

ОБОЛОНКОВІ ПРУЖНІ ЕЛЕМЕНТИ ДЛЯ БУРОВИХ АМОРТИЗАТОРІВ: ДОСВІД КОНСТРУЮВАННЯ ТА РОЗРАХУНКУ

В.М.Шопа, І.П.Шацький, А.С.Величкович, І.Й.Попадюк, О.О.Бедзір

Івано-Франківський сектор Інституту прикладних проблем механіки і математики ім.Я.С.Підстригача НАН України, 76002, м. Івано-Франківськ, вул. Микитинецька, 3

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 507626, e-mail: ort@nuing.edu.ua

Изложены главные концепции конструирования и расчёта оболочечных упругих элементов, на основании которых разработан комплекс средств виброзащиты и регулирования динамического режима буровой колонны.

The main conceptions of the constructing and calculation of the shell elastic elements are expounded and on their basis the complex of means of vibroprotection and dynamic rigime regulation of drilling-column is developed.

Процеси буріння нафтових і газових свердловин пов'язані з виникненням значних вібрацій. Наявність вібрацій бурильного інструменту знижує техніко-економічні показники буріння, шкідливо впливає на роботу елементів бурильної колони, доліт, вибійних двигунів і наземного обладнання, а також погіршує умови роботи бурових бригад. При бурінні свердловин за умови інтенсивних вібрацій знижується тривкість озброєння і опор шарошkových доліт та алмазних коронок, втрачається корисна потужність вибійних двигунів, погіршується сам процес руйнування гірських порід, підвищуються питомі енергозатрати на буріння, знижується процент виносу керена та підвищується аварійність. Під час буріння на невеликій глибині часто можна візуально спостерігати вібрацію ведучої труби. При збільшенні глибини свердловини бурильна колона може руйнуватися без видимих проявів вібрації на поверхні. Вібраційні навантаження при бурінні міцних порід мають суттєвий вплив на викривлення стовбура свердловини [1–3]. Тому боротьба із шкідливими впливами вібрацій, що виникають при роботі долота на вибої свердловини, є важливим засобом підвищення ефективності процесу буріння.

Один із перспективних і найбільш кардинальних шляхів вирішення проблеми базується на застосуванні спеціальних віброзахисних пристроїв. Використання традиційних пружних елементів в бурових засобах віброзахисту не забезпечило належного рівня їх працездатності у важких умовах свердловини, де присутні великі динамічні навантаження, високі чи низькі температури, абразивне середовище, а також наявні обмеження поперечних габаритів. Спроби використання менш поширених пружних ланок виявили, що при достатній працездатності вони не забезпечують високої ефективності розроблених на їх основі засобів віброзахисту бурильної колони.

Значні успіхи дослідно-конструкторських робіт зі створення нових конструкцій бурових засобів віброзахисту (амортизатори типу АПО, АКО, АБП, пружні шпинделі вибійних двигу-

нів, інерційні пристрої, пружні муфти та ін.) можна пояснити зміною концептуальних підходів до цих робіт і значними обсягами науково-дослідних і експериментальних досліджень, виконаних в Інституті прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С.Підстригача НАН України. Так, наприклад, спочатку основну увагу було спрямовано на створення нових пружних елементів, що здатні працювати у важких умовах свердловини, проведено теоретичне і експериментальне дослідження цих принципів нових демпферів [4–6], і на їх основі розроблено нові бурові амортизатори та інші бурові засоби віброзахисту. Врешті було сформовано цілісний комплекс засобів віброзахисту та регулювання динамічного режиму бурильної колони.

Вимоги до сучасної віброзахисної системи загальновідомі: мінімальні габаритні розміри і маса, стабільність віброзахисних властивостей, технологічність виготовлення, надійність експлуатації, низька вартість. Крім того, при проектуванні віброзахисних пристроїв для систем, що зазнають високого рівня навантаження, необхідно прагнути до поєднання високої несучої здатності конструкції з відносно низькою жорсткістю і необхідним рівнем демпфування, достатнім для якісного гасіння вібрацій. Саме використання тонкостінних елементів конструкцій, в першу чергу оболонки, їх конструктивна адаптація до умов експлуатації та вдале проектування дозволили підняти технічні характеристики бурових засобів віброзахисту на якісно новий рівень. Оболонки здатні витримувати великі питомі статичні та динамічні навантаження і, деформуючись в межах пружності, накопичувати значну кількість енергії. Очевидне поєднання високої питомої несучої здатності з достатньою деформівністю оболонкових конструкцій посприяло покращенню амортизуючих властивостей віброізоляторів, зниженню їх матеріалоємності і підвищенню довговічності.

Для найбільш ефективного використання властивостей тонкостінного елемента в більшості конструкцій оболонкових віброізоляторів передбачена наявність так званого “вузла транс-

формації переміщень”. Його основна функція – перетворення коливань, що надходять від вібророзбудника і об’єкта віброзахисту, в пружні переміщення несучих тонкостінних елементів. Розташування вузла трансформації переміщень у кожному конкретному випадку визначається взаємним розміщенням складових частин конструкції. Зазвичай, це – простір, обмежений штовхачами і тонкостінними несучими елементами. Вузол трансформації переміщень може бути чи то деформівним заповнювачем, що повністю або частково займає відведений йому простір, чи то спеціальним механізмом, складеним із жорстких ланок. Основна вимога до заповнювача – низький опір формозміні, необхідний для трансформації переміщень. Таку властивість мають деякі гідроласти, еластомери, в’язкі рідини, сипучі тіла. На сьогодні найбільш розповсюдженими заповнювачами є еластомери, реологічні властивості яких створюють додатковий резерв для покращання деформівних і демпфувальних властивостей оболонкових пружних елементів.

Ефективність роботи віброзахисної системи визначається, в основному, жорсткістю і демпфуванням пружного елемента. Для вирішення питання віброзахисту в конкретній ситуації необхідно раціонально обирати ці параметри на стадії проектування – знижувати жорсткість пружних елементів без шкоди для їх міцності і забезпечувати при цьому необхідний рівень демпфування. Встановлено, що основним чинником, який впливає на величину жорсткості оболонкового пружного елемента, є жорсткість несучих оболонок (пластин, стержнів). Основний внесок у величину розсіяної енергії забезпечується внаслідок гістерезисних втрат на зовнішнє тертя (конструкційне демпфування) у парі заповнювач – оболонка або у жорсткому вузлі трансформації переміщень [9]. Таким чином, оболонкові пружні елементи поєднують у собі переваги металевих пружних елементів, в т.ч. з великим зовнішнім тертям і пружин, гумово-металевих і гідравлічних віброізоляторів.

Висока несуча здатність, надійність і низька питома матеріалоемність оболонкових пружних елементів зумовили їх широке використання в промисловості. На їх основі розроблено комплекс пристроїв для віброзахисту та регулювання динамічного режиму бурильної колони. Ці пристрої ефективно і надійно працюють в екстремальних умовах бурової свердловини. Серед низки бурових засобів віброзахисту основне місце займають бурові амортизатори.

На сьогодні без сумніву можна стверджувати, що буровий амортизатор – невід’ємна частина єдиного комплексу технічних засобів, яка конче потрібна для проведення бурових робіт на високому рівні. Зазвичай, амортизатори коливань бурильної колони встановлюють між долотом і ОБТ чи між долотом і вибійним двигуном, що однак не виключає можливості їх встановлення в інших місцях бурильної колони, наприклад, для виконання завдань суто технологічного чи локально захисного характеру.

Слід зазначити, що при значних глибинах буріння доцільним є встановлення декількох амортизаторів по довжині бурильної колони, при цьому амортизатори можуть встановлюватися як в стиснутій, так і розтягнутій її частинах. Таке встановлення бурових амортизаторів значно підвищує рівень захисту елементів бурильної колони, наземного обладнання і обслуговуючого персоналу від шкідливого впливу вібрацій.

Інститутом прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С.Підстригача НАН України спільно з Івано-Франківським національним технічним університетом нафти і газу розроблено комплекс засобів віброзахисту та регулювання динамічного режиму бурильної колони, у який входять кілька груп бурових амортизаторів:

- амортизатори для гасіння поздовжніх коливань;
- амортизатори для гасіння крутних коливань;
- амортизатори для гасіння поздовжніх і крутних коливань;
- амортизатори спеціального призначення.

Спорядження цих амортизаторів центральними, калібрувальними чи розширювальними елементами надає їм додаткової властивості гасити і поперечні коливання.

За можливим напрямом навантажень розроблено амортизатори:

- односторонньої дії, призначені для встановлення лише в стиснутій частині бурильної колони;
- подвійної дії, призначені для встановлення в будь-якій частині бурильної колони.

На прикладі конструкцій, що належать до першої групи розглянемо особливості будови та принцип дії бурових амортизаторів, що спроектовані на базі оболонкових пружних елементів.

На рис.1 зображено амортизатор АПО39Кі з пружним елементом у вигляді кільцевої пружини [7], який є базовою конструкцією для віброзахисних пристроїв такого типу. Він складається з перехідника 1, штовхача з конусом 2, корпусу 3, поршня-розділювача 4, заглушки 5, оболонки 6, заповнювача 7, проміжного штовхача 8, порожнин для масла 9, ущільнюючих кілець оболонки 10, ствола 11, ущільнюючих кілець ствола 12, штовхача з різью 13, профільної втулки 14, профільного вала 15, центратора 16 і перехідника долота 17.

Працює амортизатор так. Під’єднаний через перехідник 1 до бурильної колони чи вала вибійного двигуна амортизатор у процесі буріння навантажеться осьовою силою і крутним моментом. Крутний момент передається долоту за допомогою профільної пари (втулка 14 – вал 15). Осьове навантаження примушує перехідник 17 входити в середину центратора 16, переміщуючи при цьому профільний вал 15 відносно втулки 14. Разом із профільним валом 15 переміщується з’єднаний з ним різью штовхач 13, який з допомогою проміжних штовхачів 8 і штовхача з конусом 2 стискає заповнювач 7,

що знаходиться в кожній оболонці 6. Заповнювач 7, змінюючи свою форму, трансформує переміщення штовхачів у пружні переміщення оболонок і ствола. Спеціальні ущільнюючі кільця 10 і 12 запобігають потраплянню заповнювача в зазори між оболонками і штовхачами та між штовхачами і стволом [8]. Для регулювання демпфувальної здатності амортизатора часто використовують так зване "робоче тіло", яке розміщують між оболонкою і заповнювачем та між заповнювачем і стволом [9]. При зниженні імпульсу осьового навантаження рухомі частини амортизатора повертаються у вихідне положення за рахунок енергії, яку накопичили оболонки і ствол. Частина енергії, що була підведена до системи, розсіюється, переважно за рахунок конструкційного демпфування в парах тертя.

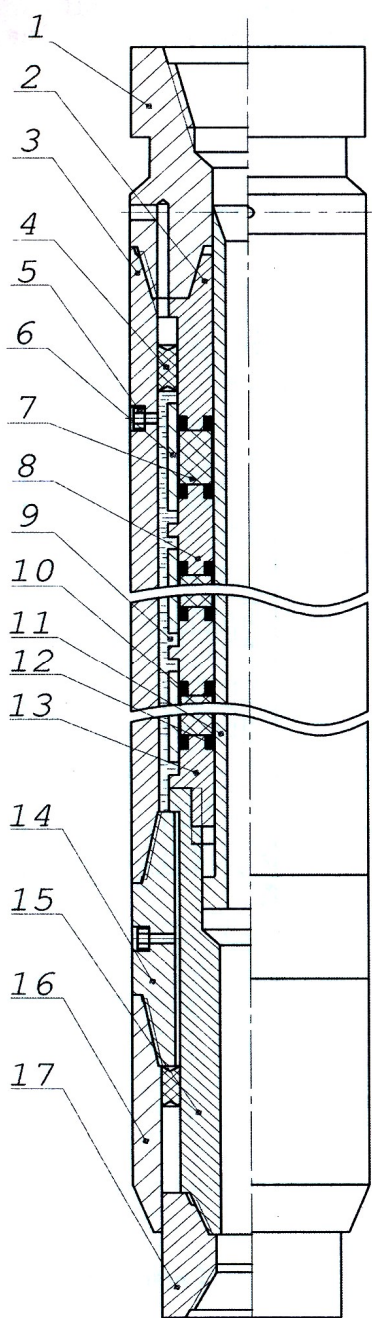


Рисунок 1

Таким чином, послідовно розміщені оболонки з штовхачами і заповнювачем утворюють пружний елемент амортизатора. Таке розміщення оболонок дозволяє вирішити завдання зниження жорсткості пружного елемента без шкоди для його міцності і забезпечити при цьому необхідний рівень демпфування. Потрібну жорсткість отримують шляхом використання розрахункової кількості послідовно розміщених оболонок. Необхідний рівень демпфування забезпечують зміною трибологічних властивостей контактуючих пар і варіюванням форми поверхонь контакту.

Ще однією особливістю конструкції бурового амортизатора АПО39Кі є наявність системи ізоляції пружного елемента від впливу зовнішнього середовища, що особливо важливо при експлуатації пристрою в умовах підвищеного вмісту сірководню, вуглекислого газу чи інших агресивних речовин. Перед використанням амортизатора систему захисту опресовують маслом під тиском не менш як 1,5 МПа, при цьому одну заглушку 5 замінюють на зворотний клапан. Після витримки 0,5 год. тиск стравлюють і клапан замінюють заглушкою. При цьому масло, що заповнює порожнини 9, зберігається між поршнями 4 та ізолює пружний елемент від зовнішнього середовища.

На рис. 2 зображено схему бурового амортизатора АПО(м)39К з двоступеневим пружним елементом [10, 11]. Його особливістю є можливість послідовного включення у паралельну роботу додаткової ланки пружного елемента, чим забезпечується зміна жорсткості та демпфувальної здатності амортизатора при зростанні зовнішнього навантаження. Головною несучою ланкою пружного елемента цього амортизатора є пакет оболонок із прорізами вздовж твірної. Тут реалізована ідея використання згинної деформації несучих тонкостінних ланок для збільшення податливості системи [12]. Перелічені особливості конструкції значно розширюють діапазон навантажень, при яких ефективно працює амортизатор.

Буровий амортизатор АПО(м)39К складається з переходника 1, корпусу 2, опорної втулки 3, пружного елемента другого ступеня 4, ствола 5, пружного елемента першого ступеня 6, втулки включення пружного елемента другого ступеня 7, профільної пари передачі крутного моменту 8, центратора 9, переходника долота 10. Працює амортизатор таким чином. При дії зовнішнього навантаження рухомі частини заходять всередину корпусу 2. В межах ходу, що дорівнює зазору Δ , працює перший ступінь пружного елемента 6. При збільшенні навантаження зазор Δ вичерпується і до роботи стає другий ступінь пружного елемента 4. Паралельна робота двох ступенів дає змогу збільшити діапазон робочих навантажень на необхідну величину. Слід зазначити, що за необхідності існує можливість установити більш ніж два ступені, які будуть послідовно ставати до паралельної роботи. Отож зрозуміло, що пристрої такого типу, при вдалому їх проектуванні, здатні забезпечити широкий спектр експлуатаційних характеристик.

Нормальний ряд та технічні характеристики базової моделі бурового амортизатора АПО

Параметр	Шифр амортизатора					
	АПО133. 39Кі	АПО146. 39Кі	АПО172. 39Кі	АПО195. 39Кі	АПО215. 39Кі	АПО240. 39Кі
Зовнішній діаметр, м	0,133	0,146	0,172	0,195	0,215	0,240
Довжина, не більше, мм	3250	3250	3250	3250	3250	3250
Розрахункова маса, не більше, т	0,265	0,290	0,35	0,4	0,44	0,53
Внутрішній діаметр промивального каналу, мм	40	50	60	60	60	60
Максимальне осьове навантаження, кН	250	300	350	450	500	500
Тип вузла передачі крутного моменту	профільна (квадратна) пара					
Запас ходу рухомих частин амортизатора, не менше, мм	50	50	50	50	50	50
Приєднувальні різьби за ГОСТ 5286-75:						
	верхня	3-108	3-133	3-147	3-171	3-171
нижня	3-88	3-121	3-121	3-147	3-152	3-152
Рекомендовані діаметри доліт, мм	151–161	165,1–172	190,5; 215,9	243–269,9	295,3	320–393,7

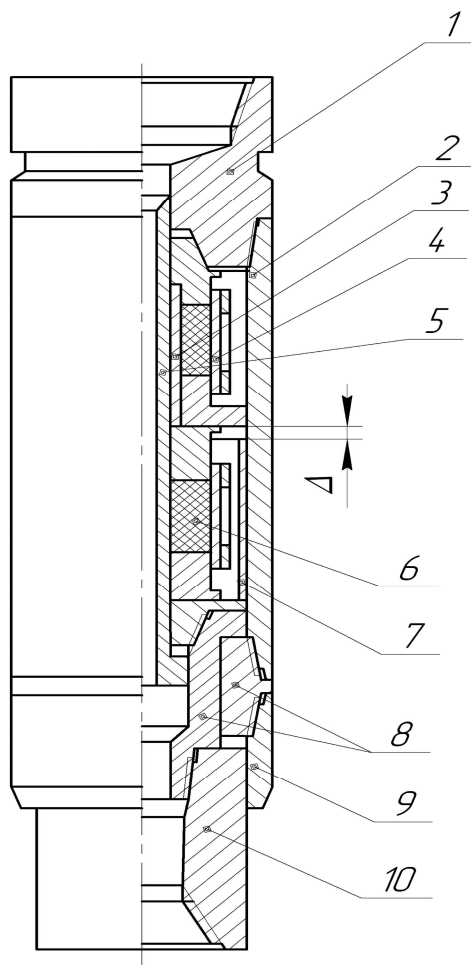


Рисунок 2

Для використання бурових амортизаторів з долотами різних діаметрів розроблено нормальний ряд, що включає типорозміри із зовнішнім діаметром 133, 146, 172, 195, 215 та 240 мм (див. табл.).

Вдале проектування і використання бурового амортизатора суттєво залежить від якості розрахунку його пружного елемента. За конструкторським виконанням пристрої, що розглядаються, – це деформівні оболонкові системи із сухим тертям. Головні концепції механіко-математичного моделювання та розрахунку представників класу оболонкових пружних елементів з деформівним заповнювачем викладені в монографії [13]. При механіко-математичному моделюванні поведінки оболонкових пружних елементів в умовах навантаження (взагалі кажучи, немонотонного) виникає клас конструктивно нелінійних неконсервативних контактних задач про фрикційну взаємодію тонких оболонок з деформівним заповнювачем.

Як приклад розглянемо базову конструкцію оболонкового пружного елемента, зображеного на рис. 3. В силу симетрії конструкції відносно площини, рівновіддаленої від поршнів, розглянемо половину вихідної системи, зображену на рис. 4. Маємо пружний порожнистий циліндр зовнішнього R_1 і внутрішнього R_2 радіусів і довжини a , який заповнює простір між коаксіально встановленими зовнішньою (радіуса R_1 і товщини h_1) і внутрішньою (радіуса R_2 і товщини h_2) тонкими оболонками. На один із торців циліндра через абсолютно жорст-

кий гладкий поршень передається зовнішнє навантаження Q ; другий торець циліндра разом із оболонками гладко впирається в жорстку перепону. Заповнювач і оболонки взаємодіють із сухим тертям. Поведінку системи при немонотонному навантаженні вивчали, використовуючи безмоментну теорію оболонок та рівноцінну до неї одновимірну модель заповнювача.

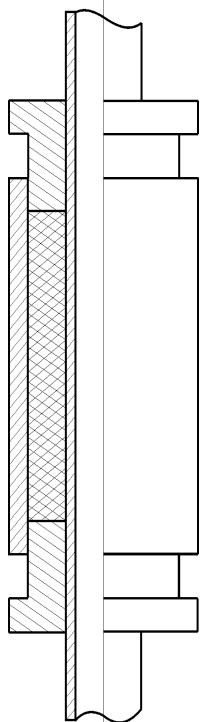


Рисунок 3

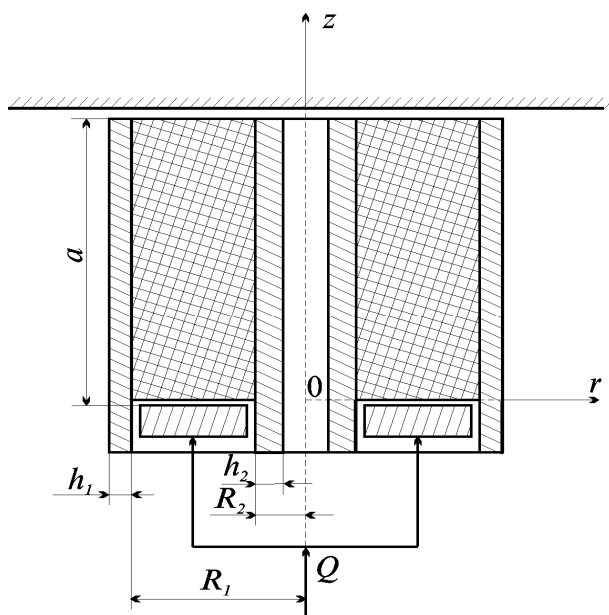


Рисунок 4

За аналітичним розв'язком мішаної задачі фрикційного контакту дістали формули, що описують міцність і жорсткість системи. Зокрема, головні напруження в оболонках на етапі активного навантаження:

$$y_1^{(i)} = -(-1)^i P \frac{R_i}{h_i} e^{-\lambda \zeta}, \quad y_2^{(i)} = -P f_i \frac{a}{h_i} \frac{1 - e^{-\lambda \zeta}}{\lambda}.$$

Тут $\zeta = z/a \in [0, 1]$ – безрозмірна координата, f_i – коефіцієнти тертя на поверхнях $r = R_i$,

$$i = 1, 2, \quad \lambda = \frac{2a}{R_1^2 - R_2^2} (f_1 R_1 + f_2 R_2),$$

$$P = \frac{Q}{\pi(R_1^2 - R_2^2)}.$$

На рис. 5 схематично зображено характерну петлю конструкційного демпфування (діаграму циклічного навантаження) оболонкової пружини. Вирази, які описують цикл навантаження за етапами і діаграму навантаження за ділянками, мають такий вигляд (індекси I, II, III відповідають активному навантаженню, розвантаженню і повторному навантаженню):

$$\delta^I = Q \left[A_1 + A_2 (1 - e^{-\lambda}) / \lambda \right], \quad 0 \leq Q \leq Q_{\max};$$

$$\delta^{II} = \begin{cases} \delta_{\max}^I - \left[A_1 (Q_{\max} - Q) + A_2 (\sqrt{Q_{\max}} - \sqrt{Q})^2 / \lambda \right], \\ e^{-2\lambda} Q_{\max} \leq Q \leq Q_{\max}; \\ Q \left[A_1 + A_2 (e^{\lambda} - 1) / \lambda \right], \quad 0 \leq Q \leq e^{-2\lambda} Q_{\max}; \end{cases}$$

$$\delta^{III} = \begin{cases} \delta_{\min}^{II} + A_1 (Q - Q_{\min}) + A_2 (\sqrt{Q} - \sqrt{Q_{\min}})^2 / \lambda, \\ Q_{\min} \leq Q \leq \min \{ e^{2\lambda} Q_{\min}, Q_{\max} \}; \\ \delta^I, \min \{ e^{2\lambda} Q_{\min}, Q_{\max} \} \leq Q \leq Q_{\max}. \end{cases}$$

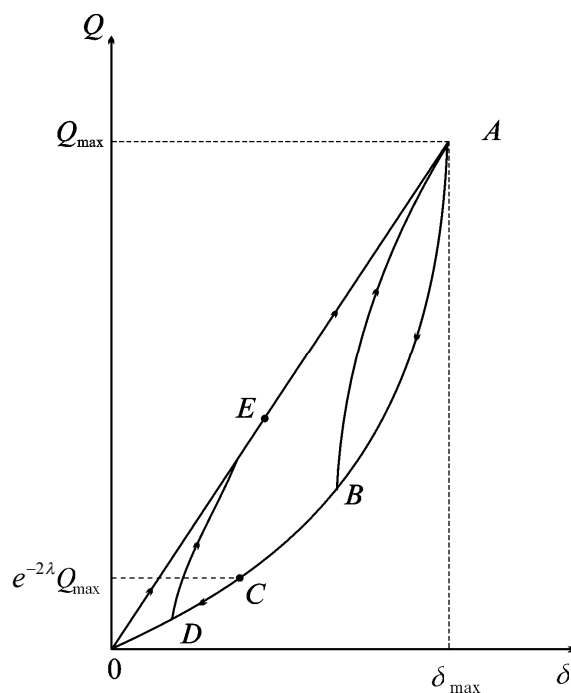


Рисунок 5

Тут:

$$A_1 = \frac{2a^2}{\rho l (R_1^2 - R_2^2)^2} \left(\frac{R_1^2 v_1 f_1}{E_1 h_1} - \frac{R_2^2 v_2 f_2}{E_2 h_2} \right);$$

$$A_2 = \frac{a}{p(R_1^2 - R_2^2)^2} \left\{ \frac{3z}{E} + \frac{2}{R_1^2 - R_2^2} \left[\frac{R_1^3}{E_1 h_1} + \frac{R_2^3}{E_2 h_2} - \frac{a}{l} \left(\frac{R_1^2 v_1 f_1}{E_1 h_1} - \frac{R_2^2 v_2 f_2}{E_2 h_2} \right) \right] \right\},$$

Q_{\max} , Q_{\min} – найбільше та найменше навантаження циклу; E_i , v_i – пружні характеристики матеріалів оболонок та стовбура, $z = 1 - 2n$; E , v – пружні характеристики матеріалу заповнювача.

Величину розсіяної за цикл енергії визначають як площу петлі конструкційного гістерезису

$$\Psi = \begin{cases} \frac{A_2 Q_{\max}^2}{3\lambda} (1-s)(1-\sqrt{s})^2, & e^{-2\lambda} \leq s \leq 1; \\ A_2 Q_{\max}^2 \left[(2+e^{-\lambda})(1-e^{-\lambda})^2 - s^2(e^\lambda - 1)(2+e^\lambda) \right], & 0 \leq s \leq e^{-2\lambda}. \end{cases}$$

На рис. 6 наведена характерна залежність величини зведеної розсіяної енергії $\tilde{\Psi} = \Psi/A$ від коефіцієнта асиметрії циклу $s = Q_{\min}/Q_{\max}$; $A = (A_1 + A_2)Q_{\max}^2/2$ – енергія пружного деформування консервативної системи.

Якщо зовнішня оболонка має паралельні розрізи вздовж твірної, то їх моделюють набором панелей, які зазнають плоского згину в радіальних площинах [14, 15]. Відповідна змішана задача фрикційного контакту зведена до системи інтегральних рівнянь залежно від контактних напружень, за розв'язком якої підраховали основні параметри пружного елемента – рис. 7. Розрахунок проведено для контактної системи з такими параметрами:

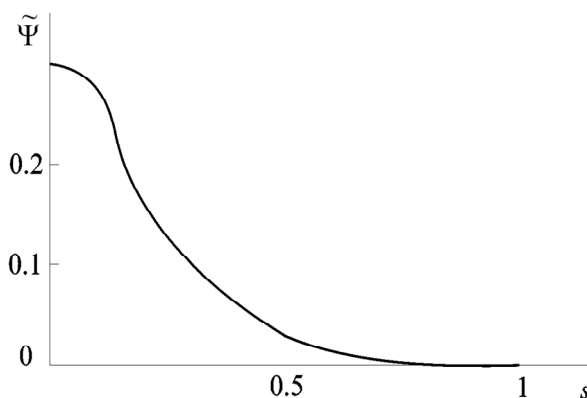


Рисунок 6

$$R_2/R_1 = 0,5; \quad h_1/R_1 = 0,1; \quad h_2/R_1 = 0,04;$$

$$E/E_i = 0,0001; \quad \nu = 0,499; \quad \nu_2 = 0,3; \quad f_i = 0,3.$$

Пристрої, спроектовані за результатами наукових і конструкторських досліджень, викладеними в даній роботі, є частиною цілісного комплексу засобів віброзахисту та регулювання динамічного режиму бурильної колони. Конструкції, що належать до цього комплексу, здатні ефективно працювати у важких умовах свердловини і володіють низькою перевагою над об'єктами подібного призначення.

Наявність значних статичних і динамічних навантажень, обмеженість діаметральних розмірів, агресивність робочого середовища, високі тиски і температура – ось лише невелика частина факторів, що визначають конструктивні особливості, ресурс роботи і ефективність бурових засобів віброзахисту. Тому з численних конструкцій амортизаторів, в яких використовують традиційні пружні елементи, лише однієї виявились більш-менш працездатними і використовувались при бурінні свердловин на рівні дослідних зразків та дослідних партій.

Використання оболонкових пружних елементів, яким властиві висока питома міцність та енергоємність, достатня деформативність та регульована демпфувальна здатність, значно покращило експлуатаційні характеристики віброзахисних пристроїв та вивело на цілком новий рівень їх працездатність та довговічність.

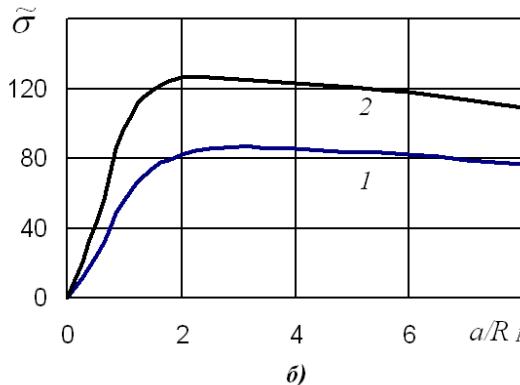
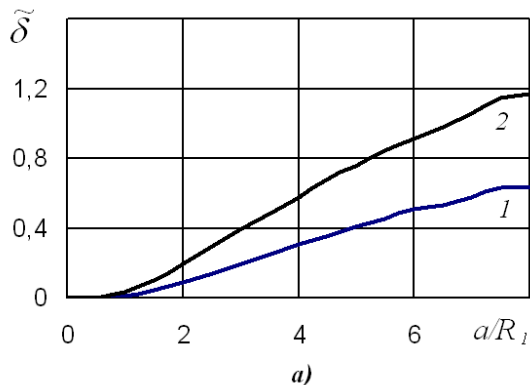


Рисунок 7 – Залежності безрозмірної осадки поршня $\tilde{\delta} = \delta E/PR_1$ (а) та максимального напруження в панелі $\tilde{\sigma} = \sigma_{\max}/P$ (б) від безрозмірної довжини розрізу (1 – 6 розрізів, 2 – 8 розрізів)

Література

- 1 Підвищення техніко-економічних показників буріння шляхом застосування амортизаторів коливань бурильної колони / Б.М.Польовий, В.М.Шопа, С.В.Величкович, З.Д.Червак // Вісник АН УРСР. – 1982. – № 1. – С.45–50.
- 2 Буровые оболочечные амортизаторы типа АПО / В.М.Шопа, С.В.Величкович, А.Н.Янкевич и др. // Нефтяная и газовая промышленность. – 1981. – № 4. – С.45–50.
- 3 Величкович А.С., Шопа В.М. Бурові амортизатори як засіб підвищення техніко-економічних показників буріння свердловин // Нафтова і газова промисловість. – 2000. – №3. – С.16–18.
- 4 Величкович А.С., Величкович С.В., Шопа В.М. Комплекс засобів віброзахисту та регулювання динамічного режиму бурильної колони. – Івано-Франківськ: Сіверсія ЛТД, 2000. – 86 с.
- 5 Оболочечные упругие элементы: основы конструирования / В.М.Шопа, С.В.Величкович, И.П.Шацкий, И.И.Попадюк. – Львов, 1990. – 61 с. – (Препринт / АН УССР ИППММ; № 21–88).
- 6 Оболонкові пружини / В.М.Шопа, А.С.Величкович, С.В.Величкович та ін. – Івано-Франківськ: Факел, 2002. – 92 с.
- 7 А.с. 1104319 СССР, МКИ F16F1/34. Амортизатор / В.М.Шопа, С.В.Величкович, Б.Н.Полевой, З.Д.Червак. – Оpubл. 23.07.84, Бюл. № 27.
- 8 Пат. РФ 2031270, МКИ 6F16F1/42. Амортизатор / С.В.Величкович, В.М.Шопа, П.Е.Кравец и др. – Оpubл. 20.03.95, Бюл.№ 8.
- 9 А.с. 1670225 СССР, МКИ F16F1/40. Упругий елемент / С.В.Величкович, В.М.Шопа, И.П.Шацкий, И.И.Попадюк. – Оpubл. 15.08.91, Бюл.№ 30.
- 10 А.с. 1073429 СССР, МКИ E21B17/07. Амортизатор колебаний бурильной колонны / С.В.Величкович, В.М.Шопа, Б.Н.Полевой и др. – Оpubл. 15.02.84, Бюл.№ 6.
- 11 А.с. 1601315 СССР, МКИ E21B17/07. Забойный амортизатор / А.С.Величкович, С.В.Величкович. – Оpubл. 22.10.90, Бюл.№ 39.
- 12 А.с. 637572 СССР, МКИ F16F1/40. Упругий елемент / В.М.Шопа, С.В.Величкович. – Оpubл. 15.12.78, Бюл.№ 46.
- 13 Попадюк І.Й., Шацький І.П., Шопа В.М. Механіка фрикційного контакту оболонок з деформівним заповнювачем: Монографія. – Івано-Франківськ: Факел, 2003. – 180 с.
- 14 Бедзир А.А., Шацкий И.П., Шопа В.М. Неидеальный контакт в составной оболочечной конструкции с деформируемым заполнителем // Прикл. механика. – 1995. – 31, № 5. – С.25–29.
- 15 Шопа В.М., Попадюк І.Й., Бедзир О.О. Змішані задачі фрикційного контакту коаксіальних циліндричних оболонок і деформівного заповнювача // Мат. методи і фіз.-мех. поля. – 1998. – 41, №3. – С.103–108.

УДК 621.22+621.67+62.001.57

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА НА ОСНОВІ ЙОГО ТЕРМОДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ

В.С.Костишин, П.М.Николин

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 48003,
e-mail: epeo@nimg.edu.ua

Разработана математическая модель центробежного насоса на основании термодинамического подхода, определены термодинамические параметры для серии центробежных насосов магистральных нефтепроводов. Произведен анализ эффективности установившихся режимов их работы.

The centrifugal pump mathematical model is worked out on the basis of thermodynamic approach. Thermodynamic parameters of this model are defined for centrifugal pump series of oil – trunk pipelines. Analysis of efficiency of steady-state operating regime of centrifugal pumps is made.

Постановка проблеми, актуальність та доцільність досліджень

На сьогодні все відчутніше постає питання енергозбереження не тільки в Україні, але й у світовому масштабі. Саме через нераціональне використання енергетичних ресурсів створюються проблеми із енергопостачанням споживачів. Однією із найбільш енергоємних галузей народного господарства є нафтогазова промисловість. Тут, в першу чергу, слід згадати нафтоперекачувальні станції, обладнані потуж-

ними електроприводними, зазвичай відцентровими агрегатами. Дотримання умов експлуатації та оптимізація робочих параметрів відцентрових насосів (ВН) дасть змогу підвищити надійність та ефективність роботи цих машин. Для того щоб визначити оптимальні параметри функціонування ВН необхідно створити таку математичну модель, яка б змогла адекватно відображати складні процеси енергетичних пелетворення в таких машинах, що зв'язують між собою підсистеми різної фізичної природи (механічну та гідравлічну). Таким чином, вирі-