МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ЕЛЕКТРОПРИВОДУ ТУРБОМЕХАНІЗМУ СИСТЕМИ ВОДОПОСТАЧАННЯ

Толочко О. І., д. т. н., проф., Кононенко С. В., студ.
Донецькій національний технічний університет

Вступ. Системи водопостачання є енергоємними об'єктами, тому, на сьогодні, забезпечення їх енергоефективної роботи – досить актуальне завдання [1]. Серед енергозберігаючих технологій можна виділити регульований електропривод зі складними системами керування на основі мікропроцесорної техніки. Використання такого електроприводу в системах автоматизованого керування насосних станцій дає змогу, крім економії енергії, знизити витоки та мимовільні витрати перепомповуваної рідини за рахунок стабілізації тиску в мережі.

Враховуючи те, що для систем водопостачання практично неможливо проводити дослідження на діючих об'єктах, з метою відпрацювання нових алгоритмів керування, створюються експериментальні установки та комп'ютерні моделі. На сьогоднішній час можливості комп'ютерного моделювання досягли досить значного рівня, тому побудова таких моделей у багатьох випадках є більш пріоритетною [7].

Процеси, які мають місце в системі водопостачання досить інерційні, тому важливо враховувати їх динаміку. Вони можуть бути описані рівняннями поширення хвиль тиску і продуктивності в рідких і газоподібних середовищах (рівняння Нав'є-Стокса) [6], але наявність частинних похідних за декількома змінними ускладнює розрахунок перехідних процесів. Але частіше в сучасній літературі приводяться лише результати моделювання запропонованих моделей з поверховим математичним описом, що не дає достатньої уяви про їх перебіг. Зокрема, ці моделі не враховують наявність протитиску [7].

Мета роботи. Метою роботи є побудова комп'ютерної моделі системи водопостачання «електрична мережа-приводний двигун-відцентрова помпа-трубопровід-споживач» без урахування хвильових процесів, але з урахуванням наявності протитиску та інерційності перехідних процесів в системі, що дасть змогу досягти компромісу між простотою та адекватністю моделі.

Матеріал і результати дослідження. Турбомеханізми (ТМ), що розглядаються в даній роботі – відцентрові помпи, служать для підвищення кінетичної та потенціальної енергії потоку рідини шляхом впливу лопаток робочого колеса на потік. На практиці залежність напору (H) від подачі (Q) (напірна характеристика) визначається для кожної помпи експериментально. З достатнім ступенем точності в границях робочої зони, напірна характеристика відцентрової помпи $H = f(Q)$ може бути представлена параболою виду [2]

$$H_1 = H_0\left(\frac{\omega}{\omega_н}\right)^2 - CQ_1^2, \tag{1}$$

де H_0 – напір при нульовій подачі ($Q=0$) (м);

ω, $\omega_н$ – поточна та номінальна кутові швидкості обертання робочого колеса відповідно.

Коефіцієнт C в рівнянні (1) можна визначити через номінальні параметри (номінальні напір $H_н$ та подачу $Q_н$):

$$C = \frac{H_0 - H_н}{Q_н^2}. \tag{2}$$

Витрати напору на внутрішнє тертя, тертя потоку по стінках робочої мережі чи на подолання місцевих опорів пропорційні квадрату витрат [2]. Таким чином, характеристика мережі з постійними параметрами має вигляд:

$$H_1 = H_{ст} + RQ_1^2, \tag{3}$$

де R – коефіцієнт опору мережі, сек^2/м^5;

$H_{ст}$ – статичний напір, що створює протитиск.

Робочий режим ТМ визначається характеристикою механізму (1) та характеристикою мережі (3). Розв'язуючи разом ці рівняння відносно Q, та H отримуємо:

$$Q_1 = \sqrt{\frac{H_0\left(\frac{\omega}{\omega_н}\right)^2 - H_{ст}}{R + C}};\ H_1 = \frac{RH_0\left(\frac{\omega}{\omega_н}\right)^2 + CH_{cm}}{R + C}. \tag{4}$$

Явище запізнення руху переднього фронту рідини та інерційність потоку можна врахувати виходячи з [9]:

$$W(p) = \frac{H_2(p)}{H_1(p)} = \frac{Q_2(p)}{Q_1(p)} = \frac{e^{-\tau p}}{Tp + 1}, \tag{5}$$

де H_1, H_2, Q_1, Q_2 – напір та подача на початку та кінці трубопроводу без урахування протитиску та наявності зворотнього хлипаку відповідно.
T – стала часу потоку, τ – час запізнення.

$$T = \frac{L}{v_p}\ ;\ \tau = \frac{L}{c}\ ,\ v_p = \frac{Q_1}{S} = \frac{4Q_1}{\pi d^2}\ , \tag{6}$$

де L – довжина трубопроводу, v_p– швидкість руху потоку рідини, c – швидкість руху звуку в рідині; S – площа перерізу трубопроводу, d – діаметр трубопроводу.

Таким чином передавальна функція (5) має сталу часу, що змінюється в функції подачі, тому для побудови моделі аперіодичну ланку з нею необхідно буде деталізувати.

Враховуючи, що момент тертя для багатьох ТМ дорівнює близько 5% номінального моменту ($M_н$), за умови, що при номінальній швидкості ($\omega_н$) електропривід буде мати номінальний момент та навантаження має вентиляторний характер, механічну характеристику ТМ можна записати у такий спосіб [1]:

$$M_c = M_н\left(0{,}05 + 0{,}95\left(\frac{\omega}{\omega_н}\right)^2\right), \tag{7}$$

Використовуючи приведений вище математичний опис можна скласти *Simulink*-модель, зображену на рис. 1.

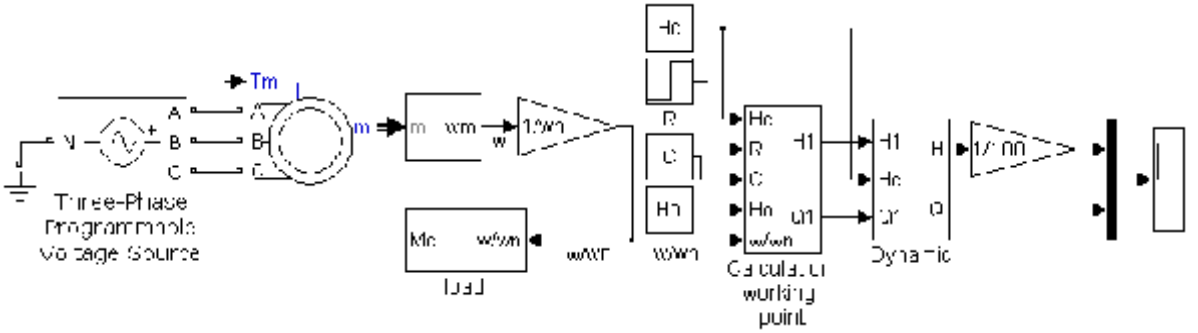

Рисунок 1 – Модель системи водопостачання

Для реалізації електричної мережі живлення та приводного двигуна використовуються такі блоки бібліотеки *SimPowerSystems*, як*: Three-Phase Programmable Voltage Source* та *Asynchronous Machine SI Units.* Момент навантаження формує блок *load*, використовуючи (7), а усталені значення напору (H_1) та подачі (Q_1) помпи (робочу точку) вираховує блок *Calculatoin working point*, використовуючи отриманні раніше залежності (4). Динамічні значення напору та подачі у споживача знаходяться за допомогою блока *Dynamic* (рис. 2), на основі (5) та (6).

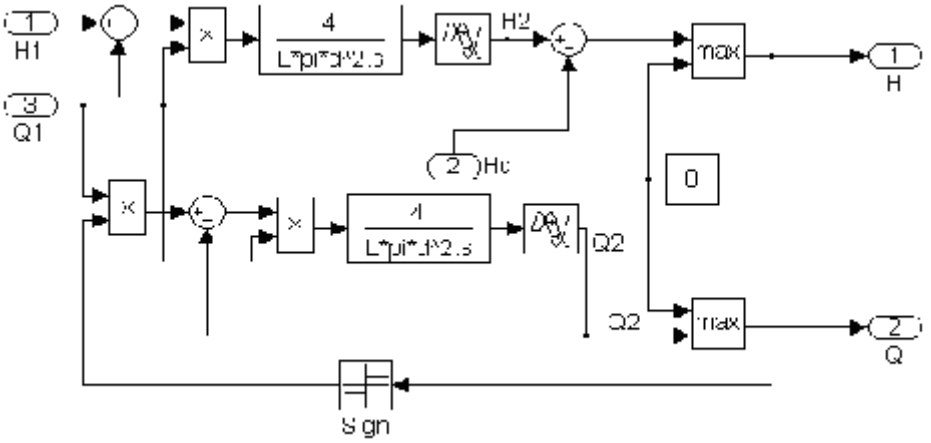

Рисунок 2 – Реалізація блоку *Dynamic*

За допомогою ланки *Sign* у блоку *Dynamic* (рис. 2) реалізується режим роботи системи з протитиском (при наявності статичного напору $H_{ст}$) – подача з'являється тільки після того як напір, що розвивається ТМ, досягне значення статичного напору. Моделювання зворотнього хлипаку виконується, використовуючи ланки *max* – вхідне значення порівнюється з нулем та знаходиться найбільше.

Моделювання виконуємо для помпи *20НДС*, у якої $Q_н$=0,7 м^3/с, $H_н$=42,5 м, а нульовий напір H_0=51 м. В той час, параметри мережі: довжина L=200 м, діаметр d=0.2 м. Швидкість звуку в рідині (при температурі 20° C) c=1450 м/с В перші 100с моделюється робота системи при прямому пуску двигуна, у наступні 100с – перехід системи на іншу робочу точку через зміну параметрів мережі (введення засувки, що приводить до зміни коефіцієнта R з 86,73 сек^2/м^5 до 130,1 сек^2/м^5 у рівнянні (4)).

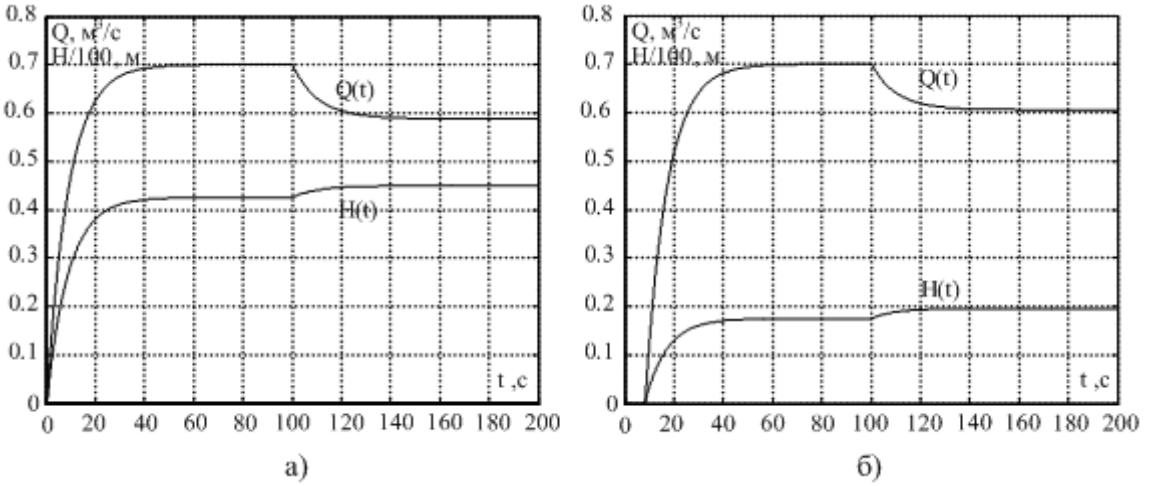

Рисунок 3 – Перехідні процеси напору та подачі системи без протитиску (а) та з протитиском (б)

При роботі системи без протитиску (рис. 3а) видно, що напір та подача починають зростати на кінці перерізу труби практично з моменту пуску двигуна, в той час, як при його наявності (рис. 3б) це відбувається через деякий відрізок часу, за який H_2 досягає рівня $H_{ст}$.

Висновки. Запропонована модель відображає процеси, що відбуваються в водотранспортній системі. Вона включає в себе систему електропостачання, приводний двигун, відцентрову помпу та трубопровід, дозволяє проводити моделювання при різних режимах роботи. Враховуючи це, можна зробити висновок, що вона може бути успішно використана при створені та дослідженні систем автоматичного керування.

У майбутньому планується порівняти результати роботи цієї моделі з роботою моделі, яка буде основана на іншому принципі, наприклад, на рівняннях з частинними похідними.

В подальшій роботі модель можна використовувати для синтезу систем керування, що підвищують ефективність роботи комплексу водопостачання, таких, наприклад, як системи, замкнені за напором, або з енергоспостерігачем у контурі керування [10].

БІБЛІОГРАФІЧНІ ДАНІ

1. Лезнов Б. С. Энергосбережение и регулируемый привод в насосных и воздуходувных установках. – М.: Энергоатомиздат, 2006. – 360 с.

2. Онищенко Г. Б., Юньков М. Г. Электропривод турбомеханизмов. М., «Энергия», 1972. – 240 с.

3. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры: Учебник для теплоэнергетических специальностей вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.

4. Ильинский Н. Ф. Электропривод: энерго- и ресурсосбережение: учеб. пособие для студ. высш учеб. заведений / Н. Ф. Ильинский, В. В. Москаленко. – М.: Издательски центр «Академия», 2008. – 208 с.

5. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа: Учеб. для втузов. – 7-е изд., испр. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.

6. Чорний О. П. Моделювання електромеханічних систем: Підручник / Чорний О. П., Луговой А. В., Д. Й. Родькін, Сисюк Г. Ю., Садовой О. В. – Кременчук, 2001. – 376 с.

7. Кінчур О. Ф. Моделювання електроприводу насосної станції системи водопостачання //Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ „ХПИ”. 2008, №30. – С. 241 – 242.

8. Ким Д. П. Теория автоматического управления. Т.1. Линейные системы. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2003. – 379 с.

9. Крупник А.А., Садовой А.В., Тищенко Н.Т., Волянский Р.С. Модель газотранспортной системы как объекта управления. //Збірник наукових праць Дніпродзержинського державного технічного університету (технічні науки) – Дніпродзержинський державний технічний університет. – 2009. – С. 152 – 158.

10. Алексеева Ю. А., Коренькова Т. В. Система повышения эффективности насосного комплекса с энергонаблюдателем в контуре управления. //Тематический выпуск «Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и практика» научно-технического журнала «ЭЛЕКТРОИНФОРМ» – Львов: ЕКОинформ. – 2009. – С. 377 – 381.