

Лисканич М. В.

Гриджук Я. С.

Стеліга І. І.

*Івано-Франківський
національний технічний
університет
нафти і газу*

Lyskanych M. V.

Hrydzhuk Ya. S.

Steliga I. I.

*Ivano-Frankivsk National
Technical University
of Oil and Gas*

УДК 622.24.058

ОЦІНКА КОЕФІЦІЄНТУ ДИНАМІЧНОСТІ КОЛОНИ НАСОСНИХ ШТАНГ ТА ВИЗНАЧЕННЯ УМОВ НЕДОПУЩЕННЯ ЇЇ РЕЗОНАНСУ

Основний фонд свердловин у нафтовій промисловості експлуатується штанговими свердловинними насосними установками (ШСНУ). Спектр навантажень, які діють на колону насосних штанг (НШ) включає в себе як статичні, так і динамічні складові. Ці навантаження діють на колону НШ впродовж робочого циклу з різною інтенсивністю залежно від параметрів роботи ШСНУ. У роботі основну увагу акцентовано на дослідженні впливу динамічної складової навантаження на штангову колону. Запропоновано аналітичні залежності для розрахунку коефіцієнту динамічності. Подані графічні залежності коефіцієнта динамічності від коефіцієнта розладу та коефіцієнта затухання у вигляді амплітудно-частотних характеристик. На основі проведених розрахунків сформульовано рекомендації по зменшенню динамічних навантажень на колону насосних штанг та запобіганню виникнення резонансу у колоні штанг.

Ключові слова: насосна штанга, колонна штанг, резонанс, верстат-качалка, коефіцієнт динамічності, динамічні навантаження.

Постановка

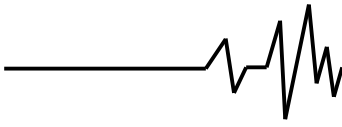
Найпоширенішим на сьогодні є видобування нафти з використанням ШСНУ. Привод штангового насоса на даний час може здійснюватися за допомогою верстатів-качалок, обладнаних двоплечим балансиром, або безбалансирних верстатів, обладнаних ланцюговим приводом з редуруючим перетворюючим механізмом. Застосування безбалансирного ланцюгового приводу забезпечує довгоходові режими відкачування нафти з постійною швидкістю на більшій частині ходу, сприяє зменшенню питомих енергозатрат на підймання нафти із свердловини, зменшенню динамічних та гідродинамічних навантажень на штангову колону та наземне обладнання, збільшенню коефіцієнта наповнення насоса. Особливістю традиційного привода балансирного типу є важкі умови пуску та циклічно-змінний характер навантажування як наземного, так і свердловинного обладнання.

Основним способом контролю за станом ШСНУ на даний час залишається її

проблеми.

динамометрування. При цьому аналіз динамограми дозволяє досить точно оцінити характер навантажування глибинного обладнання, судити про низку його несправностей, відхилення режиму відкачування від оптимального й оцінювати продуктивність ШСНУ. У даній статті розглядається можливість оцінки динамічних властивостей колони НШ шляхом частотного аналізу гирлової динамограми. Реалізація такої можливості дозволить проводити дослідження роботи привода для різних параметрів штанг, умов їх навантажування, частоти хитань, довжини ходу штока і т.п.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В процесі видобування нафти із свердловини на ШСНУ діє система сил, які виникають при русі колони НШ і плунжера. Ці сили мають статичний і динамічний характер. До статичних належать сили ваги штанг, плунжера насоса і стовпа пластової рідини над плунжером. Динамічні сили виникають в результаті нерівномірного руху колони штанг і рідини. Крім того, на колону НШ діють сили



тертя між штангами і насосно-компресорними трубами (НКТ), між плунжером і циліндром, гідродинамічний опір перетіканню рідини в клапанах насоса.

При статичному режимі максимальні навантаження практично не залежать від динамічних (інерційних та вібраційних) складових. Динамічні навантаження можуть бути незначними порівняно зі статичними, тоді ними нехтують, вважаючи режим роботи установки статичним. На сьогодні існує чимало спрощених методик розрахунку максимального навантаження [1, 2], які наближено враховують вплив динамічних навантажень. Вченими А.Н.Адоніним, І.Г.Беловим, Л.Н.Бегляровим було проведено значну кількість експериментів з дослідження коливань вільної металевої штангові колони [3], на основі яких авторами побудовані графіки зростання інерційного навантаження при поступовому збільшенні числа хитань балансира та запропоновано формулу для визначення граничного числа гойдань балансира верстата-качалки. Аналогічні дослідження також проводились у [4] для комбінованої колони із склопластиковими та сталевими штангами.

Значення діючих навантажень значною мірою залежить від компоновки глибокого обладнання та параметрів пластової газорідинної суміші, що видобувається з свердловини [2, 3]. Важливою складовою динамічного навантаження виступає прискорення точки підвісу штанг, від якого безпосередньо залежить сила інерції. Найпростішим параметром для визначення границі між статичним та динамічним режимами роботи ШСНУ виступає критерій Коші [5]:

$$\varphi = \omega_1 L/v, \quad (1)$$

де ω_1 – кутова швидкість обертання кривошипа верстата-качалки; L – глибина спуску насоса; v – швидкість звуку в колоні НШ.

Проте цей параметр не враховує довжини ходу плунжера глибокого насоса, яка в існуючих конструкціях верстатів-качалок може змінюватись від 0,5 до 5 м і більше.

В згаданих вище роботах аналізується вплив динамічної складової на максимальне навантаження, яке діє при русі штанг вгору. Для врахування динамічних навантажень при русі штанг як вгору, так і вниз пропонується враховувати зміну інерційного навантаження визначаючи силу інерції через фактор динамічності [5]:

$$m_D = \frac{S_0 n^2}{1789} \left(1 \pm \frac{r}{l} \right), \quad (2)$$

де n – число хитань балансира; S_0 – хід плунжера; r – радіус кривошипа верстата-качалки; l – довжина шатуна; знак “+” приймають для крайнього нижнього положення точки підвісу штанг.

Проте розрахунки за вказаними формулами не дають змоги дослідити, як змінюються сили інерції впродовж всього робочого циклу, визначити вплив на нього геометричних параметрів виконавчого механізму верстата-качалки та всіх параметрів глибокого обладнання.

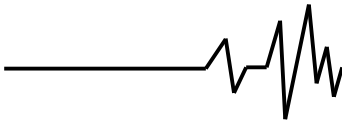
Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми та формулювання мети дослідження. Більш доцільно проводити визначення впливу динамічної складової навантаження точки підвісу колони НШ, користуючись коефіцієнтом динамічності [6]:

$$k_D = F_{\text{дин}}^{\text{max}} / F_{\text{ст}}^{\text{max}}, \quad (3)$$

де $F_{\text{ст}}^{\text{max}}$ – максимальне навантаження, визначене при врахуванні тільки статичної складової; $F_{\text{дин}}^{\text{max}}$ – максимальне навантаження, визначене при врахуванні додаткового динамічного навантаження.

Динамограма ШСНУ є своєрідною графічною моделлю, яка в режимі реального часу відображає процес навантажування верхньої частини колони НШ впродовж одного робочого циклу. Знаючи тривалість оберту кривошипа верстата-качалки такий процес навантажування можна легко подати у часовій області (рис.1а, 2а), а за допомогою спектральних перетворень Фур'є – у частотній області (рис. 1б, 2б).

Динамічні характеристики в частотній області дозволяють оцінити не тільки частотний склад процесу навантажування, але й здатність механічної системи чинити опір зовнішнім навантаженням; несуть інформацію про структуру системи, міру її нелінійності, механізм розсіювання енергії коливань (демпфування); дають можливість судити про її стійкість та здатність до самозбудження коливань [7]. Важливою характеристикою динамічної поведінки колони НШ є її здатність поглинати в необоротній формі деяку частину енергії коливань. Демпфуючі властивості колони НШ, як механічної коливальної системи, зумовлюються в основному трьома групами дисипативних сил: силами внутрішнього тертя в матеріалі штанг; тертям колони НШ об внутрішні стінки колони НКТ (опором зовнішнього середовища); тертям в ущільненнях, шарнірах та різьбових з'єднаннях



(конструкційним демпфуванням). Вагому частку серед перерахованих дисипативних сил відіграють сили тертя колони НШ об внутрішні стінки колони НКТ. У випадку зовнішнього тертя дисипативні сили в системі “колонна НШ - колонна НКТ” можна вважати в'язкими і прийняти пропорційними швидкості відносного руху колони НШ в умовно нерухомій колоні НКТ [6]:

$$F_{on} = -\mu V, \quad (4)$$

де μ – коефіцієнт в'язкого опору (тертя); V – швидкість руху НШ відносно НКТ; знак “-” у формулі (4) вказує на те, що сила опору спрямована протилежно швидкості відносного руху.

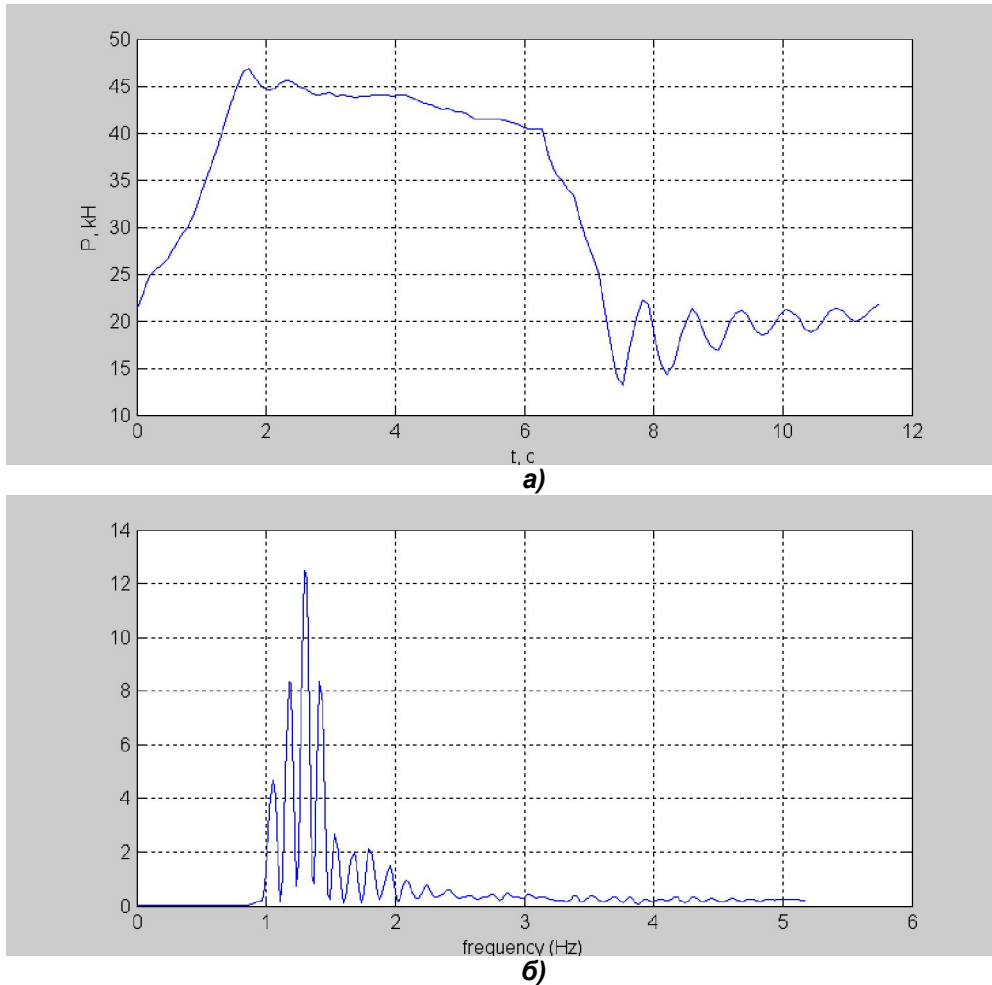


Рис. 1. Динамограма а), спектр навантаження б) та компоновка в) одноступеневої колони НШ

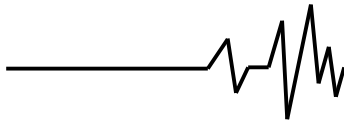
При силах опору, що визначаються формулою (4) коефіцієнт динамічності згідно [6] дорівнюватиме:

$$k_D = 1 / \sqrt{(1 - \theta^2 / p^2)^2 + 4n^2\theta^2 / p^4}, \quad (5)$$

де θ – кругова частота вимушених коливань;
 p – кругова частота власних коливань;
 $n = \mu / 2m$ – коефіцієнт затухання; m – маса ділянки колони НШ, яка контактує з колоною НКТ.

Таким чином, об'єктивно оцінивши коефіцієнт k_D можна визначити рівень динамічного навантаження і конкретні умови недопущення резонансу в колоні НШ, забезпечуючи при цьому максимальну продуктивність ШСНУ.

Основні результати дослідження. Питання резонансу займають одне з перших місць в практиці інженерних розрахунків механізмів та машин на динамічну міцність. Особливістю динамічного розрахунку колони



НШ, яка знаходиться під дією вимушеної осьової сили, що має частково-періодичний характер, основним завданням є так зване відлаштування від резонансу, тобто забезпечення достатньої різниці між частотою власних та вимушених коливань. Аналіз спектрограм (рис. 1б, 2б) показує, що частота вимушених коливань є невеликою, для одноступеневої колони становить $\theta = 1 \dots 2$ Гц, для двоступеневої - $\theta = 1 \dots 3$ Гц. Для колони НШ, яка складається з двох ступеней, для випадку коли верхній кінець закріплений, а нижній вільний, кругова частота власних коливань згідно [1] теоретично визначається за рівнянням:

$$\operatorname{tg}(pl_1/a_1) \cdot \operatorname{tg}(pl_2/a_2) = F_1/F_2, \quad (6)$$

де l_1, l_2 - довжини верхньої та нижньої ступеней колони НШ; F_1, F_2 - площі поперечних перерізів ступеней; $a_1 = \sqrt{E_1/\rho_1}$, $a_2 = \sqrt{E_2/\rho_2}$ - швидкості розповсюдження поздовжніх хвиль по ступенях колони; E_1, E_2 - модулі пружності матеріалів штанг; ρ_1, ρ_2 - густини матеріалів штанг.

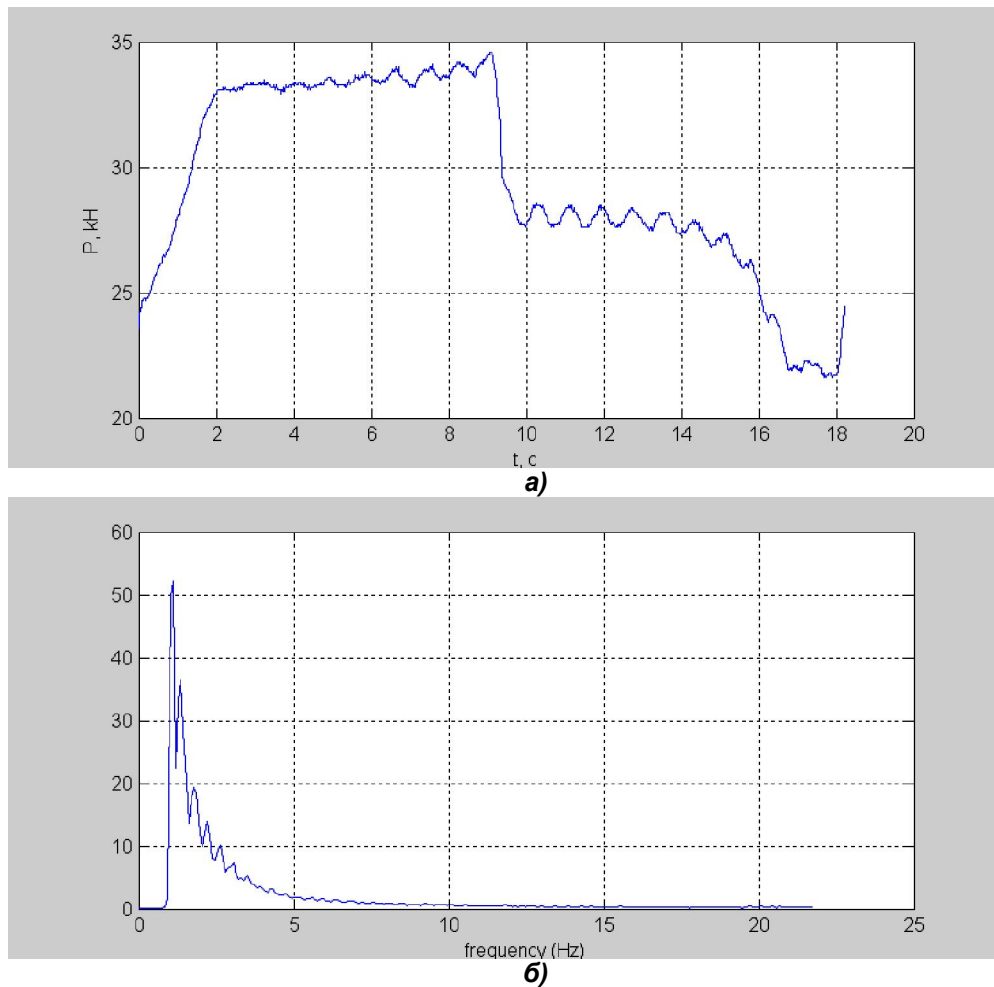
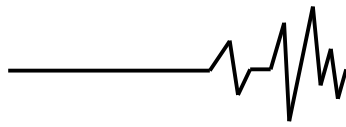


Рис. 2. Динамограма а), спектр навантаження б) та компоновка в) двоступеневої колони НШ

Рівняння (6) по відношенню до параметру p є трансцендентним. В таблиці 1 наведено результати розрахунку частот власних

коливань одно - та двоступеневих колон НШ, виконаного в середовищі MathCAD.



Таблиця 1

Теоретичні частоти власних коливань колони НШ

Колона НШ	Параметри колони					
	l_1 , м	d_1 , мм	l_2 , м	d_2 , мм	p , рад/с	f , с ⁻¹
Одноступенева із сталевими штангами	600	22	600	22	6,792	1,081
Двоступенева із сталевими штангами	464	22	616	19	8,228	1,310
Двоступенева із склопластиковими та сталевими штангами	1994	18	760	22	2,685	0,427

Кругова (циклічна) p та звичайна f частоти власних коливань пов'язані співвідношенням:

$$p = 2\pi f. \quad (7)$$

Для подальших досліджень співвідношення між частотою вимушених та власних коливань колони НШ виражено за допомогою коефіцієнта розладу:

$$z = \theta/p. \quad (8)$$

Коефіцієнт динамічності (5) з урахуванням коефіцієнту розладу (8) має такий вигляд:

$$k_D = 1/\sqrt{(1-z^2)^2 + 4n^2 z^2/p^2}. \quad (9)$$

Використовуючи значення частоти власних та вимушених коливань колони НШ, враховуючи параметри затухання коливань в умовах в'язкого третя колони НШ об колону НКТ, проведено розрахунок коефіцієнта динамічності k_D в залежності від коефіцієнта розладу z для різних коефіцієнтів затухання n (таблиця 2). Графічні залежності коефіцієнта динамічності від коефіцієнта розладу та коефіцієнта затухання подані у вигляді амплітудно-частотних характеристик (АЧХ) у безрозмірному виді (рис. 3, 4). З урахуванням особливостей затухання коливань в нелінійних

системах [7] та рекомендацій [6, 8], умови недопущення резонансу прийнято наступними:

- дорезонансна, $\theta \leq (0,5 \dots 0,7) p$; (10)

- зарезонансна, $\theta \geq (1,3 \dots 1,5) p$. (11)

За таких умов експлуатація колони НШ є: безпечною, якщо $\theta < 0,5 p$ та $\theta > 1,5 p$ (зона А); допустимою, якщо $\theta = (0,5 \dots 0,7) p$ та $\theta = (1,3 \dots 1,5) p$ (зона В); недопустимою, якщо $0,7 p < \theta < 1,3 p$ (зона С). У випадку, коли наближення частот θ і p вказує на небезпеку резонансу, як правило, шляхом конструктивних змін досягають зміни тієї чи іншої частоти. При цьому найбільш доцільною буде зміна частот в сторону збільшення коефіцієнта розладу z для того, щоб добитися більш помітного зменшення коефіцієнта динамічності k_D . Якщо в силу певних обставин варіювати частотами немає можливості, то при виникненні небезпеки резонансу практикується демпфування системи, тобто використання в конструкції пристроїв, які підвищують розсіювання енергії під час коливань [7]. При цьому коефіцієнт затухання n збільшується, а амплітуда в зоні резонансу при незмінному коефіцієнті розладу z зменшується.

Таблиця 2

Значення коефіцієнта динамічності колони НШ при відповідному коефіцієнті розладу

Колона НШ	Параметри	Значення параметрів							
	z	0,5	0,7	0,8	0,9	1,1	1,2	1,3	1,5
Двоступенева із сталевими штангами	k_D	1,13	1,23	1,22	1,14	0,95	0,84	0,71	0,53
Двоступенева із склопластиковими та сталевими штангами	k_D	1,04	0,96	0,89	0,81	0,72	0,69	0,65	0,41

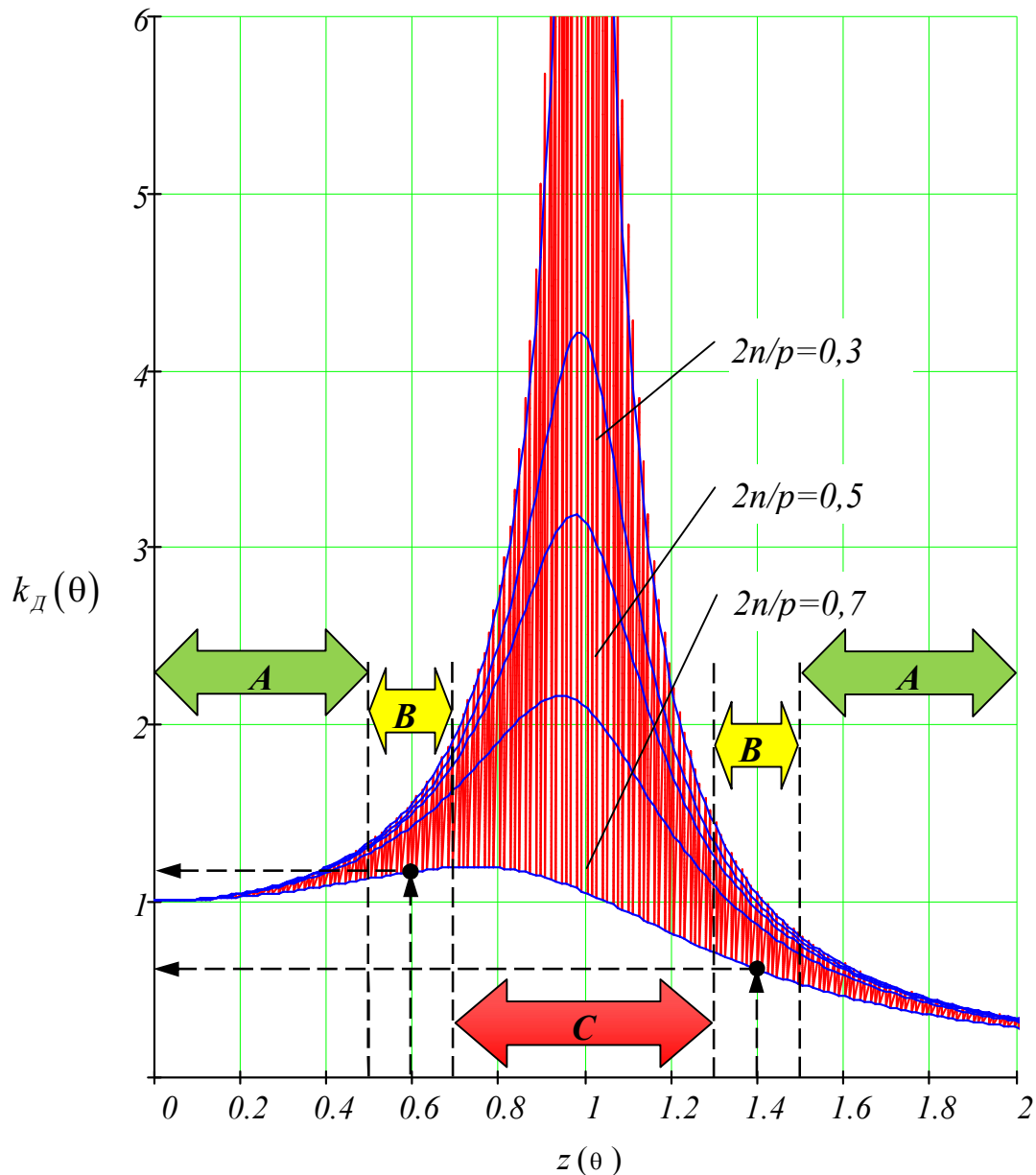
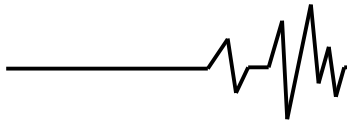
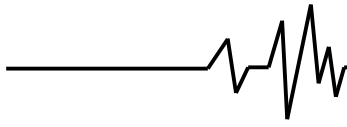


Рис. 3. АЧХ у безрозмірному виді для двоступеневої колони із сталевими штангами

Власне такий ефект є можливий завдяки використанню в ШСНУ комбінованих колон із склопластиковими штангами [4, 8], густина яких приблизно у 4 рази менша за густину сталевих. При прикладанні осьової сили амплітуда вимушених коливань внаслідок більшого коефіцієнту затухання в склопластикових штангах досягає свого значення не відразу, а через певний проміжок часу, щоб “розхитати” колону. Тому короткочасний стан резонансу для склопластикових штанг не створює небезпеки, оскільки амплітуда протягом

невеликого проміжку часу не встигає досягнути великих значень [7]. Для наглядності на АЧХ комбінованої колони НШ (рис. 4) виділено ділянки із поетапним збільшенням коефіцієнту затухання n .

Варто зазначити, що при однакових співвідношеннях у дорезонансній області АЧХ ($2n/p=0,7$ і $z=0,6$) коефіцієнт динамічності для комбінованої колони становитиме $k_D=0,98$, а для сталеві –



$k_D = 1,21$; у зарезонансній області АЧХ ($2n/p = 0,7$ і $z = 1,4$) для комбінованої колони – $k_D = 0,49$, а для сталеві – $k_D = 0,65$. Тому застосування склопластикових штанг, демпфувальні властивості яких є кращими, ніж у сталевих, може зменшити величину динамічних навантажень, а також запобігти виникненню її резонансу.

Якщо дані про частоти вимушених та власних коливань колони НШ відсутні, на практиці коефіцієнт динамічності, наприклад, для двоступеневої колони НШ наближено можна оцінити за швидкістю її руху та величиною видовження під дією статичного навантаження [6]. Таким статичним навантаженням є вага ступеней колони і вага плунжера занурених у пластову рідину, а також вага стовпа пластової рідини, що діє на плунжер.

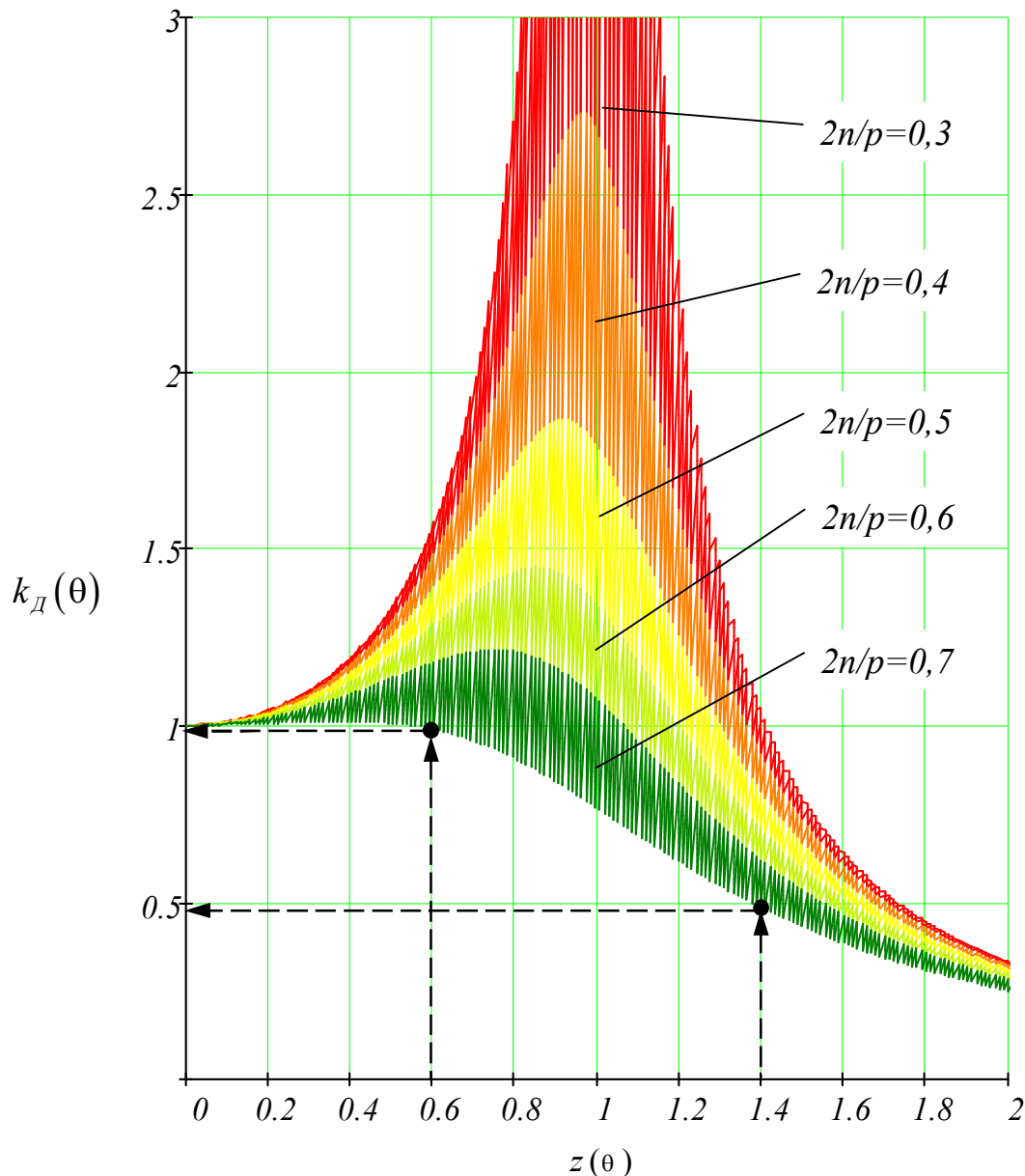
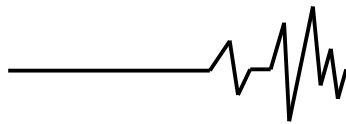


Рис. 4. АЧХ у безрозмірному виді для двоступеневої колони із склопластиковими та сталевими штангами



Видовження першої ступені колони НШ від сил ваги обох ступеней спричинюється вагою P_1 першої ступені довжиною l_1 та вагою P_2 другої ступені довжиною l_2 :

$$\Delta_{IP} = (P_1/2 + P_2)l_1/(E_1F_1), \quad (12)$$

де $P_1 = q_1l_1$, $P_2 = q_2l_2$ – відповідно вага першої та другої ступені колони; q_1 , q_2 – відповідно вага одиниці довжини штанг першої та другої ступені колони занурених у пластову рідину.

Видовження другої ступені колони НШ від власної ваги спричинюється тільки вагою P_2 другої ступені довжиною l_2 :

$$\Delta_{II P} = P_2l_2/(2E_2F_2). \quad (13)$$

Видовження ступеней колони НШ від ваги плунжера:

$$\Delta_{Gn} = G_n(l_1/(E_1F_1) + l_2/(E_2F_2)), \quad (14)$$

де G_n – вага плунжера насоса зануреного у пластову рідину.

Видовження ступеней колони НШ від ваги стовпа пластової рідини:

$$\Delta_{Gp} = G_p(l_1/(E_1F_1) + l_2/(E_2F_2)), \quad (15)$$

де G_p – вага стовпа пластової рідини, що діє на плунжер при підйомі колони НШ; при опусканні колони $G_p = 0$.

Повне статичне видовження колони НШ:

$$\Delta_{cm} = \Delta_{IP} + \Delta_{II P} + \Delta_{Gn} + \Delta_{Gp}. \quad (16)$$

Коефіцієнт динамічності колони НШ:

$$k_D = V/\sqrt{g\Delta_{cm}}, \quad (17)$$

де V – швидкість руху колони НШ; g – прискорення вільного падіння.

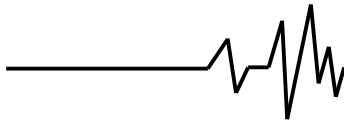
Як показують результати наближених розрахунків, проведених за залежностями (12) - (17) для двоступеневої колони НШ із сталевими штангами при швидкості її руху $V = 0,25 \dots 1,5$ м/с, $k_D = 0,14 \dots 0,86$ під час підйому колони, а $k_D = 0,22 \dots 1,3$ – під час опускання. Для двоступеневої комбінованої колони НШ із склопластиковими та сталевими штангами при $V = 0,25 \dots 1,5$ м/с, $k_D = 0,03 \dots 0,17$ – під час підйому, а $k_D = 0,05 \dots 0,27$ – під час опускання. Тому

для недопущення резонансу в двоступеневій колоні НШ із сталевими штангами ($k_{D \max} > 1$), в основному, необхідно виконувати умову (10). Для комбінованої колони НШ із склопластиковими та сталевими штангами ($k_{D \max} < 1$) під час її підйому та опускання домінуючою буде умова (11).

Висновки. Керуючись отриманими результатами розрахунків та дослідження амплітудно-частотних характеристик у безрозмірному виді можна зробити висновок про те, що коефіцієнт динамічності, а разом з ним і амплітуда динамічної складової навантаження колони НШ збільшується при збільшенні швидкості її руху в межах діапазону виникнення незатухаючих коливань. З практичних міркувань досягнути зменшення динамічних навантажень на колону НШ та запобігти виникненню її резонансу можна такими способами: зміною частоти ходів та довжини гирлового штока; зміною частоти власних коливань шляхом використання обваженого низу, підбором діаметрів штанг, установкою центраторів; зміною частоти власних коливань та демпфуванням шляхом використання в комбінованій колоні склопластикових штанг.

Список використаних джерел

1. Вирновский А.С. Теория и практика глубинонасосной добычи нефти. – М.: Недра, 1971. – 184с.
2. . Кадыров Н.Б., Бадалов А.А. Определение силы, действующей на точку подвеса колонны штанг глубинно-насосной установки // АЗНХ. – 1985. – № 12.
3. Адонин А.Н. Добыча нефти штанговыми насосами. – М.: Недра, 1979.
4. Tripp H. A. Mechanical performance of fiberglass sucker-rod strings. / H. A. Tripp // Society of Petroleum Engineers. – 1988. – Vol. 3, Is. 3. – P. 346-350.
5. Бойко В.С., Кондрат Р.М., Яремійчук Р.С. Довідник з нафтогазової справи. – К.– Львів, 1996. – 620с.
6. Дарков А.В. Сопротивление материалов / А.В. Дарков, Г.С. Шпиро. – М.: Высшая школа, 1969. – 734с.
7. Вибрация в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1979. – Т. 2. Колебания нелинейных механических систем / Под ред. И.И. Блехмана, 1979. – 351с.
8. Олійник А.П. Використання явища резонансу для комплектування колони



насосних штанг / А.П. Олійник, Б.В. Копей, Ю.С. Зінченко, В.Б. Копей // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2011. – №1(38). – С. 69-75.

Список джерел в транслітерації

1. Virnovskiy A.S. Teoriya i praktika hlubinonasosnoy dobyche nefli. – M.: Nedra, 1971. – 184 s.
2. Kadyrov N.B., Badalov A.A. Opredelenie sily, deystvuyushey na tochku podvesa kolonny shtanh hlubinno-nasosnoy ustanovki // AzNKH. – 1985. – № 12.
3. Adonin A.N. Dobycha nefli shanhovymi nasosami. – M.: Nedra, 1979.
4. Tripp H. A. Mechanical performance of fiberglass sucker-rod strings. / H. A. Tripp // Society of Petroleum Engineers. – 1988. – Vol. 3, Is. 3.– P. 346-350.
5. Boiko V.S., Kondrat R.M., Yaremiichuk R.S. Dovidnik z naftohazovoi spravy. – K.- Lviv, 1996. – 620 s.
6. Darkov A.V. Soprotivlenie materialov / A.V. Darkov, H.S. Shpiro. – M.: Vysshaya shkola, 1969. – 734 s.
7. Vibratsiya v tekhnike: Spravochnik. V 6-ti t. / Red. sovet: V.N. Chelomey (pred.). – M.: Mashinostroenie, 1979. – T. 2. Kolebaniya nelineynykh mekhanicheskikh sistem / Pod red. I.I. Blekhmana, 1979. – 351 s.
8. Oliinyk A.P. Vykorystannia yavlyshcha rezonansu dlia kompletuvannia kolony nasosnykh shtanh / A.P. Oliinyk, B.V. Kopei, Yu.S. Zinchenko, V.B. Kopei // Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovykh rodovyshch. – 2011. №1 (38). – S. 69-75.

ОЦЕНКА КОЭФФИЦИЕНТА ДИНАМИЧНОСТИ КОЛОННЫ НАСОСНЫХ ШТАНГ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ НЕДОПУЩЕНИЯ ЕЕ РЕЗОНАНСА

Аннотация. Основной фонд скважин в нефтяной промышленности эксплуатируется штанговыми скважинными насосными установками (ШСНУ). Спектр нагрузок, действующих на колонну насосных штанг (НШ) включает в себя как статические, так и динамические

составляющие. Эти нагрузки действуют на колонну насосных штанг в течение рабочего цикла с разной интенсивностью в зависимости от параметров работы ШСНУ. В работе основное внимание акцентировано на исследовании влияния динамической составляющей нагрузки на штанговую колонну. Предложены аналитические зависимости для расчета коэффициента динамичности. Представлены графические зависимости коэффициента динамичности от коэффициента расстройки и коэффициента затухания в виде амплитудно-частотных характеристик. На основе проведенных расчетов сформулированы рекомендации по уменьшению динамических нагрузок на колонну насосных штанг и предотвращению возникновения резонанса в колонне штанге.

Ключевые слова: насосная штанга, колонна штанг, резонанс, станок-качалка, коэффициент динамичности, динамические нагрузки.

ASSESSMENT OF ROD STRING DYNAMIC FACTOR AND DEFINING CONDITIONS PREVENTING ITS RESONANCE

Annotation. The main fund of wells in the oil industry is exploited by the sucker rod pumping units (SRPU). The spectrum of action on the rod string (RS) load is very diverse. It includes both static and dynamic load. These forces act on the sucker rod string during a working cycle with a different intensity, depending on the operating parameters of SRPU. The paper focuses on the study of the effect accentuated the dynamic component of the load on the rod string. An analytical dependence is given to calculate the dynamic factor. The amplitude-frequency characteristics show the graphical dependence of the dynamic factor from the disorder and attenuation coefficients. On the basis of the calculations some recommendations are made to reduce the dynamic loads on the rod string and to prevent the occurrence of resonance in the rod string.

Key words: sucker rod, rod string, resonance, pumping unit, dynamic factor, dynamic load.