

УДК 621.929.2:621.225:62.822

В. В. Петрусь, асп.

## ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОПРИВОДУ ЗМІШУВАЛЬНОГО ПРИБОРУ РЕАКТОРА УСТАНОВКИ З ВИРОБНИЦТВА БІОДИЗЕЛЯ

*Запропоновано конструкцію змішувального пристрою реактора установки з виробництва біодизеля, в якому приводом є шестеренний гідромотор. Таке виконання дозволяє регулювати параметри обертання робочого органу і забезпечує стабільність та стійкість роботи змішувальних пристроїв, надає можливість їх використання для вибухо- та пожежонебезпечних середовищ. Запропоновано і досліджено математичну модель гідропроводу змішувального пристрою, яка дозволяє проводити вивчення загальних закономірностей робочих процесів в гідросистемі, а також розв'язувати задачі розрахунку й проектування гідропроводів змішувальних пристроїв подібного призначення.*

### Постановка задачі

При змішуванні різних розчинних компонентів, наприклад, під час хімічних реакцій естерифікації в процесі виготовлення біодизельного пального, виникає ціла низка складнощів, які пов'язані із забезпеченням стабільності й стійкості роботи з різними швидкостями обертання та змінним навантаженням на лопатках змішувача зі сторони рідкого середовища. Окрім того, під час змішування вибухо- та пожежонебезпечних середовищ виникає необхідність використання приводних агрегатів у вибухо- і пожежобезпечному виконанні.

На сьогоднішній день відомо багато різноманітних приводів змішувальних пристроїв. Найпоширенішими є електричні асинхронні приводи. Незважаючи на відносно невисоку вартість цих приводів і задовільні енергетичні показники, їх широке застосування для приводу змішувачів має певні обмеження внаслідок відсутності можливості зміни частоти обертання, що вимагає спеціальних вартісних пристосувань типу частотних перетворювачів. Окрім того, суттєвим недоліком таких електроприводів є значні перевантаження обмоток їх електродвигунів в пускових режимах, коли в'язкість рідини є досить значною. Слід також зазначити як недолік електроприводів неможливість їх використання для перемішування вибухо- і пожежонебезпечних рідин. Аналіз відомих досліджень свідчить, що найперспективнішими є гідравлічні приводи, які отримали розповсюдження завдяки своїм перевагам. Це, насамперед, малі габарити і висока питома потужність, що припадає на одиницю ваги приводу, підвищена надійність, простота конструктивного виконання, можливість зміни частоти обертання в процесі роботи, а також задовільні показники динамічних характеристик в перехідних режимах (пуск, зупинка, прискорення, гальмування). Як показала практика експлуатації таких приводів, їх можна використовувати у вибухо- і пожежонебезпечних середовищах. Серед гідропроводів найбільшого розповсюдження набули приводи з об'ємним і дросельним регулюванням.

Основною задачею даної роботи є дослідження параметрів і характеристик гідропроводу змішувального пристрою, з якими може бути забезпечена стійкість і стабільність цього приводу для різних навантажень. На характеристики роботи і стійкість такого гідропроводу можуть суттєво впливати гідравлічні і механічні параметри робочих виконавчих органів і систем керування гідропроводом, зокрема, в потужних гідропроводах з великими витратами робочої рідини [1—3, 5].

### Основна частина

На рисунку показана схема змішувального пристрою реактора біодизельної установки з приводом від шестеренного гідромотора.

Змішувальний пристрій реактора біодизельної установки з гідравлічним приводом складається з корпусу 1, де розташований лопатевий змішувач 2, обертання якого відбувається за допомогою центральної шестерні 3, що приводиться в дію гідромотором 4 з приводною шестернею 5. Гідропривод містить регульований гідронасос 6, запобіжний клапан 7. Для забезпечення максимального моменту зрушення змішувального пристрою і зменшення впливу податливості і об'єму порожнин підвідних магістралей на швидкість зростання тиску у напірній магістралі гідромотора 4, на його вході встановлені підпірний клапан 8 і зворотний керований клапан 9, напірні магістралі яких з'єднані між собою. Причому, клапан 8 налагоджується на тиск, що близький до номінального, але дещо менший, ніж запобіжного клапана 7. При ввімкненні регульованого гідронасоса 6 робоча рідина під тиском подається в порожнину магістралі 10, яка підпірним клапаном 8 і закритим керованим зворотним клапаном 9 відділена від вхідної порожнини гідромотора 4. Підпірний клапан 8 відкривається в той момент, коли тиск робочої рідини в магістралі 10, досягає налагоджуваного значення. При цьому порожнина магістралі 10 з'єднується через підпірний клапан 8 зі входом гідромотора 4 та з порожнинами керованого зворотного клапана 9. Тиск в напірній порожнині гідромотора 4 зростає практично за досить малий проміжок часу. Після запуску гідромотора 4 тиск в його напірній порожнині буде визначатись навантаженням, яке необхідно подолати. Падіння тиску нижче тієї величини, на яку налагоджений клапан 8, приводить до його закриття і робоча рідина при цьому на вхід гідромотора буде подаватись через керований зворотний клапан 9, чим і забезпечуватиметься нормальна робота гідромотора 4. З появою певної початкової величини тиску починається обертання вихідного валу гідромотора 4, який, за допомогою привідної шестерні 5, приводить в обертання центральну шестерню 3, жорстко закріплену на основній осі змішувального пристрою, що надає йому обертального руху і приводить до перемішування компонентів в реакторі біодизельної установки. Робоча рідина, що втратила енергію, надходить у вихідний отвір гідромотора 4 і подається на злив.

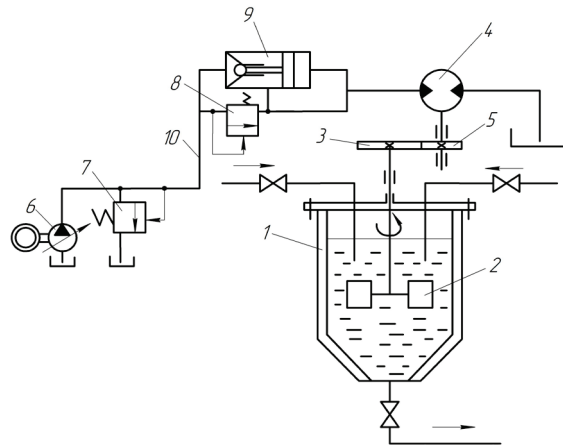


Схема змішувального пристрою реактора біодизельної установки з приводом від шестеренного гідромотора

Розглянемо математичну модель робочого процесу гідропривода запропонованої конструкції змішувального пристрою реактора біодизельної установки, призначеної для інтенсифікації хімічної реакції етерифікації в процесі виготовлення біодизельного пального. При складанні диференціальних рівнянь робочого процесу використовуються наступні припущення: теоретична продуктивність регульованого гідронасоса 6 приймається постійною, тобто  $Q_n = \text{const}$ ; зв'язок вихідного валу гідромотора 4 з інерційним навантаженням і в проміжних ланках змішувального пристрою вважається абсолютно жорстким; температура робочої рідини постійна; витоки в гідросистемі прямо пропорційні тиску; у зв'язку з незначною довжиною трубопроводів не враховуються гідравлічні втрати в них і хвильові процеси; тиск на зливі постійний і складає приблизно  $p_{зл} = 0,2 \dots 0,3$  МПа, а тому ним в процесі моделювання знехтуємо.

З прийнятими припущеннями динамічні процеси у досліджуваному гідроприводі змішувального пристрою, можна описати такими рівняннями [1, 4, 5]:

— рівняння обертання ротора гідромотора, що приводить в обертальний рух центральне зубчасте колесо 3, яке насажене на валу змішувача

$$I_{\text{прив}} \frac{d^2\varphi}{dt^2} = M_{\text{прив}} - M_{\text{оп}}; \quad (1)$$

— рівняння зв'язку, що отримується із умови нерозривності потоку у гідравлічній системі

$$Q_n = q\varphi + \alpha p + \frac{W_r}{E} \frac{dp}{dt}, \quad (2)$$

де  $I_{\text{прив}}$  — приведений до ротора гідромотора момент інерції навантаження;  $\omega$  — кутова швидкість;  $\varphi$  — кут повороту ротора гідромотора;  $t$  — час з початку обертання центрального зубчатого колеса 3;  $M_{\text{прив}} = pq$  — крутний привідний момент, який створюється на валу ротора гідромото-

ра;  $p$  — тиск в напірній магістралі;  $q$  — робочий об'єм гідромотора;  $M_{оп} = (M_{трт} + M_{н}) U_p$  — сумарний крутний момент опору, приведений до ротора гідромотора;  $U_p$  — передаточне число зубчатої передачі, що зв'язує вихідний вал ротора гідромотора із валом змішувального пристрою;  $M_{трт} = M_0 \pm \lambda \omega$  — момент тертя;  $M_0$  — момент тертя при  $t = 0$  і  $\omega = 0$ ;  $\lambda$  — коефіцієнт тертя;  $M_{н} = K_D \frac{N_{зм}}{\omega}$  — момент корисного навантаження на лопатках змішувального пристрою [6, 7];  $K_D$  — коефіцієнт динамічності навантаження;  $N_{зм}$  — потужність, яка витрачається змішувальним пристроєм турбінного типу, згідно [7] при турбулентному режимі перемішування (число Рейнольдса  $Re \geq 10^4$ ),  $N_{зм} = \frac{0,736 k_1 \nu}{75} \rho n^3 d^2$  (де  $k_1$  — дослідний коефіцієнт;  $\nu$  і  $\rho$  — в'язкість і густина рідини перемішуваного середовища, відповідно;  $n = \frac{30\omega_{зм}}{\pi}$  — частота обертання центрального вала змішувального пристрою;  $d$  — максимальний діаметр лопаток турбінної мішалки;  $\omega_{зм} = \frac{\omega}{U_p}$  — кутова швидкість лопаток мішалки);  $Q_{н}$  — теоретична продуктивність насоса;  $\alpha$  — сумарний коефіцієнт втрат у гідросистемі;  $E_{прив}$  — приведений модуль пружності рукавів високого тиску і робочої рідини у гідросистемі;  $W_{г}$  — загальний об'єм рідини, що знаходиться під тиском на ділянці гідропривода, що розглядається.

Виключаючи тиск  $p$  із рівнянь (1)—(2), після ряду перетворень отримаємо лінійне диференціальне рівняння третього порядку :

$$\frac{d^3\varphi}{dt^3} + \alpha \frac{E_{прив}}{W_{г}} \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{q^2}{W_{г}} \frac{E_{прив}}{I_{прив}} \frac{d\varphi}{dt} = \frac{(Q_{н}q - \alpha M_{оп}) E_{прив}}{W_{г} I_{прив}}. \quad (3)$$

Рівняння (3) можна представити у такому вигляді:

$$\frac{d^2\omega}{dt^2} + 2n \frac{d\omega}{dt} + k^2\omega = A, \quad (4)$$

де  $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ ;  $n = -\frac{\alpha E_{прив}}{2W_{г}}$ ;  $k^2 = \frac{q^2 E_{прив}}{W_{г} I_{прив}}$ ;

$$A = \frac{(Q_{н}q - \alpha M_{оп}) E_{прив}}{W_{г} I_{прив}}. \quad (5)$$

За початкових умов ( $t = 0$ ,  $p = \frac{M_{оп}}{q}$ ,  $\omega = 0$ ,  $\frac{d\omega}{dt} = 0$ ) розв'язок рівняння (4), за допомогою якого знаходиться кутова швидкість приводного вала гідромотора, матиме такий вигляд:

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{A}{k^2} \left[ 1 - e^{nt} \left( \cos \beta t - \frac{n}{\beta} \sin \beta t \right) \right], \quad (6)$$

де  $\beta = \sqrt{k^2 - n^2}$ .

Вираз (6) є рівнянням для знаходження кутової швидкості обертання гідромотора  $\omega_{вст}$ , що встановилась за період часу  $t$ .

Аналіз виразу (6) свідчить про те, що його складова  $\frac{A}{k^2} = \omega_{вст}$  — усталена швидкість обертання ротора гідромотора, яка буде досягнута у випадку коли його інша складова  $e^{nt} \frac{A}{k^2} (\cos \beta t - \frac{n}{\beta} \sin \beta t) = 0$ , тобто, перехідний процес при цьому завершиться.

Оскільки  $e^{nt} \neq 0$  і  $\frac{A}{k^2} \neq 0$ , то

$$\cos \beta t - \frac{n}{\beta} \sin \beta t = 0. \quad (7)$$

Виходячи із виразу (7) отримаємо:

$$\operatorname{tg} \beta t = \frac{\beta}{n}, \quad (8)$$

$$\beta t = m\pi + \delta, \quad (9)$$

де  $m$  — ціле число;  $\delta$  — головний розв'язок рівняння (8).

Виходячи з виразу (9), знаходимо тривалість перехідного процесу

$$t = (m\pi + \delta)/\beta. \quad (10)$$

Очевидно, що чим менша величина  $\beta$ , тим більша тривалість перехідного процесу. Це визначається впливом на величину  $\beta$  сталих коефіцієнтів, що входять до її складу.

#### Висновки

Підвищення моменту інерції рухомих мас  $I_{\text{прив}}$  зменшує коефіцієнт  $\beta$  і, відповідно, збільшує тривалість  $t$  перехідного процесу. Зі збільшенням робочого об'єму гідромотора  $q$ , підвищується величина  $\beta$  і зменшується тривалість  $t$ . Чим більша величина  $q$ , тим більша величина крутного моменту  $M$  і тим швидше стабілізується робота гідропривода.

Дослідження математичної моделі робочого процесу гідропривода змішувального пристрою для інтенсифікації хімічної реакції етерифікації в процесі виготовлення біодизельного пального дозволить якісніше визначити конструктивні параметри і режими роботи привідних пристроїв, що дає можливість покращити їх динамічні характеристики і вибрати оптимальні режими роботи. Наявність запропонованого гідропривода змішувального пристрою також надає можливість, плавно змінюючи подачу регульованого гідронасоса  $\delta$ , змінювати частоту обертання робочих органів змішувального пристрою у відповідності зі станом перемішувального середовища.

#### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Навроцкий К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмопривода: Учебник. — М.: Машиностроение, 1991. — 384 с.
2. Дядькович В. Т., Савуляк В. И. Гидропривод с повышенным моментом срагивания / Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. науч.-техн. сб., 1986. — вып. 22. — С. 58—60.
3. Цисин Б. И., Дивеев Ю. М., Немировский И. А. Определение момента срагивания гидромоторов. // Изв. Вузов. Машиностроение. — 1978. — № 5. — С. 92—96.
4. Сахно Ю. А. Форсированный разгон гидродвигателя / Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. науч.-техн. сб., 1982. — вып. 18. — С. 85—88.
5. Гамынин Н. С., Карев В. И., Селиванов А. М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. — М.: Машиностроение, 1992. — 368 с.
6. Newhall D. H., Zilberstein V. A., Ogawa I. Effect of the fluid viscosity — Режим доступа: <http://users.rcn.com/harwood.ma.ultranet/articles.html>.
7. Плановский Д. Н., Николаев П. И. Процессы и аппараты химической и нефтехимической промышленности. — М.: Химия, 1987. — 496 с.

Матеріали статті рекомендовані до опублікування оргкомітетом Всеукраїнської науково-технічної конференції «Альтернативні екологічно чисті та відновлювальні джерела енергії» (30.05—1.06.2007 р.)

Надійшла до редакції 30.06.07  
Рекомендована до друку 02.07.07

**Петрусь Віталій Володимирович** — аспірант кафедри теплогазопостачання.  
Вінницький національний технічний університет