

Висновки. Як зрозуміло з графіків, результати не суперечать фізичній сутності явищ, що відбуваються в однофазному інверторі, а кількісний аналіз, який нескладно виконати аналітично, тільки підтверджує правомірність допущень, прийнятих в основу моделей напівпровідникових елементів.

Вважаємо, що запропонований підхід можна використати і для моделювання схем, що містять силові ключі інших типів, наприклад, транзистори: MOSFET, IGBT або тиристори.

Врахування у взаємозв'язку всіх чинників що впливають на перебіг процесів у електромеханотронній системі, зокрема нелінійних ВАХ напівпровідникових елементів, дасть змогу створити їх високоадекватні математичні моделі.

1. Ebers J.J., Moll J.L. *Large-signal behavior of junction transistors.* – 1954. – *Proc. IRE*, 42. – P. 1761–1772. 2. Хайнеман Р. *PSPICE Моделирование работы электронных схем.* – М.: ДМК, 2005. – 328 с. 3. Плахтына Е. Г. *Математическое моделирование электромашиинно-вентильных систем.* – Львов: Вища шк., 1986. – 164 с. 4. Дижур Д. П. *Метод моделирования на ЦВМ вентильных преобразовательных схем // Изв. НИИ постоянного тока.* – 1970. – Вып. 16. – С. 46–52.

УДК 62-83-52:622.276.53

А.В. Маляр

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра ЕАП

ВИБІР ОПТИМАЛЬНОГО ЗНАЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНА ДЛЯ ПРИВОДУ ВЕРСТАТА-ГОЙДАЛКИ ШТАНГОВОЇ ГЛИБИНОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ

© Маляр А.В., 2008

Розглянуто питання вибору оптимального значення потужності асинхронного двигуна для електропривода верстата-гойдалки штангової глибинонасосної установки на підставі математичного моделювання її роботи з урахуванням періодичної зміни моменту навантаження та моменту інерції протягом циклу роботи плунжерної помпи.

An issue of selecting the optimal capacity for the rod oil-pumping unit's asynchronous drive, basing on the mathematical modeling of its operation and taking into account periodical change of load moment and inertia moment during the operation cycle of the plunger pump, is considered.

Вступ. Одним із основних способів видобування нафти у разі недостатнього тиску для її фонтанування є застосування штангових глибинних плунжерних pomp, які приводяться в дію за допомогою колони штанг і верстата-гойдалки асинхронним двигуном (АД) з короткозамкненим ротором. Отже, видобування нафти із свердловин за допомогою верстатів-гойдалок потребує значних витрат електроенергії. У зв'язку зі значним підвищенням світових цін на енергоносії питання економії електроенергії під час видобування нафти є актуальним, а тому раціональному вибору всіх елементів глибинонасосних установок, і насамперед електродвигуна як основного споживача електроенергії, потрібно приділяти значну увагу. Потужність двигуна, який приводить в дію верстат-гойдалку, залежить від низки чинників і передовсім від механічної характеристики механізму, яка відома як динамограма навантаження [3]. Крім того, АД повинен мати підвищений пусковий та максимальний моменти [4]. Правильний вибір електродвигуна з урахуванням його пускових властивостей, який би забезпечував надійну та ефективну роботу установки, є важливим чинником економії електроенергії.

Суть проблеми. Протягом циклу роботи установки (одного оберту кривошипа верстата-гойдалки) навантаження на головку балансира, а значить і момент на валу АД, неперервно змінюються. У точці підвішування штанг на балансира діє статичне та динамічне навантаження. Точний їх розрахунок практично здійснити неможливо, оскільки вони залежать від багатьох чинників і конкретних гідротехнічних умов, тому протягом багатьох десятиліть на підставі практичного досвіду експлуатації нафтових родовищ штанговими помпами розроблені наближені методики, які дають змогу визначити їх на підставі емпіричних залежностей [2].

Статичне навантаження, прикладене до головки балансира в точці підвішування штанг, під час руху плунжера догори зумовлене вагою стовпа рідини над плунжерною помпою, вагою штанг і силами тертя. Однак внаслідок пружних деформацій штанг воно зростає не раптово, а поступово. Під час руху плунжера донизу результуюче статичне навантаження в точці підвішування штанг діє в напрямі руху і розвантажує двигун. Це навантаження визначається вагою штанг, за вирахуванням об'єму рідини, яку вони займають. Вага рідини, яка знаходиться над плунжером, не діє на штанги, тому що верхній клапан помпи відкритий, а нижній закритий, і ця вага через нижній клапан передається трубам. Крім статичного навантаження, до точки підвішування штанг прикладені динамічні сили, які виникають внаслідок інерції штанг і стовпа рідини, а також поздовжніх коливань штанг. Типовий вигляд динамограми навантаження в точці підвішування штанг показано на рис. 1.

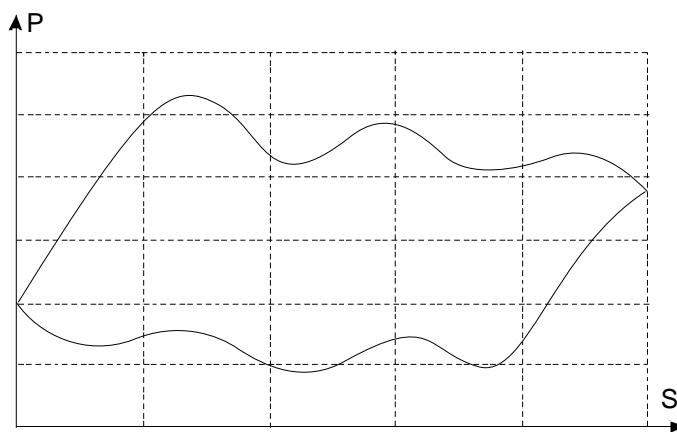


Рис. 1. Залежність зусилля, яке діє на головку балансира, від переміщення точки підвішування штанг

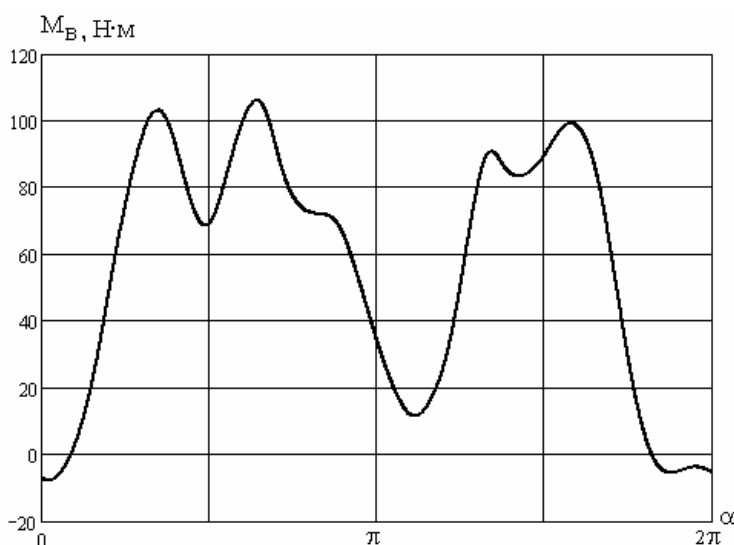


Рис. 2. Залежність моменту на валу АД від кута повороту кривошипа зрівноваженого верстата-гойдалки

Для вирівнювання навантаження двигуна, під час руху плунжера догори і донизу верстат-гойдалки передбачають можливість зрівноваження ваги штанг спеціальними противагами. За неповного зрівноваження максимальний момент навантаження під час ходу плунжера догори може бути значно більшим від пускового електромагнітного моменту АД, що може призвести до його незапуску. Зрівноваження здійснюють, враховуючи необхідність забезпечення найменшого середньоквадратичного значення обертального моменту за повний цикл роботи плунжерної помпи [1–3, 7, 9]. В ідеальному випадку при тому забезпечується рівність максимальних значень обертальних моментів під час руху плунжера догори і донизу. Однак навіть за умови повного зрівноваження верстат-гойдалки, момент на валу АД коливається в широких межах (рис. 2).

Стан питання. Циклічно-змінний характер навантаження приводу верстатів-гойдалок значно ускладнює проблему вибору АД для ШГНУ. Зокрема, як свідчить практика [3,9], якщо вибрати двигун за середнім за період значенням миттєвої потужності, яке відповідає номінальному його значенню, то він буде перегріватись, а якщо за максимальним значенням, то протягом більшої частини періоду він працюватиме недовантаженим. На практиці загальноприйнято визначати необхідну для приводу верстат-гойдалки потужність на підставі емпіричних та напівемпіричних формул або номограм. Серед останніх найдосконалішими вважаються запропоновані Вірновським [2] формули, однак практика показала, що ці формули мають доволі наближений характер [1]. Такий підхід до вибору привідного двигуна зумовлений складністю законів зміни навантаження, яке діє на головку балансира, однак він не задовольняє сучасні вимоги до енергоощадності та надійності електроприводів та систем електропостачання.

Вважається [3], що оптимальним є вибір АД на підставі середньоквадратичного значення споживаної потужності, яку можна визначити за формулою

$$P_{ср.кв} = \sqrt{\frac{p_1^2 \Delta t_1 + p_2^2 \Delta t_2 + \dots + p_n^2 \Delta t_n}{\Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n}}, \quad (1)$$

де p_1, p_2, \dots, p_n – миттєві значення потужностей, які відповідають малим проміжкам часу $\Delta t_1, \Delta t_2, \dots, \Delta t_n$, протягом яких її можна вважати постійною. Номінальна потужність АД повинна задовольняти умову $P_n \geq P_{ср.кв}$.

Іншим способом є вибір двигуна на підставі середньоквадратичного значення струму статора

$$I_{ср.кв} = \sqrt{\frac{1}{T_i} \int_0^{T_i} I^2 dt} \leq I_n. \quad (2)$$

Відомі методи визначення потужності та струму АД мають в своїй основі експериментальні дослідження [7, 9], що пов'язано зі значними труднощами виконання експериментів і, крім того, їх неможливо використовувати на етапі проектування установки. Очевидно, що експериментальні методи досліджень не можуть задовольняти сучасні вимоги до проектування електроприводів, оскільки точніші дані про придатність цього двигуна щодо економічно доцільної і надійної роботи в конкретних умовах експлуатації можна отримати лише на підставі математичного моделювання. Для цього необхідно розрахувати залежність струмів, потокозчеплень та електромагнітного моменту АД протягом періоду зміни навантаження, яке діє на вал кривошипа верстат-гойдалки. Очевидно, що для цього необхідно використовувати достатньо високого рівня адекватності математичні моделі верстат-гойдалки та привідного двигуна [5].

Виклад основного матеріалу. Розрахунок струмів та електромагнітного моменту АД з високою достовірністю можна розрахувати розв'язуванням системи диференціальних рівнянь (ДР) електромеханічної рівноваги, яка в ортогональних осях x, y має вигляд [5, 11]

$$\frac{d\psi_{sx}}{d\alpha} = \frac{p_0 k_i (\omega_0 \psi_{sy} - R_s i_{sx} + u_{sx})}{\omega};$$

$$\frac{d\psi_{sy}}{d\alpha} = \frac{p_0 k_i (-\omega_0 \psi_{sx} - R_s i_{sy} + u_{sy})}{\omega};$$

$$\begin{aligned} \frac{d\psi_{rx}}{d\alpha} &= \frac{p_0 k_i (\omega_0 \psi_{ry} - R_r i_{rx})}{\omega} - p_0 k_i \psi_{ry}; \\ \frac{d\psi_{ry}}{d\alpha} &= \frac{p_0 k_i (-\omega_0 \psi_{rx} - R_r i_{ry})}{\omega} + p_0 k_i \psi_{rx}, \\ \frac{d\omega}{d\alpha} &= \frac{p_0^2 k_i}{\omega J(\alpha)} \left(\frac{3}{2} p_0 (\psi_{sx} i_{sy} - \psi_{sy} i_{sx}) - M_\epsilon(\alpha) \right) - \frac{\omega}{2J(\alpha)} \frac{dJ(\alpha)}{d\alpha}, \end{aligned} \quad (3)$$

де $Y_{sx}, Y_{sy}, Y_{rx}, Y_{ry}, i_{sx}, i_{sy}, i_{rx}, i_{ry}, u_{sx}, u_{sy}, R_s, R_r$ – поточкозчеплення, струми, напруги та активні опори перетворених контурів; p_0 – кількість пар полюсів АД; ω_0 – частота напруги живлення; k_i – передавальне число між двигуном та кривошипом; $M_\epsilon(\alpha) = M_\epsilon(\alpha + 2\pi)$, $J(a) = J(a + 2\pi)$ – періодичні залежності моменту навантаження та моменту інерції від кута α повороту кривошипа. Періодична залежність моменту інерції від кута α повороту кривошипа визначається як сума моментів інерції всіх елементів системи, які мають обертальний або поступальний рух, відповідно до викладеного в [10]. Крім того, моменти інерції всіх елементів установки приводяться до вала двигуна, а для цього необхідно знати не тільки швидкості обертання елементів установки, які мають обертальний рух, але й швидкості переміщення мас, які рухаються поступально.

Момент, який діє на вал кривошипа, визначається за формулою

$$M_{кр} = \frac{r_{кр}}{k} \frac{\sin(\alpha - \delta)}{\sin(\delta - \beta)} (P_u k_1 + (Q_\Gamma l_1 - Q_\delta l_2) \cos \beta) - Q_k l_{кр} \cos \alpha, \quad (4)$$

де P_u – значення сили (рис.3), яка діє в точці підвішування штанг [6]; k, k_1 – довжини лівого та правого плеча балансира відповідно (рис. 3); $Q_\delta, l_2, Q_k, r_{кр}$ – ваги зрівноважувальних вантажів, розташованих на балансири та кривошипі, відповідно, та відстані до них від центрів їх обертання; Q_Γ, l_1 – вага головки балансира та відстань до її центра; α, β – кути повороту кривошипа та балансира;

δ – кут між шатуном і горизонтальною віссю. Визначити їх можна на підставі аналізу планарної кінематичної схеми верстата-гойдалки (рис. 3)

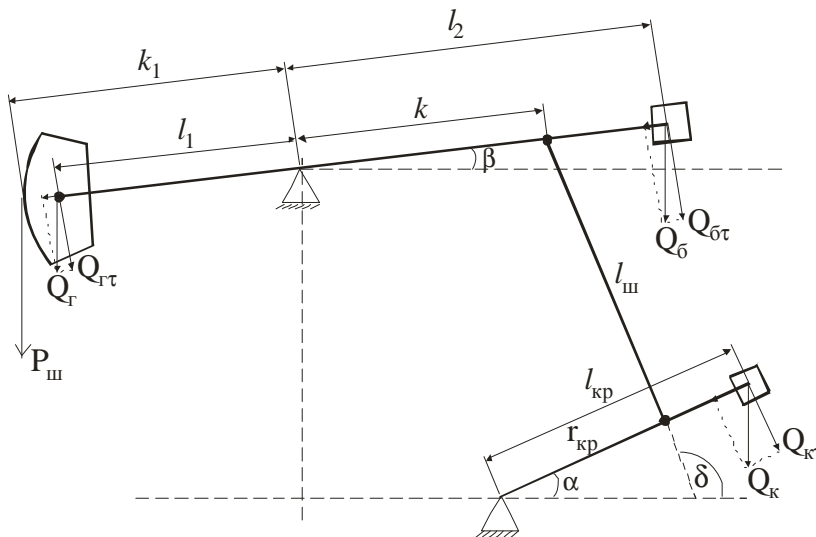


Рис. 3. Кінематична схема верстата-гойдалки та розміщення противаг на ньому

Момент, який передається через редуктор та пасову передачу до привідного двигуна, визначається за формулою

$$M_\epsilon(\alpha) = M_{кр} / k_i. \quad (5)$$

Оскільки момент навантаження та момент інерції системи електропривода є періодичними функціями кута α повороту кривошипа, в усталеному режимі всі координати режиму є

періодичними функціями цього кута, тобто, на відміну від статичного режиму, розв'язком є не сукупність координат, а їх функціональні залежності. Їх можна знайти двома способами. Перший з них полягає в інтегруванні нелінійної системи (1) ДР одним із числових методів до усталення періодичного процесу. Для цього необхідно перейти від кута α повороту кривошипа до часу t відповідно до формули $da/dt = w/p_0k_i$. Велика тривалість перехідного процесу, зумовлена значною інерційністю рухомих мас, та проблема ідентифікації моменту закінчення перехідного процесу роблять такий підхід до розв'язування задачі неефективним. Крім того, варто відзначити, що для електропривода ШГНУ використовуються АД з підвищеним пусковим моментом (глибокопазні або з подвійною кліткою) [1, 4], а тому застосування еволюційних методів потребує врахування витіснення струмів в стрижнях ротора. Ефективнішим є розв'язування задачі як крайової для системи (1) ДР [6]. При тому диференціальні параметри, які є коефіцієнтами матриці Якобі, визначаються відповідно до викладених в [11]. Суттю методу є алгебризація ДР на підставі апроксимації змінних стану кубічними сплайнами на сітці вузлів періоду $T = 2\pi$ повторюваності процесів з урахуванням періодичних крайових умов. Розв'язування отриманої при цьому нелінійної системи скінченних рівнянь дає змогу отримати періодичні залежності координат режиму, а на їх основі визначити для кожної вузлової точки ($j = 1, \dots, N$, де N – кількість вузлових точок на періоді T) значення потужності за формулою [11]

$$p_j = 1,5(u_{sxj}i_{sxj} + u_{syj}i_{syj}). \quad (6)$$

Оскільки часовий період зміни координат режиму залежить від величини та форми кривої моменту навантаження АД, тобто наперед не відомий, то для визначення середньоквадратичного значення потужності необхідно в формулі (1) замінити Δt на $\Delta\alpha = 2\pi/N$.

На підставі обчислених залежностей струмів контурів вибраний за еквівалентним значенням потужності АД можна перевірити за нагріванням його активної частини розв'язуванням нестационарної задачі теплопровідності за відомими методиками [8].

Як приклад, на рис. 4 зображені розрахункові криві діючого значення струму статора та активної потужності в усталеному режимі роботи двигуна 4AP160S4Y3, який приводить в рух збалансований верстат-гойдалку типу 7СК8-3,5-4000.

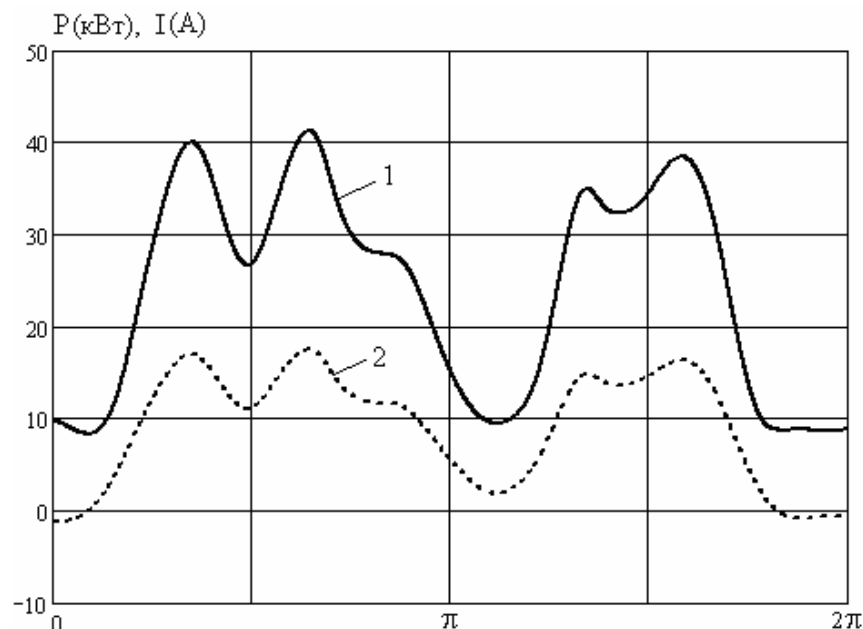


Рис. 4. Залежності діючого значення струму статора (1) та активної потужності (2) в усталеному режимі

Висновки. Запропонований метод дає змогу на підставі розрахунку періодичних залежностей струмів, потокозчеплень та електромагнітного моменту визначати необхідну для електропривода

верстата-гойдалки ШГНУ потужність АД з урахуванням закону зміни навантаження протягом періоду обертання кривошипа та обмежень за його нагріванням. Достовірність отриманих результатів забезпечується використанням високого рівня адекватності динамічних моделей АД та верстата-гойдалки.

1. Бойко В.С. Розробка та експлуатація нафтових родовищ. – К.: Реал Принт, 2004. – 695 с.
2. Блантер С.Г., Суд И.И. Электрооборудование нефтяной и газовой промышленности: Учебник. – М.: Недра, 1980. – 478 с.
3. Кулизаде К.Н., Хайкин И.Е. Электроэнергетика насосной нефтедобычи. – М.: Недра, 1971. – 208 с.
4. Логинов С.Е., Сальнов А.С., Тубис Я.Б. Асинхронные электродвигатели для привода станков-качалок // Нефтяное хозяйство. – 2000. – № 12. – С. 87–90.
5. Маляр А.В. Математична модель електроприводу штангової глибиннопомпувальної установки // Електромашинобудування та електрообладнання: Міжвідом. наук.-техн. зб. – 2006. – Вип. 67. – С. 27–31.
6. Маляр А.В. Розрахунок електроприводу на базі асинхронного двигуна з циклічним навантаженням // Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2005. – № 504. – С. 103–110.
7. Персиянцев М.Н. Добыча нефти в осложненных условиях. – М.: ООО “Недра Бизнесцентр”, 2000. – 653 с.
8. Петрушин В.С., Якимец А.М., Рябинин С.В. Расчет температур конструктивных элементов асинхронных двигателей в динамических режимах // Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2000. – № 403. – С. 145–149.
9. Справочник по добыче нефти / В.В. Андреев, К.Р. Уразаков, В.У. Далимов и др.; Под ред. К.Р. Уразакова. – М.: ООО “Недра Бизнесцентр”, 2000. – 374 с.
10. Справочник по проектированию автоматизированного электропривода и систем управления технологическими процессами / Под ред. В.И. Круповича, Ю.Г. Барыбина, М.Л. Самовера. – М.: Энергоиздат, 1982. – 416 с.
11. Фильц Р.В. Математические основы теории электромеханических преобразователей. – К.: Наук. думка, 1979. – 208 с.