). \quad (21)$$

Якщо $F_{мер}$ – максимальне значення сумарної сили опору за даного h (поточне значення позначимо через x), а F_{max} – максимальне значення збурюючої сили $F(t)$, включаючи постійну складову сили попереднього натягу колони, то величина x_{max} може бути визначена з рівняння

$$F_{мер}(x_{max}) = F_{max}. \quad (22)$$

Нехай залежність середньої швидкості руху звільнення від прихилання колони видима. Тоді час t_0 , впродовж якого здійснюється рух прихопленої колони $x = x_{max}$ до повного звільнення (x_{max}), буде

$$t_0 = \int_{x_{min}}^{x_{max}} \frac{dx}{v(x)}, \quad (23)$$

де $v(x)$ – швидкість руху перерізів прихопленої частини колони.

Необхідно зазначити, що величина сумарної сили не може перевищувати допустимих навантажень на найслабший елемент КНБК.

При ліквідації прихоплення за допомогою ударного пристрою силу $F(t)$ можна записати

$$F(t) = Mg - P_0 F_a(t), \quad (24)$$

де: M – маса колони до ясу; P_0 – попередній натяг колони; F_a – амплітуда ударного імпульсу.

Якщо вібрації переміщення в перехопленій частині між двома ударами яса, яке відраховується від положення рівноваги, то сумарна сила буде

$$F(t) = Mg - P_0 \pm F_{мер}(t, x) \pm ES \cdot Z(t, x), \quad (25)$$

де $Z(t, x)$, – переміщення в перерізі прихопленої частини бурильної колони, яка описується хвиловим (телеграфним) рівнянням.

При переміщенні прихопленої частини колони долото втрачає контакт з вибоєм і сила лобового опору R_c буде відсутня.

Необхідно підкреслити, що звільнення від прихоплення бурильної колони можливо тільки у тому випадку, коли наявний достатній натяг колони як постійна складова сил, прикладених до прихопленої частини бурильної колони в напрямку звільнення. Вібрації (хвильові процеси), які виникають в прихопленій частині бурильної колони, знижують видимий або дійсний опір руху або реалізують анізотропію сил опору. Анізотропія сил опору зумовлена тим, що переміщення труб в один бік перевищує переміщення їх в протилежний бік.

Виходячи з описаного вище характеру сил, які діють на колону, можна зробити висновок, що при ударно-вібраційному методі ліквідації прихоплення переміщенням прихопленої частини колони здійснюються під дією статичного

навантаження. Вібраційно-хвильові процеси, які виникають в прихопленій колоні знижують дію опорів переміщення або реалізують анізотропію сил опору.

Література

1 Инструкция по борьбе с прихватами колонны труб при бурении скважины. — М.: Недра, 1976. — 97 с.

2 Методическое руководство по распознаванию, прогнозированию и предупреждению прихватов труб методами последовательной диагностической процедуры. — Краснодар, 1977. — 42 с.

3 Григорян О.О. и др. О ликвидации прихвата бурильного инструмента ударно вибрационными устройствами // Нефтяное хозяйство. — 1975. — № 12. — С. 14-16.

4 Сеид-Рза М.К., Зайналов М.З. О характере взаимодействия колонны труб с глинистой фильтрационной коркой // Азейбаржанское нефтяное хозяйство. — 1975. — № 6.

5 Корабельников М.Н. Исследование и разработка устройств импульсно динамического воздействия для ликвидации, прихватив бурильного инструмента: Автореферат кандидатской диссертации. — М., 1978. — 28 с.

6 Гольдомит В. Удар: теория физическое свойства соударяемых тел. — М.: Стройиздат 1965. — 445 с.

7 Зеленим А.Н. Резание грунтов. — М.: Издательство АН СССР, 1959. — 270 с.

8 Шелковников И.Г. Использование энергии удара в процессах бурения. — Л.: Недра, 1977. — 158 с.

9 Коллинз ДЖ Повреждение материалов в конструкциях. — М.: Мир, 1984. — 624 с.

УДК 621.673.001.2

ЗАТЯГУВАННЯ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ ТА СПОСОБИ КОНТРОЛЮ МОМЕНТУ ЗГВИНЧУВАННЯ НАСОСНИХ ШТАГ

Б.В.Копей, В.В.Михайлюк, М.В.Лисканич

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 40534

e-mail: kopeyb@nimg.edu.ua

Предлагается обзор методики выбора предыдущего момента затягивания резьбовых соединений, контроля момента затягивания болтовых соединений и способы контроля момента свинчивания насосных штаг

The review of method of choice of previous moment of tightening of screw-thread connections, control of moment of tightening of screw-bolt connections and methods of control of moment of screwing together of pumpings shtag is offered

Вибір попереднього затягування

Більша частина різьбових з'єднань, які використовуються при монтажі сучасних машинах та установок, збирають з попереднім затягуванням. Правильне затягування з'єднання — одна з основних умов його надійної роботи.

Напруження від попереднього затягування встановлюють відповідно до умов герметичності і щільності (жорсткості) стику. Останнє є необхідною умовою забезпечення міцності різьбових з'єднань при змінних навантаженнях:

$$\sigma_0 = \sigma_p (1 - \chi), \quad (1)$$

де: $\sigma_0 = F_0 / A_1$ — напруження від попереднього затягування (F_0 — сила затягування); $\sigma_p = F_p / A_1$ — номінальне напруження від найбільшого зовнішнього (робочого) навантаження, що виникає в стрижні болта (шпильки) при роботі; χ — коефіцієнт основного навантаження (зазвичай $\chi = 0,2, \dots, 0,4$). При $\sigma_0 \leq \sigma_p \cdot (1 - \chi)$ стик розкривається і зовнішнє навантаження повністю передається на болт, різко знижуючи довговічність з'єднання.

На практиці, як правило, напруження попереднього затягування зменшується внаслідок того, що нерівності на стиках зминаються, відбувається релаксація напружень і т.д. Можливе також підвищення робочих навантажень при роботі машини в нерозрахунковому режимі (наприклад, внаслідок гідравлічного удару при роботі в резонансному режимі та ін.). З врахуванням цього розрахункове напруження затягування збільшують в ν разів:

$$\sigma_0 = \nu \sigma_p (1 - \chi). \quad (2)$$

Згідно з умовою щільності стику приймають $\nu = 1,25 \dots 2,00$ при постійному навантаженні і $\nu = 2,5 \dots 4,0$ — при змінному навантаженні.

Підвищення напруження попереднього затягування призводить до істотного зменшення частки робочого навантаження, що сприймається болтами з'єднання і сприяє її збереженню при експлуатації. Таким чином, велике зусилля затягування є ефективним засобом підвищення надійності роботи різьбових з'єднань.

Щоб уникнути появи пластичних деформацій (залишкового видовження і скручування) верхню межу напруження затягування обмежують значенням мінімально допустимого