

## ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ КОМПЕНСАТОРА ВЕРТИКАЛЬНИХ ПЕРЕМІЩЕНЬ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ІЗ АКТИВНОЮ ПІДСИСТЕМОЮ ЗАМКНЕНОГО ЦИКЛУ

О.О. Слабий

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,  
e-mail: burewisnyk@gmail.com

У зв'язку з необхідністю підвищити точність роботи компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони з пасивним режимом роботи на них монтується активна підсистема з метою нівелювання похибки роботи пасивної системи. В даній роботі описано побудову математичної моделі роботи активної підсистеми замкненого циклу для компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони підкронблочного типу із М-подібним важільним механізмом запобігання зношенню талевого канату. Запропоновано алгоритм роботи системи управління активною підсистемою, який створено за принципом зрівноваження динамічних зусиль, що діють на кронблок. Використовуючи створену модель, розроблено імітаційну модель і проведено чисельний експеримент роботи компенсатора вертикальних переміщень із гібридною і пасивною схемою роботи при нерегулярному хвилюванні моря. За результатами отриманих результатів зроблено рекомендації щодо покращення точності роботи компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони за наявності в ньому активної підсистеми.

Ключові слова: компенсатор вертикальних переміщень бурильної колони, математична модель, активна підсистема, modelica.

В связи с необходимостью повышения точности работы компенсатора вертикальных перемещений бурильной колонны с пассивным режимом работы на них монтируют активную подсистему с целью нивелирования погрешности работы пассивной системы. В данной статье описано построение математической модели работы активной подсистемы замкнутого цикла для компенсатора вертикальных перемещений бурильной колонны подкронблочного типа с М-подобным рычажным механизмом предотвращения износа талевого каната. Предложен алгоритм работы системы управления активной подсистемой, который создан по принципу уравновешивания динамических усилий, действующих на кронблок. На основе предложенной модели создана имитационная модель и проведен числовой эксперимент работы компенсатора вертикальных перемещений с гибридной и пассивной схемами работы при нерегулярном волнении моря. По полученным результатам даны предложения относительно улучшения точности работы компенсатора вертикальных перемещений бурильной колонны при наличии в нем активной подсистемы.

Ключевые слова: компенсатор вертикальных перемещений бурильной колонны, математическая модель, активная подсистема, modelica.

Due to the present need to increase the operation accuracy of the drill string heave compensator with the passive mode of operation, it is equipped with an active subsystem, which is designed to eliminate the passive system error. This paper describes mathematical model development of the active closed cycle subsystem operation for the crown mounted drill string heave compensator with the M-shaped lever mechanism for prevention of the drilling line wear. There was suggested an operation algorithm of the system for the active subsystem control that was developed based on the principle of balancing of dynamic forces acting on the crown block. Using the proposed model, a simulation model was developed and a numerical experiment of the heave compensator operation with the passive and hybrid operation scheme at irregular waves of the sea was conducted. Based on the obtained results, there were conclusions made on the accuracy improvement of the drill string heave compensator when there is an active subsystem.

Keywords: drill string heave compensator, mathematical model, active subsystem, modelica.

### Вступ

Для запобігання негативного силового впливу вертикальної хитавиці плавучої бурової установки (ПБУ) на бурильну колону при бурінні свердловин в умовах глибокого моря, зазвичай, використовують компенсатор вертикального переміщення бурильної колони (КВПБК), який виконує роль гнучкої ланки між ПБУ і бурильною колоною. Перші КВПБК працювали за принципом пневматичної подушки, коли енергія хитавиці ПБУ накопичувалась із подальшою віддачею і розсіюванням за рахунок політропного стискування газу в газовому резервуарі (КВПБК з пасивною схемою роботи). КВПБК такої схеми роботи, зазвичай, складається із двох гідравлічних циліндрів, гід-

ропневматичного акумулятора і газового резервуару. Така конструкція КВПБК не потребує зовнішніх джерел живлення, проста у ремонті і обслуговуванні, однак через обмежений об'єм газового резерву і наявності тертя в ущільненнях гідроциліндрів і гідропневматичних акумуляторів, їй притаманна значна похибка роботи, що сягає 10-20% в силовому вираженні [1]. Це накладає жорсткі обмеження на погодні умови за яких можливе застосування КВПБК даного типу.

На початку 90-их років для підвищення продуктивності роботи і збільшення погодного вікна застосування ПБУ почали застосовувати КВПБК із гібридною схемою роботи, конструктивною особливістю яких є встановлення паралельно гідроциліндрам пасивної системи керо-

ваного гідроциліндра двосторонньої дії, переміщення якого розраховується системою управління на основі інформації від зовнішніх давачів і закладеної в ній математичної моделі, так, щоб він якомога краще нівелював похибку роботи пасивної підсистеми КВПБК.

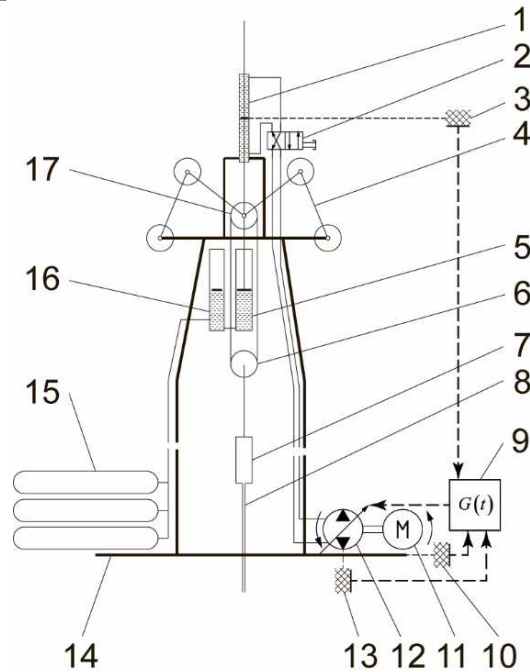
Питання моделювання динаміки роботи КВПБК з гібридною схемою роботи ускладнена потребою в описі механічних, гідравлічних і електронних систем, різноманітністю існуючих конструкцій і підходів щодо побудови моделей. Існуючі дослідження щодо вивчення динаміки роботи КВПБК відрізняються точністю представлення конструкції КВПБК, кількістю факторів, що враховуються в моделі, а також підходів щодо побудови моделей. В роботах [4, 5] модель бурової системи із КВПБК представляється набором зосереджених мас, пов'язаних між собою пружними і фрикційними елементами. Це дає змогу враховувати під час моделювання кулонівське тертя між поршнем і стінками гідроциліндра, політропне стискування газу, переміщення активного гідроциліндра і пружні властивості робочої рідини в порожнинах гідроциліндра. Таке спрощене представлення роботи КВПБК, що враховує лиш його основні характеристики, дало змогу отримати математичну модель системи, розв'язок якої можна знайти аналітично, а, відповідно, мати широкі можливості, щодо подальшого аналізу отриманих результатів. Іншим підходом скористались автори при побудові моделі роботи КВПБК в роботах [3, 6], де ієрархічну імітаційну модель роботи КВПБК розробляли в середовищах гібридного моделювання на основі поєднання між собою моделей базових елементів із наявних бібліотек моделювання, після чого проводився розв'язок отриманої моделі чисельними методами в часовій області. Такий підхід дає змогу отримувати складні імітаційні моделі, які з достатньою точністю описуватимуть процеси, що проходять в КВПБК, і його конструктивні особливості, однак отримані результати моделювання дозволяють оцінювати особливості роботи системи лише при заданих параметрах і для вивчення впливу на систему зміни того чи іншого параметру потрібно проводити серію чисельних експериментів.

Обмежена кількість досліджень, а також різноманітність існуючих конструкцій вказує на те, що на даний час питання динаміки роботи КВПБК і їхнього впливу на динаміку роботи бурової колони потребують подальшого дослідження.

**Досліджувана система**

За об'єкт дослідження вибрано бурове судно із буровою вежею баштового типу, на верхній якій розташовано КВПБК підкронблочного типу із М-подібним важільним механізмом запобігання зношенню талевого канату, структурну схему якого подано на рис 1. В конструкції КВПБК можна виділити активну і пасивну підсистеми. Пасивна підсистема складається із газового резервуару високого тиску 15, двох

поршневих гідропневматичних акумуляторів 16 і двох гідроциліндрів 5, які за допомогою коромисла утримують кронблок 17. Кронблок 17 за допомогою дванадцяти струн талевого канату утримує талевий блок 6, верхній привод 7 і бурову колону 8. Тиск в газовому резервуарі 15 підбирається так, щоб він забезпечував зрівноваження усіх статичних сил, прикладених до кронблоку. Для запобігання передчасному зношенню талевого канату внаслідок постійного руху кронблоку відносно палуби ПБУ використовується чотириважільний М-подібний механізм, який призначений забезпечувати постійну довжину талевого канату між талевим блоком і буровою лебідкою.



**Рисунок 1 – Принципова схема розташування основних елементів досліджуваної системи**

Активна підсистема, яка призначена для нівелювання похибки роботи пасивної підсистеми, складається із гідравлічного циліндра двосторонньої дії 1, що прикладає додаткове зусилля до коромисла, хід якого регулюється за допомогою аксіально-поршневого насоса із регульованим кутом нахилу диска і можливістю реверсної роботи 12. Аксіально-поршневий насос 12 приводиться в рух електричним приводом 11, а кут нахилу його диску регулюється системою управління 9 за допомогою крокового двигуна, що монтується у корпусі насоса 12. Система управління 9 на основі інформації, отриманої від давачів 3, 10, 13, що вимірюють величину вертикальної хитавиці ПБУ, похибки роботи КВПБК і кут перекошу диска аксіально-поршневого насоса, а також закладеної в ній математичної моделі, видає сигнал управління на кроковий двигун, що здійснює перекошування диску насоса, а, відповідно, регулює подачу робочої рідини в одну із порожнин гідравлічного циліндра 1.

Зважаючи на значні масо-габаритні параметри насоса і привода, вони монтується на

палубі ПБУ 14 і поєднані із гідроциліндром за допомогою трубопроводів. Для увімкнення/вимкнення активної підсистеми використовується двопозиційний клапан 2.

### Побудова математичної моделі активної системи

Побудову математичної моделі системи ведемо за принципами ієрархічного моделювання, для чого проводимо декомпозицію досліджуваного об'єкта на окремі елементи із подальшим створенням їхніх математичних моделей і правил поєднання їх між собою. Для отримання математичної моделі активної підсистеми КВПБК розіб'ємо його на такі елементи: гідравлічний циліндр, гідравлічні трубопроводи, аксіально-поршневий насос і система управління.

Математична модель гідравлічного циліндра описується системою диференціальних рівнянь, отриманих прикладанням зусиль до поршня гідроциліндра згідно з принципом Д'аламбера відносно поршня гідроциліндра, що враховують сили тиску, тертя, інерції, ваги, зовнішніх навантажень, які діють на шток і поршень гідроциліндра, із врахуванням стискуваності рідини і піддатливості стінок гідроциліндра і має такий вигляд:

$$P_{h1}A_{h1} - P_{h2}A_{h2} - m_{hp}g - m_{hp} \frac{d^2x_h}{dt^2} - F_H - F_{hf_p} - F_{hf} = 0;$$

$$A_h = \frac{\pi(D_h - d_h)^2}{4}, \quad (1)$$

$$F_{hf_p} = k_p(P_{h1} - P_{h2}) \operatorname{sgn}\left(\frac{dx_h}{dt}\right);$$

$$\frac{dP_{hi}}{dt} = \frac{\beta_{eff}}{V_{hi}} \left( \frac{dm_{hi}}{dt} \frac{1}{\rho_o} \pm \frac{dx_h}{dt} A_h \right),$$

де  $P_{hi}$  – тиски в  $i$ -тій гідравлічній камері;  
 $A_{hi}$  – площа робочої поверхні поршня;  
 $m_{hp}$  – маса поршня гідроциліндра;  
 $x_h$  – координата положення поршня в момент часу  $t$ ;  
 $F_H$  – зовнішнє зусилля, що діє збоку штоку гідроциліндра;  
 $V_{hi}$  – ефективний об'єм  $i$ -тої гідравлічної камери;  
 $m_{hi}$  – маса робочої речовини в  $i$ -тій гідравлічній камері;  
 $\beta_{eff}$  – ефективний модуль об'ємної пружності робочої рідини;  
 $\rho_o$  – густина робочої рідини;  
 $k_p$  – коефіцієнт тертя;  
 $F_{hf_p}$  – сила тертя, викликана різницею тиску в камерах гідроциліндра;  
 $F_{hv}$  – сила тертя в ущільненні гідроциліндра, що розраховується за формулою:

$$F_{hv} = \left( F_{col} + F_{st} e^{-f_{st} \left| \frac{dx_h}{dt} \right|} \right) \operatorname{sgn}\left(\frac{dx_h}{dt}\right) + d_f \frac{dx_h}{dt}, \quad (2)$$

де  $F_{col}$  – сила тертя Кулона;  
 $F_{st}$  – сила тертя Стрібека;  
 $f_{st}$  – коефіцієнт згасання ефекту Стрібека;  
 $d_f$  – коефіцієнт в'язкого тертя.

Зважаючи на значну довжину гідравлічних трубопроводів, що поєднують гідроциліндр і насос під час побудови їхньої моделі, потрібно описати процеси стисливості, індуктивності і опору рідини, що протікає по трубопроводу. Виходячи із цього, математична модель гідравлічних трубопроводів має такий вигляд:

$$\frac{A}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} + \rho \frac{\partial q}{\partial x} = 0;$$

$$\frac{1}{A} \frac{\partial q}{\partial t} + g \sin \alpha + h_p + \rho \frac{\partial p}{\partial x} = 0,$$

де  $A$  – площа поперечного перерізу трубопровода;  
 $c$  – швидкість звуку в робочій рідині;  
 $\rho$  – густина робочої рідини;  
 $q$  – об'ємна витрата робочої рідини в момент часу  $t$  в перерізі  $x$ ;  
 $g$  – пришвидшення вільного падіння;  
 $\alpha$  – кут підйому трубопроводу;  
 $h_p$  – статичний і динамічний опір проходженню рідини через трубопровід.

Існуючі дослідження динаміки роботи аксіально-поршневих насосів [7, 8] свідчать, що динамічна зміна тиску рідини, яка виникає під час роботи насоса внаслідок його конструктивних особливостей має піки амплітуди в діапазоні частот 100-4000 Гц, які на порядок вищі за частоту вертикальної хитавиці ПБУ (0-1 Гц). Зважаючи на це, а також на те, що в гідросистемі активної підсистеми наявний значний опір, впливом динамічної зміни тиску внаслідок роботи аксіально-поршневого насоса нехтуємо і розглядаємо його, як ідеальний регульований насос, математична модель якого описується такими рівняннями:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dm_1}{dt} = \frac{D\omega G(t)}{2\pi}, \quad \frac{dm_1}{dt} + \frac{dm_2}{dt} = 0;$$

$$M = -\frac{DG(t)\Delta p}{2\pi\eta}, \quad (4)$$

де  $\frac{dm_i}{dt}$  – масова витрата через порт  $i$ ;  
 $D$  – об'єм рідини, що перекачується за один оберт валу насоса;  
 $\omega$  – кутова швидкість обертання приводного валу насоса;  
 $G(t)$  – вхідний сигнал відносного обсягу прокачування рідини ( $-1 \leq s \leq 1$ );  
 $M$  – крутний момент на приводному валу;  
 $\Delta p$  – різниця тисків між вхідним і вихідним потоками рідини;

$\eta$  – ККД насоса.

Поєднання гідравлічних елементів між собою відбувається за такими граничними умовами:

$$\frac{dm_1}{dt} + \frac{dm_2}{dt} + \dots + \frac{dm_n}{dt} = 0; \quad (5)$$

$$p_1 = p_2 = \dots = p_n.$$

### Розробка алгоритму управління

Основним чинником, який впливає на точність роботи КВПБК з гібридною схемою роботи, є алгоритм  $G(t)$  системи управління. Він повинен враховувати конструктивні особливості роботи елементів активної системи, основні чинники, що спричиняють похибку пасивної системи компенсування і мати можливість швидкого настроювання при зміні режимів роботи. Враховуючи вищесказане, проведемо розробку алгоритму, виходячи із спрощеної схеми представлення роботи КВПБК, що представлена на рис. 2.

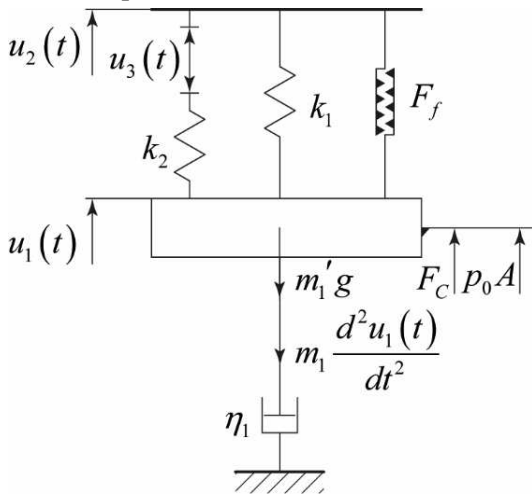


Рисунок 2 – Структурна схема досліджуваної системи для розробки алгоритму управління

Система «кронблок-долото» моделюється зосередженою масою  $m_1$ , вага якої, враховуючи силу Архімеда промивальної рідини і осьове навантаження на долото, рівна  $m_1'g$ . До зосередженої маси  $m_1$  прикладене статичне зусилля гідроциліндрів пасивної системи компенсації  $p_0A$  і зусилля, що діє збоку важільної системи запобігання зношенню канату  $F_C$ . В певний момент часу стан системи характеризується трьома координатами –  $u_1(t)$ , що описує переміщення кронблоку,  $u_2(t)$  що описує вертикальну хитавицю і  $u_3(t)$ , що описує переміщення поршня активного гідроциліндра. Взаємозв'язок між палубою ПБУ і бурильною колоною описується пружним елементом  $k_1$ , який моделює пружні властивості політропного стискування газу в газовому резервуарі пасивної системи, елементом  $k_2$ , що моделює пружні

властивості рідини в порожнинах активного гідроциліндра, і фрикційним елемент  $F_f$ , яким моделюється узагальнене тертя в гідроциліндрах і акумуляторах КВПБК. Опір переміщенню бурильної колони в промивальній рідині описується за допомогою демпферного елементу  $\eta_1$ . Застосовуючи метод кінтостатики отримуємо рівняння рівноваги:

$$-m_1 \frac{d^2 u_1}{dt^2} - m_1' g + F_C - F_f - \eta_1 \frac{du_1}{dt} + k_1(u_2 - u_1) + k_2(u_2 - u_1 - u_3) + p_0 A = 0;$$

$$F_f = F_{col} \operatorname{sgn}\left(\frac{d(u_2 - u_1)}{dt}\right) + d_f \frac{d(u_2 - u_1)}{dt}, \quad (6)$$

$$k_1 = \frac{p_0 \gamma A^2}{v_0},$$

де  $F_{col}$  – узагальнена сила тертя Кулона;

$d_f$  – коефіцієнт в'язкого тертя;

$A$  – загальна площа робочих поверхонь гідроциліндрів пасивної системи компенсації;

$p_0$  – початковий тиск газу в пневмосистемі,

$v_0$  – початковий об'єм газу в пневмосистемі КВПБК;

$\gamma$  – приведений показник політропи для робочого газу при тиску  $p_0$ ;

$k_2$  – коефіцієнт жорсткості гідроциліндра, для гідроциліндра двосторонньої дії рівний [1]:

$$k_2 = \frac{4A_{Ca}^2 \beta}{A_{Ca} L + V_{p1} + V_{p2}}, \quad (7)$$

де  $A_{Ca}$  – площа робочої поверхні гідроциліндра активної системи;

$L$  – довжина гідроциліндра;

$\beta$  – об'ємний модуль пружності робочої рідини;

$V_p$  – об'єм рідини в трубопроводах, що під'єднані до гідроциліндра.

Враховуючи вимогу до величини тиску в газовому резервуарі КВПБК ( $m_1'g = p_0A$ ), а також потребу забезпечити нерухоме положення кронблоку ( $u_1 = 0$ ), визначаємо затребуване переміщення поршня гідроциліндра:

$$u_3(t) = \frac{1}{k_2} \left\{ F_C(u_2(t)) - F_{col} \operatorname{sgn}\left(\frac{du_2(t)}{dt}\right) - d_f \frac{du_2(t)}{dt} + \frac{p_0 \gamma A^2}{v_0} u_2(t) + k_2 u_2(t) \right\}. \quad (8)$$

Виходячи із цього, знаходимо затребувану об'ємну витрату рідини на його вході в гідроциліндр:

$$q_C(t) = \frac{du_3(t)}{dt} A_{Ca}, \quad (9)$$

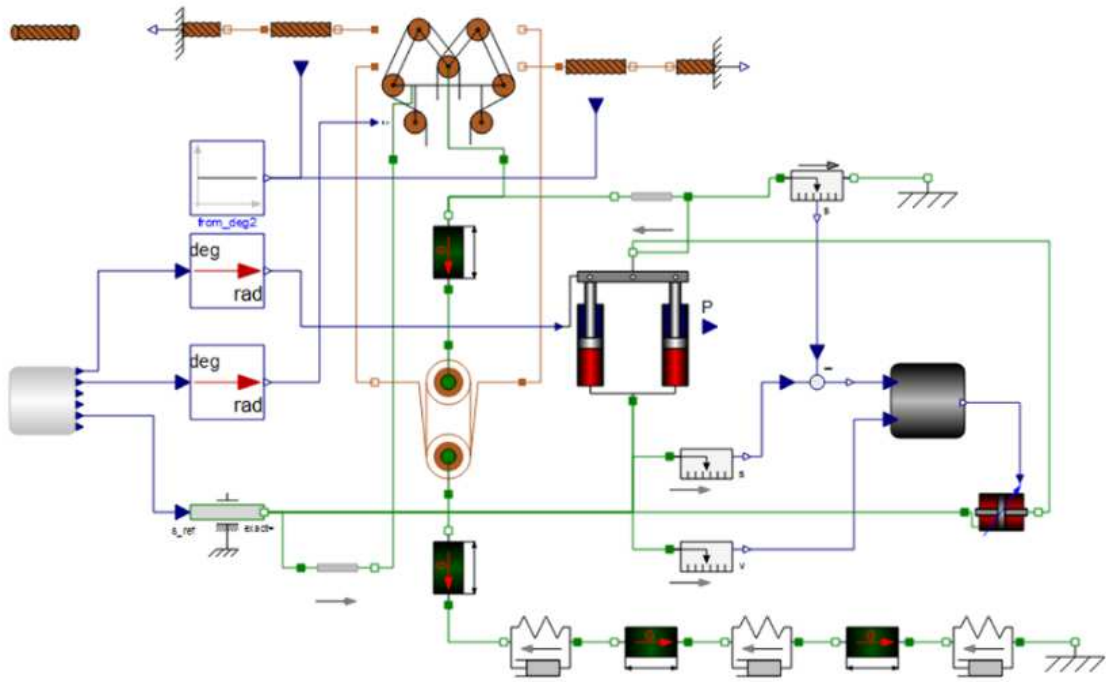


Рисунок 3 – Графічне зображення чисельної моделі в середовищі SystemModeler

де  $q_C(t)$  – об’ємна витрата на вході гідроциліндра. Підставляючи (9) і (8) в (4), знаходимо затребуваний сигнал управління:

$$G(t) = \frac{2\pi}{D\omega k_2} A_{Ca} \times \quad (10)$$

$$\times \frac{d}{dt} \left( F_C - F_{col} \operatorname{sgn} \left( \frac{du_2}{dt} \right) - d_f \frac{du_2}{dt} + \frac{p_0 \mathcal{A}^2}{v_0} u_2 + k_2 u_2 \right).$$

### Моделювання моря і хитавиці ПБУ

Бурове судно моделюється як абсолютно тверде тіло, на параметри хитавиці якого не впливає динаміка роботи водовіддільної і бурильної колони. Значення хитавиць бурового судна визначаються застосуванням оператора амплітудної характеристики до нерегулярного хвилювання моря, отриманого розкладанням енергетичного спектру JONSWAP. Математична викладка є наступною:

$$\mu(t) = \sum_{n=1}^{400} \zeta_n \sin(\omega_n t + \varepsilon_n), \quad \varepsilon_n \in \{0..2\pi\};$$

$$S_{\zeta\zeta}(\omega_n) = \frac{0.0081g^2}{\omega^5} \exp \left[ -\frac{5}{4} \left( \frac{\omega_p}{\omega} \right)^4 \right] \gamma \exp \left( \frac{(\omega - \omega_p)^2}{2\sigma^2 \omega_p^2} \right);$$

$$\omega_n \in \{\Delta\omega(n-1).. \Delta\omega \cdot n\}, \quad \Delta\omega = \frac{5\omega_p}{400};$$

$$\zeta_n = \sqrt{2 \cdot S_{\zeta\zeta}(\omega_n) \Delta\omega}; \quad (11)$$

$$\xi_j(t) = \sum_{n=1}^{400} \zeta_n H_j(\omega_n) \sin(\omega_n t + \varepsilon_n),$$

де  $\mu(t)$  – хвилювання моря;  
 $n$  – кількість базових функцій, що використовують при моделюванні;  
 $\zeta_i$  – амплітуда хвилювання  $i$  функції;  
 $\omega_i$  – частота  $i$  функції;  
 $\varepsilon_i$  – зсув фази;  
 $\omega_p$  – пікова частота;  
 $\Delta\omega$  – діапазон частот базової функції;  
 $\xi_j(t)$  – хитавиця ПБУ в  $j$  степені свободи;  
 $H_j(\omega_n)$  – оператор амплітудної характеристики для  $j$ -го степеня свободи ПБУ.

### Побудова чисельної моделі

На основі запропонованих математичних моделей гідроциліндра, трубопровода, насоса і системи управління будуємо імітаційну модель активної підсистеми КВПБК в середовищі моделювання SystemModeler. Зважаючи на обмеження мови моделювання Modelica щодо опису моделей диференціальними рівняннями із частковими похідними, проведено апроксимацію рівняння (3), застосовуючи центральнорізницеву схему в систему звичайних диференціальних рівнянь. Посєднавши створену модель з імітаційною моделлю КВПБК із пасивною схемою роботи, описаної автором в роботі [9], розроблено чисельну модель КВПБК із гібридною схемою роботи, графічне представлення якої подано на рис. 3.

Хитавиця ПБУ моделювалась шляхом використання оператора амплітудної характеристики (RAO) для бурового судна West Navigator при його курсовому куті  $15^\circ$ , що наведений в роботі [2]. Модель нерегулярного хвилювання моря отримано розкладанням енергетичного

спектру JONSWAP із змінними входними параметрами  $\omega_p$  і  $\gamma$ . Основні параметри КВПБК такі: діаметр шківів  $D_S = 1,63$  м, маса шківів  $m_S = 884$  кг, довжина гідроциліндра  $L_h = 8$  м, довжина штоку гідроциліндра  $L_{hS} = 9,6$  м, робочий діаметр гідроциліндра пасивної системи  $D_h = 0,53$  м, діаметр штоку гідроциліндра пасивної системи  $d_{hs} = 0,25$  м, довжина акумулятора  $L_A = 10$  м, робочий діаметр акумулятора  $D_A = 0,44$  м, робочий діаметр гідроциліндра активної системи  $D_{ah} = 0,22$  м об'єм газового резервуару низького тиску, діаметр штоку гідроциліндра пасивної системи  $d_{ahs} = 0,1$  м  $V_I = V_{II} = 0,5$  м<sup>3</sup>, об'єм газового резервуару високого тиску  $V_T = 13,5$  м<sup>3</sup>, діаметр тросу  $d_w = 0,0508$  м. Максимальний об'єм рідини, що перекачується насосом за один оберт, –  $0,005$  м<sup>3</sup>, частота обертання привода насоса  $1500$  об/хв. Робочою рідиною вибрано Egriffon 818, робочим газом – азот. Для сучасних гідроциліндрів, що використовуються в офшорній техніці, втрати на тертя приймають на рівні  $1-3\%$  [1, 3]. Виходячи із даних рекомендацій, приймаємо, що сила тертя Кулона складає  $1\%$ , а тертя Стрібека –  $0,5\%$  від статичного зусилля, що розвиває гідроциліндр. До крюка КВПБК кріпиться бурильна колона, яка моделюється зосередженими масами і пружно-демпферними тілами, що описують таку компоновку: ОБТ –  $6\%$  довжиною  $170$  м, БТ –  $5\%$  довжиною  $3000$  м, осьове статичне зусилля на долоті  $200$  кН, густина бурового розчину  $\rho_h = 1200$  кг/м<sup>3</sup>.

В результаті компіляції чисельна модель КВПБКП з гібридною схемою роботи описується системою  $1501$  рівнянь, серед яких  $807$  рівнянь є простим. Розв'язок системи проводиться за допомогою модуля DASSL в проміжку  $0-500$  с з кроком  $0,01$  с і допустимою похибкою  $1e-6$ .

### Результати чисельного експерименту

В результаті проведеного чисельного експерименту отримано дискретні залежності зміни всіх параметрів системи за часом з кроком  $0,001$  с. Зміна таких параметрів, як хвилювання моря, вертикальна хитавиця і похибка роботи КВПБК під час пасивного і гібридного режимів роботи в часі, при різній значущій висоті хвилювання моря наведено на рис. 4. Із отриманих результатів можна зробити висновок, що похибка роботи КВПБК із гібридною схемою роботи варіюється від  $0,2-0,9\%$  при значущій висоті хвиль  $H_{1/3} = 6$  м до  $2-6\%$  при  $H_{1/3} = 3$  м. Загалом фактична величина похибки не перевищує  $4$  мм.

Збільшення похибки роботи КВПБК з гібридною схемою роботи при зменшенні величини значущої висоти хвилювання моря пояснюється різною точністю компенсування активною підсистемою чинників, що вносять основ-

ний внесок в похибку пасивної підсистеми. Так, найгірше активною підсистемою компенсується сила тертя в ущільненнях гідроциліндрів, загальний вклад яких в похибку роботи пасивної підсистеми КВПБК складає від  $10\%$  при величині вертикальної хитавиці в  $2,25$  м, до  $35\%$  при висоті хитавиці в  $0,5$  м. [9]. Це зумовлено потребою в різкому і короткочасному прикладанні значного зусилля для компенсування статичного тертя в момент зупинки поршня гідроциліндра, однак через інерційність активної підсистеми і обмежену потужність керованого насоса важко досягнути, що добре видно на рис. 5, де наведено зміну зусилля на гаку КВПБК і сили тертя в ущільненнях поршня гідроциліндра в часі. Пікові значення зусилля на гаку спостерігаються в момент зупинення поршня гідроциліндра і добре корелюються із зміною величини сили тертя в його ущільненнях.

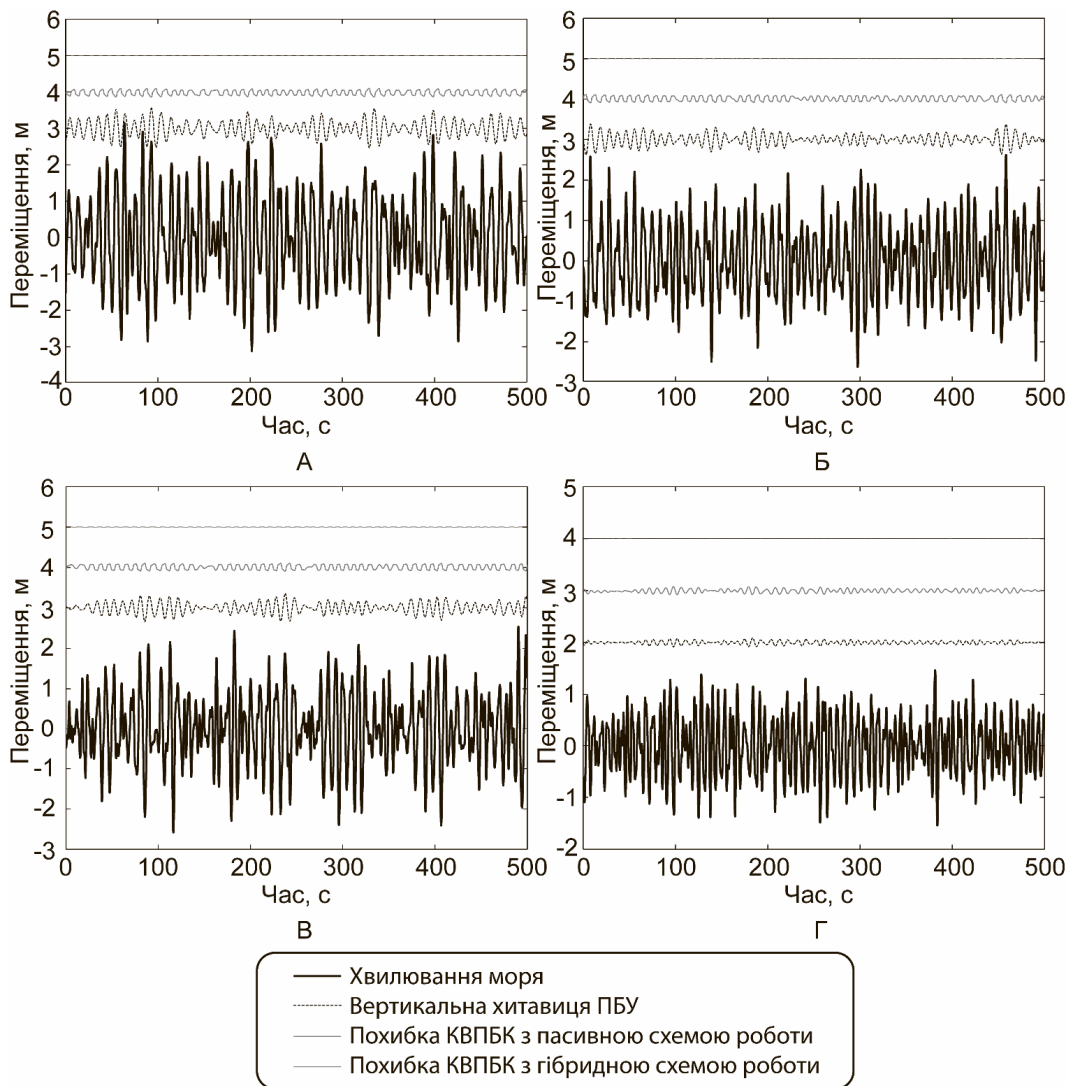
На рис. 5 наведено залежність зміни похибки КВПБК із пасивною і гібридною схемою роботи від величини вертикальної хитавиці ПБУ. Отримані графіки свідчать, що величина похибки КВПБК з гібридною схемою роботи практично не залежить від значення вертикальної хитавиці ПБУ, а, отже, вплив зміни тиску в газовому резервуарі і змінного зусилля М-подібного важільного механізму, величина яких залежить від вертикальної хитавиці повною мірою нівелюються активною підсистемою так, що їхнього впливу на зміну сили на гаку КВПБК не спостерігається.

Отримані результати свідчать, що активна підсистема з достатньою точністю нівелює похибку роботи пасивної підсистеми і дає змогу проводити бурові роботи при значній висоті хвилювання моря. Хоча на практиці КВПБК з гібридним режимом роботи буде притаманна більша похибка, що спричинено неврахуванням в даній моделі точності роботи давачів інформації і затримки реакції насоса на сигнал управління, які є важливими для нівелювання похибки тертя, однак вона не стане перешкодою для проведення бурових робіт. Основним чинником, який впливатиме на обмеження застосування КВПБК при значному хвилюванні моря, є обмеження за швидкістю переміщення поршня гідроциліндра, що зумовлено конструкцією його ущільнень. Тому для збільшення вікна можливостей застосування КВПБК слід проводити пошук нових конструкцій, які даватимуть змогу зменшувати швидкість переміщення поршнів гідроциліндрів.

### Висновки

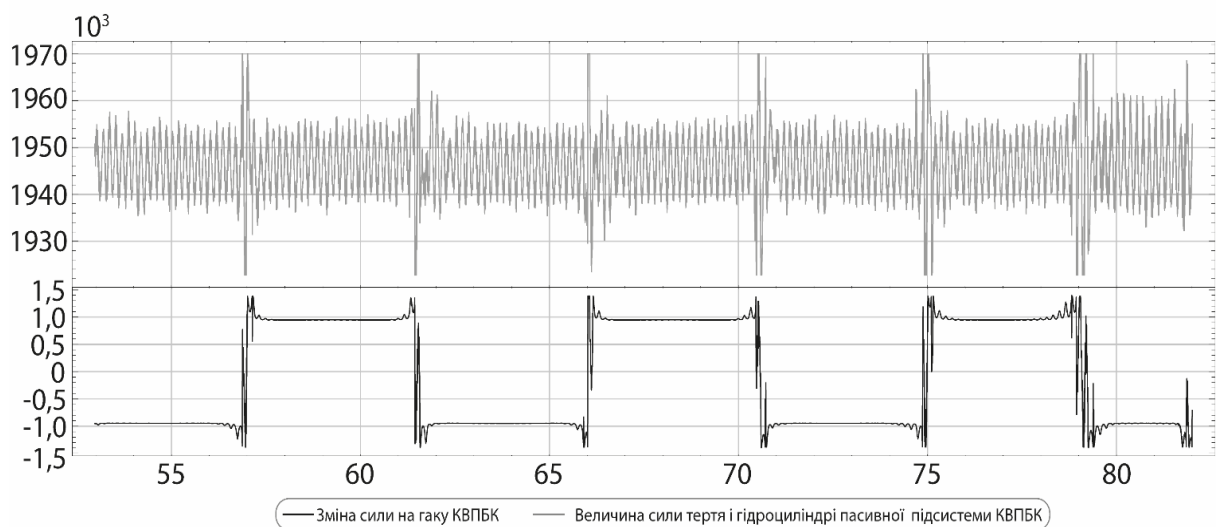
Запропоновано алгоритм роботи активної підсистеми КВПБК підкронблочного типу із М-подібним важільним механізмом запобігання зношенню канату. На основі запропонованої математичної моделі створено імітаційну модель і проведено симуляцію роботи КВПБК в середовищі гібридного моделювання.



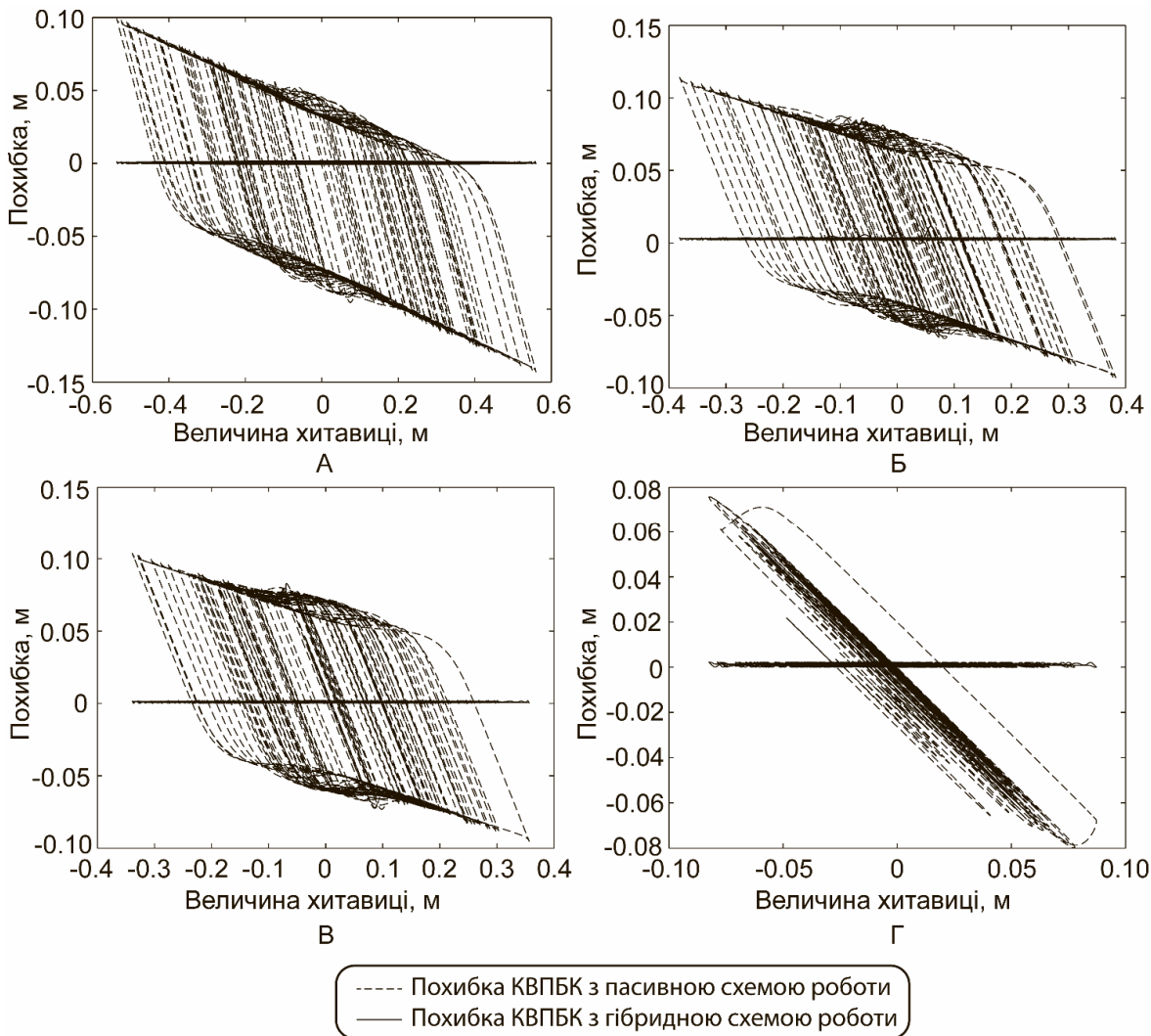


А)  $\omega_p = 0.65$   $\gamma = 3.3$   $H_{1/3} = 6$  Б)  $\omega_p = 0.7$   $\gamma = 2.0$   $H_{1/3} = 5.0$   
 В)  $\omega_p = 0.7$   $\gamma = 1.5$   $H_{1/3} = 4$  Г)  $\omega_p = 0.9$   $\gamma = 2.5$   $H_{1/3} = 3$

**Рисунок 4 – Зміна величини хвилювання моря, вертикальної хитавиці ПБУ і похибок роботи КВПБК із пасивним і гібридним режимом роботи в часі при різних параметрах хвилювання моря**



**Рисунок 5 – Зміна зусилля на гаку КВПБК і величини сили тертя в гідроциліндрі КВПБК**



А)  $\omega_p = 0.65$   $\gamma = 3.3$  Б)  $\omega_p = 0.7$   $\gamma = 2.0$  В)  $\omega_p = 0.7$   $\gamma = 1.5$  Г)  $\omega_p = 0.9$   $\gamma = 2.5$

**Рисунок 6 – Залежність між величиною вертикальної хитавиці ПБУ і похибкою роботи КВПБК із пасивним і гібридним режимом роботи за таких параметрів енергетичного спектру хвилювання моря**

Результати симуляції свідчать, що активна підсистема з достатньою точністю нівелює два із трьох основних чинників, які спричинюють похибку пасивної підсистеми: похибку, викликану зміною тиску в газовому резервуарі і силовий вплив з боку системи запобігання зношенню талевого канату. Основним чинником, що спричинює виникнення похибки роботи КВПБК з гібридною системою роботи, є сили тертя в ущільненнях гідроциліндрів, подолання яких обмежене конструктивними можливостями системи.

Застосування гібридної системи компенсування дає змогу збільшити точність роботи КВПБК в 10-15 разів, що значно розширює можливості проведення бурових робіт в несприятливих погодних умовах.

### Література

- 1 Albers P. Motion Control in Offshore and Dredging / P. Albers – New York: Springer, 2010. – 319 с.
- 2 Anundsen T. Operability comparison of three ultra-deepwater and harsh environment drilling vessels; Universitetet i Stavanger, 2008. – 106 с.
- 3 Haao J. The Effect of Friction in Passive and Active Heave Compensation of Crown Block Mounted Compensators / J. Haao, S. Vangen, I. Tyapin [та ін.] // 2012 IFAC Workshop on Automatic Control in Offshore Oil and Gas Production (May 31 - June 1, 2012), Trondheim, Norway / Norwegian University of Science and Technology – International Federation of Automatic Control, 2012. – С. 316-320.
- 4 Hatleskog J. T. Active Heave Crown Compensation Sub-System / J. T. Hatleskog, M. W. Dunnigan // OCEANS 2007-Europe (18-21 June 2007) – 2007. – С. 1-6.



5 Hatleskog An impedance approach to reduce the contact-instability whilst drilling with active heave compensation / J. T. Hatleskog, M. W. Dunnigan // *Ocean Engineering*. – Elsevier, 2012. – № 49 (2012) – С. 25-32.

6 Jiang H. Research on new drill string heave compensation system for floating drilling platform / H. Jiang, Y. Liu, Y. Zhang, Z. Liu, G. Wu // *Fluid Power and Mechatronics (FPM)*, 2011 International Conference (17-20 Aug. 2011) – 2011. – С. 791-795.

7 Li Z. Condition Monitoring of Axial Piston Pump: A Thesis of Master of Science / Z. Li; University of Saskatchewan. – Saskatoon, Canada, 2005. – 121 с.

8 Petrović R. Mathematical Modeling and Experimental Research of Characteristic Parameters Hydrodynamic Processes of a Piston Axial Pump / R. Petrović // *Journal of Mechanical Engineering*. – 2009. – Т. 55, № 4. – С. 224-229.

9 Слабий О.О. Побудова математичної моделі компенсатора вертикальних переміщень бурильної колони підкронблочного типу / О. О. Слабий // *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. – Івано-Франківськ, 2014. – № 3(52). – С. 88-100.

*Стаття надійшла до редакційної колегії*

*02.11.15*

*Рекомендована до друку*

*професором **Мойсишиним В.М.***

*(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)*

*д-ром техн. наук **Кунцяком Я.В.***

*(ПрАТ «НДІКБ Бурового інструменту»,  
м. Київ)*