

$$U_C(0,t) = -\frac{E_m}{2}(\sin \varphi + \sqrt{3} \cos \varphi). \quad (4)$$

2. У нейтралі двигуна (кінець обмотки) при $x=l$ маємо

$$\begin{aligned} U_A(l,t) &= U_B(l,t) = U_C(l,t); \\ i_A(l,t) + i_B(l,t) + i_C(l,t) &= 0. \end{aligned} \quad (5)$$

З розгляду симетричного стаціонарного режиму перед комутацією (нехтуючи активними втратами) можна отримати напруги і струми в кожній фазі як функцію часу і відстані x від початку обмотки.

Вільну складову вимушеної напруги фази А було отримано в формі ряду [2].

Обмежуючись першим членом ряду і нехтуючи згасанням, маємо

$$U_A(0,t)_{max} = \sqrt{(E_m \sin \varphi)^2 + (I_m z_b \cos \varphi)^2}. \quad (6)$$

Оцінку рівнів комутаційних перенапруг при відмиканні електробура здійснювали експериментально, для чого використовували осцилографи із подільниками напруги, та на основі математичної моделі за допомогою ПЕОМ.

У результаті проведених розрахунків перенапруг для електробура Е 164/8М, який комутувався контактором КВМ-400 з такими технічними

параметрами: $U_n=1050$ В; $I_n=93$ А; $I_{xx}=67$ А; $C\phi=1.8 \cdot 10^{-6}$; $L\phi=10.75 \cdot 10^{-3}$ Гн; $R_1=1.3$ Ом; $\cos \varphi=0.64$ для струмів при різних моментах часу кратності перенапруг становлять (2-7) U_n .

Габарити електробура накладають жорсткі обмеження на зміцнення ізоляції, тому реальним шляхом координації ізоляції є не підвищення її електричної міцності, а ефективне обмеження комутаційних перенапруг.

Аналіз існуючих засобів захисту високовольтних мереж загального призначення, таких як пофазна комутація, шунтуючі опори в вимикачах є малоефективними через суттєві ускладнення конструкції вимикачів. Для зменшення комутаційних перенапруг пропонується використовувати малоіндуктивні конденсатори, розрядники або варистори з напівпровідниковими елементами [3].

1. Каганов З.Г. Волновые напряжения в электрических машинах. М., 1970. 2. Меньшов Б.Г., Федорив М.И. Расчет перенапряжений при отключении электробура // Энергетика. 1989. № 9. С.46-49. 3. Мнухин А.Г., Коневский Б.И. Защита электрических сетей шахт от коммутационных перенапряжений. М., 1987.

УДК 622.276

ДІАГНОСТИКА СТАНКІВ-ГОЙДАЛОК

© Малько Б.Д., Харун В.Р., 1998

Івано-Франківський державний технічний університет нафти і газу

Проаналізовані методи діагностики станків-гойдалок за динамограмами і діаграмами потужності привідного двигуна. Показано, що другий метод дає інформацію як про характер роботи плунжерного насоса, так і про якість зрівноваження станка-гойдалки.

Основним джерелом інформації про технічний стан і роботу станків-гойдалок (СГ) і, особливо, заглибних насосів, є динамограма. Запис динамограм здійснюється безпосередньо на діючих установках СГ. Суттєвим недоліком цього методу є те, що для виконання запису необхідно зупинити СГ з тим, щоб закріпити динамометр. За час зупинки міняється ситуація в свердловині і після пуску СГ потрібен деякий час для того, щоб робота станка стабілізувалась. Крім того, динамограма несе інформацію про сукупне навантаження на полірованому штоці від плунжерного насоса, сил ваги і інерції колони штанг. Існуючі методи аналізу динамограм [1] ґрунтуються на візуально-аналітичному принципі. При цьому спочатку візуально оцінюється характер динамограм, можливість відхилень у

роботі заглиблювального насоса, а потім виконується розрахунок певних показників, які підтверджують або, інколи, спростовують початкові висновки. Якість такої експертизи суттєво залежить від суб'єктивного чинника, тобто досвіду оператора.

Більш об'єктивний і високий рівень має автоматичний контроль стану роботи СГ [2]. У цьому разі обробка результатів динамометрування виконується за допомогою обчислювальної техніки. Для динамометрування пропонується використовувати електронні давачі. Це дає змогу одержувати інформацію без зупинки СГ і оперативно її обробляти. Розроблені методики аналізу, які базуються на методиці, запропонованій в [1], переведені на машинні коди. Такий шлях вимагає великої бази динамограм про типові неполадки в роботі насосів.

Вважаємо доцільнішим виділяти з одержаних динамограм ту частину, яка стосується безпосередньо роботи насоса і за нею робити висновок про його стан. Для цього необхідно з динамограми усунути складову динамічних сил. Проілюструємо вище сказане на прикладі суми ідеальної динамограми насоса (рис.1, а) з динамічними силами від власних коливань колони штанг (рис.1, б).

Результуюча теоретична динамограма, яка фіксує зусилля на полірованому штоці, показана на рис.1, в суцільною лінією. Там же пунктирною лінією показана реальна динамограма, записана на СГ. Якщо тепер від реальної динамограми штока відняти динамічні сили, то одержимо динамограму, власне, плунжерного насоса.

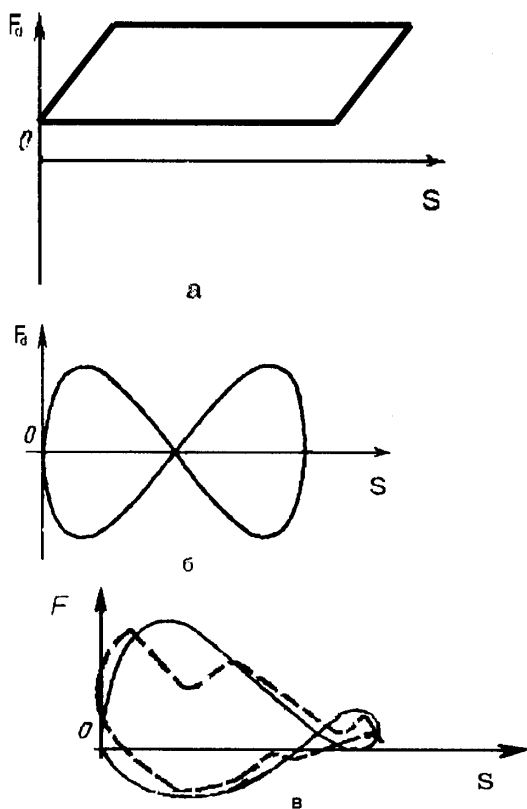


Рис.1. Динамограми:

а – ідеальна, б – динамічних сил, в – сумарна.

Побудова діаграми динамічних сил здійснюється за результатами складання діаграми зусиль від власних коливань колони штанг і діаграми руху точки підвісу штанг. Їх будують теоретичним методом. Діаграма власних коливань є результатом розв'язку рівняння

$$m\ddot{\delta} + c\delta = 0. \quad (1)$$

Тут m – зведена до плунжера маса штанг і рідини, яка знаходиться над насосом; c – жорсткість колони штанг; δ – деформація колони штанг.

Початкові умови при $t_0=0$ є такими:

$$\delta_0 = \frac{G_o + G_p}{c}, \quad \dot{\delta}_0 = 0,$$

де t_0 – час початку руху плунжера, G_p – вага рідини під насосом, G_o – вага колони штанг.

Діаграма руху точки підвісу колони штанг будується за результатами розрахунку кінематичної схеми важільного механізму СГ. Вилучаючи з діаграми коливань і діаграми руху час t , одержимо динамограму динамічних сил (рис.1, б). Запропоновані операції можна виконувати без графічних побудов. Для цього доцільно використовувати комп'ютери.

У роботі [2] для побудови плунжерної динамограми використано метод А.С.Вірновського. В основу його покладено розв'язок хвильового рівняння для зусилля на плунжері

$$F_{пл}(t) = \frac{1}{2} \left[F\left(t + \frac{L}{a}\right) + F\left(t - \frac{L}{a}\right) \right] - \frac{1}{2} EA \left[V\left(t + \frac{L}{a}\right) - V\left(t - \frac{L}{a}\right) \right],$$

де $F(t)$ – записане на динамограмі зусилля на полірованому штоці; L – глибина на яку спущено насос; a – швидкість розповсюдження звуку в матеріалі штанг; E – модуль пружності матеріалу; A – площа поперечного перерізу штанг; V – швидкість точки підвісу колони штанг. Цей метод не усуває вплив власних коливань колони штанг на плунжерну динамограму. Отже, одержана динамограма буде мати інформацію не тільки про роботу плунжерного насоса. Це є недоліком даного методу.

Іншим, більш повним, напрямком діагностування СГ є запис і аналіз діаграм потужності привідного двигуна. Записи потужності можна здійснювати без зупинки СГ. Характерна діаграма показана на рис.2, а.

Від діаграми потужності легко перейти до моментів на валу двигуна M_d і на валу кривошипа M_{kd} , а саме:

$$M_d = \frac{P}{\omega_d}, \quad M_{kd} = \frac{PU}{\omega_d},$$

де P – потужність; ω_d – кутова швидкість електродвигуна; U – передавальне число приводу (пасова передача і редуктор).

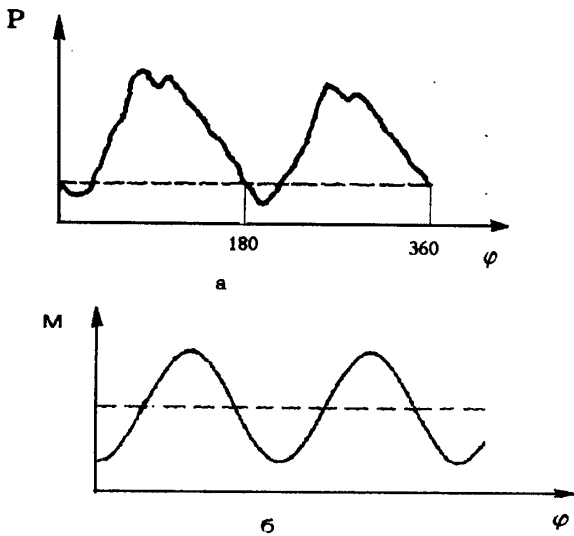


Рис.2. Діаграма потужностей (а) і моментів (б).

Якщо прийняти $\omega_d = const$ і $U = const$, то діаграма моментів M_k у масштабі $\mu = \frac{U}{\omega_d}$ повторює діаграму потужності (рис.2, б). Попередній аналіз діаграми свідчить, що станок недостатньо зрівноважений. На рис.2, б пунктирною лінією показано діаграму моменту на валу ідеально зрівноваженого СГ. Динамограма, записана динамометром не дає інформації про якість зрівноваження. Причиною незрівноваженості СГ може бути зміна зусилля на плунжері як результат несправності насоса або зміни стану рідини (збільшення загазованості). Момент на кривошипі складається із суми моментів

$$M_{kd} = M_{\sigma} + M_p,$$

де M_{σ} – момент від балансірів; M_p – момент від зусилля на штангах.

Момент M_{σ} розраховують і віднімають від M_{kd} . Отже одержуємо значення моменту M_p на кривошипі від зусилля на штангах

$$M_p = M_{kd} - M_{\sigma}.$$

Тепер, користуючись значенням передавальної функції $U_B(\varphi)$ важільного механізму СГ, знаходимо зусилля на штоці

$$F = \frac{M_p}{U_B(\varphi)} = \frac{M_p}{U_B(\omega t)}.$$

За розв'язком рівняння (1) визначаємо динамічну силу F_d від власних коливань колони штанг. Різниця $F_{nl} = F - F_d$ дасть значення сили $F_{nl}(t)$, яка діє безпосередньо на плунжер заглибного насоса.

З кінематичних залежностей знаходимо закон руху точки кріплення штанг $S = S(t)$ і методом вилучення часу t будемо динамограму на плунжері $F_{nl}(s)$.

Отже, користуючись діаграмою потужності, можна здійснити повну діагностику станка-гойдалки.

1. Белов И.Т. Исследование работы глубинных насосов динамографом. М., 1960.
2. Алиев Т.М., Тер-Хачатуров А.А. Автоматический контроль и диагностика скважинных штанговых насосных установок. М., 1988.
3. Вирновский А.С. Теория и практика глубиннонасосной добычи нефти. М., 1971.

УДК 681.3; 658.512

РОСІЙСЬКО-УКРАЇНСЬКО-АНГЛІЙСЬКИЙ СЛОВНИК З ГАЗОВІМІРЮВАНЬ, ЯКОСТІ ГАЗУ ТА МЕТРОЛОГІЇ ДЛЯ ФАХІВЦІВ МЕТРОЛОГІЧНИХ СЛУЖБ ТА ХІМІКО-АНАЛІТИЧНИХ ЛАБОРАТОРІЙ АТ «УКРГАЗПРОМ»

© Гінзбург М.Д., Корніловська І.М., Ольховська Л.М., 1998
НДПІАСУтрансгаз, 310125, м. Харків-ГСП, вул. М. Конєва, 16

Розглянуто задачу створення єдиної, достатньо повної термінологічної системи з газовимірювань, якості газу та метрології. Описано два способи реалізації словника з газовимірювань, якості газу та метрології – електронний і паперовий.

Оцінка сучасного стану проблеми. Вимірювання, облік і контроль якості газу є однією з найважливіших проблем для газової промисловості України. В АТ «Укргазпром» вживають всіх необхідних заходів для вдосконалення системи обліку кількості і контролю якості газу з виведенням її на сучасний рівень [1].

Однією зі складових цієї роботи є створення необхідної нормативної бази: системи державних та галузевих стандартів, методик, інструкцій тощо. Значною перешкодою в цій роботі є відсутність сталої української технічної термінології, яка сьогодні перебуває в стадії свого формування. Тому в документах, що зараз розробляються, для