

СИСТЕМА АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ТИСКУ НА НПС З ВИКОНАВЧИМ МЕХАНІЗМОМ ІЗ ЗМІННИМ ЧАСОМ ПОВНОГО ХОДУ

У статті наведено результати застосування виконавчого механізму із змінним часом повного ходу у системі автоматичного регулювання тиску нафти на нафтоперекачувальній станції. Досліджено переваги такого виконавчого механізму, які дозволяють підвищити швидкодію системи та забезпечити стійкість системи регулювання при значному дроселюванні потоку нафти.

The results of the application of the actuator with variable full stroke time in the system of automatic oil pressure control on oil pumping station are given in the article. Benefits of this actuator that can improve system performance and ensure the stability control system with considerable throttling the flow of oil are investigated.

Вступ

При транспортуванні нафти магістральними нафтопроводами на більшості нафтоперекачувальних станцій (НПС) застосовується технологічна схема перекачування «з насоса в насос». Така технологічна схема виключає проміжні технологічні операції і неминуче пов'язані з ними втрати нафти. Крім того, вона значно здешевлює технологію транспортування, оскільки не потребує спорудження дорогих резервуарних парків. Проте, значним недоліком технологічної схеми «з насоса в насос» є «жорсткий» гідравлічний зв'язок всіх ділянок, що працюють у цьому режимі, оскільки, будь-яка зміна тиску на одній з них призводить до змін тиску на всіх інших [1].

При вимкненні або ввімкненні насосного агрегату на НПС відбувається стрибкоподібна зміна тиску у всьому нафтопроводі, яка може спричинити гідроудар або виникнення кавітації. Це може спричинити руйнування лінійної частини нафтопроводу та пошкодження робочих органів насосних агрегатів. Для уникнення цих негативних явищ та забезпечення надійної роботи магістральних нафтопроводів при існуючій схемі транспортування необхідно регулювати тиск на вході та на виході НПС, особливо в перехідних режимах.

Плавне регулювання тиску на НПС здійснюється дроселюванням потоку нафти, байпасуванням або зміною швидкості обертання насосних агрегатів. Метод дроселювання потоку нафти є поширенішим через простішу реалізацію та роботу у широких діапазонах витрат [2]. Регулювання тиску нафти у магістральних нафтопроводах методом дроселювання зазвичай здійснюється поворотною заслінкою (ПЗ), оскільки її гідравлічний опір у повністю відкритому по-

ложенні значно менший від опору інших регулюючих органів [3]. Основним недоліком ПЗ є нелінійна статична характеристика, яка ускладнює процес регулювання.

Задачею системи регулювання тиску є забезпечення стабільної роботи НПС у всіх перехідних режимах та недопущення спрацювання аварійного захисту. НПС обладнана системою автоматичного захисту, яка вимикає всі насосні агрегати при досягненні аварійного тиску нафти. При падінні значення тиску на вході НПС нижче ніж 3 бари протягом 3 секунд відбувається аварійна зупинка для уникнення кавітації. Для запобігання пошкодження лінійної частини нафтопроводу відбувається аварійна зупинка при перевищенні значення тиску на виході НПС понад 51 бар. Такі аварійні зупинки можуть призвести до ланцюгової зупинки всіх НПС вздовж нафтопроводу.

Аналіз літератури

Метод регулювання тиску нафти шляхом зміни частоти обертання насосного агрегату є економічним та перспективним, але він не отримав достатнього поширення через складність та високу вартість реалізації частотних приводів на велику потужність і з високою напругою живлення [4]. Крім того, проведені дослідження показують, що економічно доцільно проводити заміну вузла дроселювання на частотно-регульований привід на тих НПС, коефіцієнт дроселювання на яких перевищує 5% [5]. На діючих нафтопроводах, які вже виведені на номінальну продуктивність, застосовується тільки короткочасне дроселювання при перемиканні схем під'єднань насосних агрегатів,

тому загальний коефіцієнт дроселювання значно нижчий ніж 5%.

Для переміщення ПЗ при дроселюванні потоку нафти потрібно розвивати великі моменти. Раніше для приводу ПЗ застосовували пневматичні та гідравлічні виконавчі механізми (ВМ). Такі ВМ задовольняють вимоги щодо вибухобезпечної роботи, адже на НПС можливі витоки та випари нафти. Проте пневматичні системи регулювання мають ряд недоліків, серед яких наступні: запізнення в довгих пневмолініях, необхідність застосування системи підготовки та осушування повітря, складність експлуатації [1]. Поява електричних ВМ у вибухобезпечному виконанні дозволила застосовувати їх для переміщення ПЗ у електронних реалізаціях систем регулювання тиску на НПС.

Виклад основного матеріалу

Об'єктом регулювання (ОР) системи є ділянка трубопроводу, гідравлічний опір якої залежить від положення ПЗ. Математичною моделлю такого ОР є аперіодична ланка першого порядку, коефіцієнт підсилення (КП) якої визначається за формулою [6]:

$$K = \frac{2F}{C_R^2},$$

де: F – витрата нафти, $\text{м}^3/\text{год}$; C_R – гідравлічний опір трубопроводу.

При аналізі залежності перепаду тиску на ПЗ від її положення при номінальному режимі перекачування $2500 \text{ м}^3/\text{год}$ (рис.1) видно, що гідравлічний опір ПЗ змінюється нелінійно у широких межах (при положенні 60% – перепад тиску 0,446 бар; при 20% – 14,23 бар), що впливає на КП об'єкту та усієї системи в цілому. Оскільки ПЗ має значний вплив на ОР, будемо розглядати їх у комплексі, який позначимо ПЗ-ОР.

Для компенсації нелінійності КП системи можна застосувати зміну КП регулятора. Таку зміну потрібно проводити плавно, оскільки значна зміна КП може призвести до «пропорційного стрибка» (proportional kick) вихідного сигналу регулятора, або стрибкоподібно у момент, коли розузгодження рівне 0. Такі обмеження не дозволяють ефективно компенсувати нелінійність КП у зоні ефективного регулювання ПЗ (положення 15%-50%).

В розробленій системі застосовано інший метод компенсації нелінійної зміни КП об'єкту регулювання – зміна КП комплексу автоматич-

ний регулятор (АР) – ВМ. Таку зміну пропонується робити шляхом плавної зміни частоти живлення асинхронного двигуна ВМ.

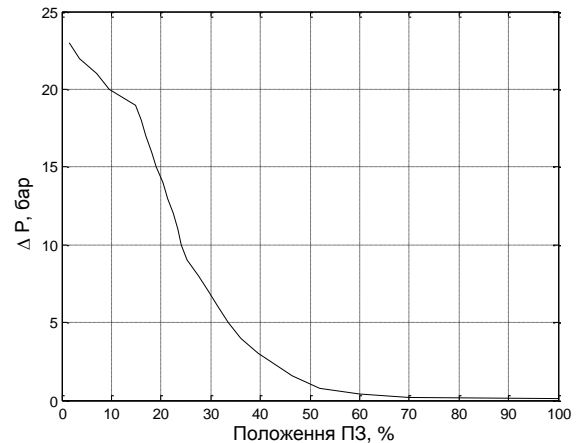


Рис.1. Експериментальна характеристика залежності перепаду тиску на поворотній заслінці діаметром 500мм в залежності від її положення, витрата нафти $2500 \text{ м}^3/\text{год}$

В реалізованій системі регулювання тиску нафти на НПС застосовується електричний ВМ з імпульсним керуванням. Імпульсний вихід регулятора сформований шляхом під'єднання виходу цифрового ПП регулятора до трипозиційного реле, яке охоплене інтегральною ланкою у зворотному зв'язку (імітація зворотного зв'язку по положенню ВМ) (рис.2). Така схема реалізації дозволяє усунути недоліки схеми регулювання зі зворотним зв'язком по положенню ВМ, які спричинюються люфтами ВМ, вибігом валу ВМ та похибкою давача положення.

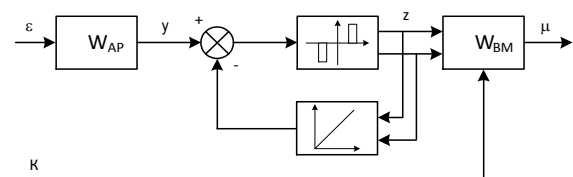


Рис.2. Структурна схема комплексу автоматичного регулятора – виконавчий механізм, ε – розузгодження, y – вихід цифрового регулятора, z – імпульсний вихід, μ – переміщення валу ВМ, K – аналоговий сигнал керування частотним перетворювачем за яким відбувається зміна часу повного ходу ВМ

Функцію передачі трипозиційного реле можна виразити у вигляді пропорційної ланки з великим КП і тоді функція передачі трипозиційного реле, яке охоплене від'ємним зворотним зв'язком через інтегруючу ланку, буде мати вигляд:

$$W_{реле}(p) = \frac{K_{реле}}{1 + K_{реле} \cdot \frac{K_{IH}}{T_{IH} p}} = \frac{1}{\frac{1}{K_{реле}} + \frac{K_{IH}}{T_{IH} p}} \approx \frac{T_{IH} p}{K_{IH}}$$

де: $K_{реле}$ – коефіцієнт підсилення реле ($K_{реле} \gg 1$); T_{IH} – стала часу інтегральної ланки у колі від’ємного зворотного зв’язку; K_{IH} – коефіцієнт підсилення інтегральної ланки.

Тобто, трипозиційне реле з інтегратором у зворотному зв’язку фактично є диференційною ланкою. У такому разі вихід регулятора, який формується ПІ законом регулювання, спочатку диференціюється на трипозиційному реле, а потім інтегрується на електричному ВМ. Тому така збірка – трипозиційне реле з інтегральною ланкою у від’ємному зворотному зв’язку у комплексі з електричним ВМ пропорційно перетворює вихід ПІ регулятора у переміщення ВМ.

Функція передачі такої збірки – трипозиційного реле та ВМ виглядає наступним чином:

$$W_{реле+ВМ}(p) = \frac{T_{IH} p}{K_{IH}} \cdot \frac{K_{ВМ}}{T_{ВМ} p} = \frac{T_{IH} K_{ВМ}}{K_{IH} T_{ВМ}}$$

Тоді загальна функція передачі комплексу АР – ВМ, подана у формі z – рівняння, буде мати вигляд:

$$W_{АР+ВМ}(z) = (K_{П} + \frac{\Delta t \cdot z}{T_i \cdot (z-1)}) \cdot \frac{T_{IH} K_{ВМ}}{K_{IH} T_{ВМ}} = \frac{T_{IH} K_{ВМ} K_{П}}{K_{IH} T_{ВМ}} (1 + \frac{\Delta t \cdot z}{K_{П} T_i \cdot (z-1)}), \quad (1)$$

де $K_{П}$ – коефіцієнт підсилення регулятора, T_i – час інтегрування регулятора, Δt – час дискретизації цифрового регулятора.

З рівняння (1) видно, що КП комплексу АР – ВМ залежить від часу повного ходу ВМ $T_{ВМ}$:

$$K_{АР-ВМ} = \frac{T_{IH} K_{ВМ} K_{П}}{K_{IH} T_{ВМ}} \quad (2)$$

З формули (2) випливає, що для того, щоб КП комплексу АР – ВМ дорівнював КП регулятора, має справджуватись співвідношення $\frac{K_{ВМ}}{T_{ВМ}} = \frac{K_{IH}}{T_{IH}}$. У розробленій системі закладений

алгоритм, за яким час повного ходу ВМ змінюється у межах 7,5 - 60 секунд при зміні частоти живлення двигуна. Таким чином, плавно змінюючи час повного ходу ВМ можна змінювати КП комплексу АР – ВМ так, щоб компенсувати нелінійну зміну КП заслінки.

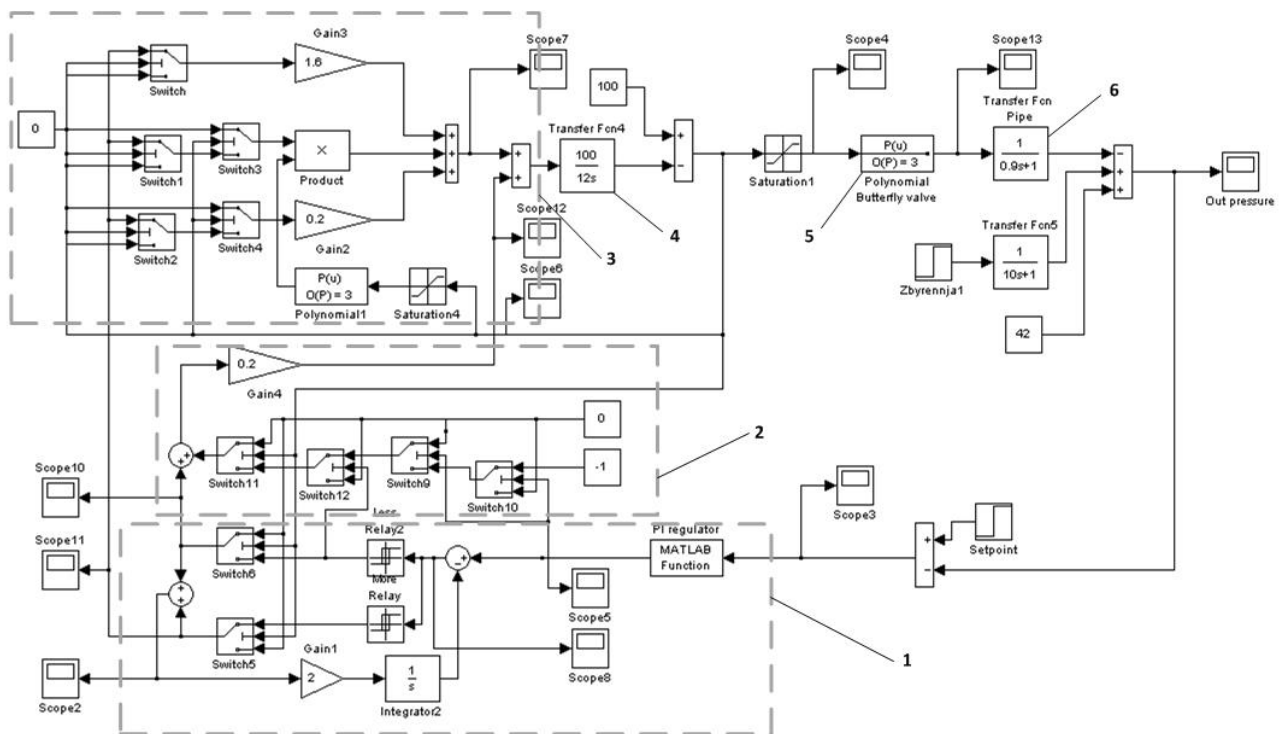


Рис.3. Модель системи автоматичного регулювання тиску на виході НПС з ВМ із змінним часом повного ходу (1 – цифровий імпульсний ПІ регулятор, 2 – блок, який забезпечує відкриття ПЗ з мінімальною швидкістю, 3 – блок, який забезпечує плавну зміну часу повного ходу ВМ за алгоритмом, 4 – ВМ, 5 – функція передачі ПЗ, 6 – функція передачі ділянки трубопроводу)

Крім того, зміна часу повного ходу ВМ дозволяє пройти зону неефективного регулювання ПЗ на максимальній швидкості за короткий час. Це дозволяє покращити швидкодію системи і дає можливість усунути всі обмеження на максимальне відкриття ПЗ (в ряді систем з метою підвищення швидкості початкове положення ПЗ обмежується значенням 90%).

Для запропонованого методу компенсації нелінійної зміни КП об'єкту у середовищі Matlab була розроблена модель системи автоматичного регулювання тиску на виході НПС з ВМ із змінним часом повного ходу (рис. 3).

На основі динамічної характеристики комплексу ВМ – ПЗ було знайдено поліном (формула 3) для плавної зміни частоти живлення двигуна ВМ у зоні ефективного регулювання ПЗ (15% - 50%). При положенні ПЗ від 0% до 15% час повного ходу ВМ постійний і рівний 60с, при положенні 50-100% теж постійний і рівний 7,5с. Відкриття поворотної заслінки для уникнення появи коливань завжди проходить на мінімальній швидкості з часом повного ходу ВМ 60с.

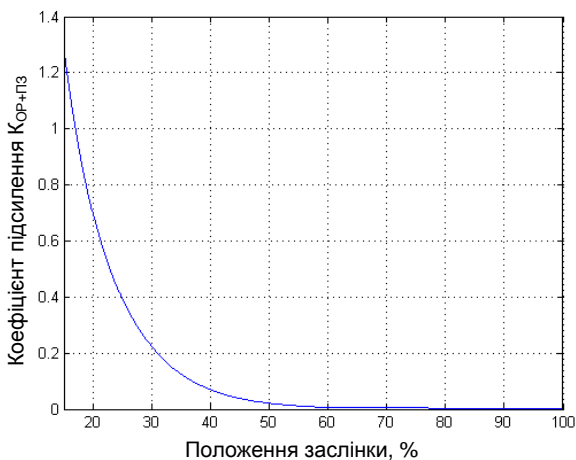


Рис. 4. Залежність зміни коефіцієнту підсилення комплексу ПЗ-ОР від положення ПЗ

$$K = 1,2791 \cdot 10^{-5} \cdot S^3 + 1.6702 \cdot 10^{-4} \cdot S^2 - 1.6148 \cdot 10^{-2} \cdot S + 0.36226, \quad (3)$$

де: K – коефіцієнт зміни швидкості ВМ (якщо K=1, то час повного ходу ВМ 12с), S – положення ПЗ у відсотках (0% – повне закриття, 100% – повне відкриття). Як зазначено вище, ПЗ розглядається у комплексі з ОР. КП цього комплексу змінюється нелінійно. На рис.4 зображена залежність КП комплексу ПЗ-ОР від положення ПЗ у діапазоні 15-100% відкриття. Закриття ПЗ на значення, яке менше від 15%, призводить до значної зміни КП. При відпра-

цюванні більшості збурень такого значного закриття не відбувається, адже воно може призвести до аварійного вимкнення НПС по перепаду тиску на ПЗ.

З рис.4 видно, що КП змінюється в межах від 0.03 до 1.28; тобто, при закритті заслінки від положення 100 % до 15% КП збільшується більш ніж в 40 разів. Запропонований метод керування ВМ дозволяє компенсувати нелінійну зміну КП системи регулювання в таких широких межах за рахунок зміни часу повного ходу ВМ.

Структурна схема системи регулювання тиску на виході НПС по каналу збурення та по каналу завдання, з врахуванням всіх вищеописаних перетворень, зображена на рис.5.

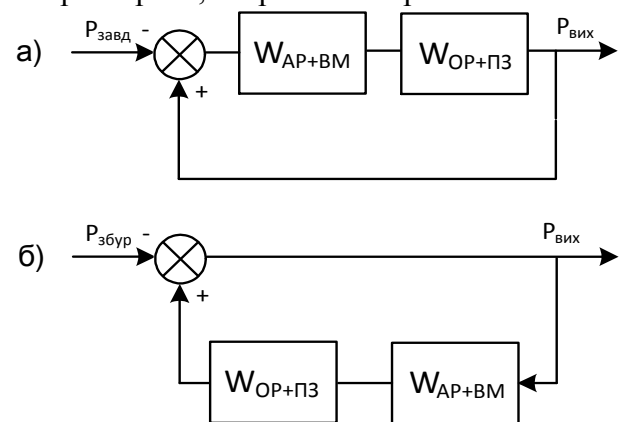


Рис. 5. Структурна схема системи регулювання тиску на виході НПС по збуренню а) каналом завдання, б) каналом збурення

КП для схеми регулювання по каналу збурення (рис.5а) буде рівним:

$$K_{сист} = - \frac{1}{1 + K_{OP+PЗ} K_{AP+BM}}$$

Залежність зміни КП системи від положення ПЗ у зоні «ефективного регулювання» зображена на рис.6. Для порівняння на цьому ж рисунку також зображено зміну КП системи з постійним часом повного ходу ВМ та значенням КП регулятора рівним 42 (дане значення КП регулятора вважалось оптимальним для попередніх реалізацій систем регулювання тиску).

КП для схеми регулювання по каналу завдання (рис.5 б) рівний:

$$K_{сист} = - \frac{K_{OP+PЗ} K_{AP+BM}}{1 + K_{OP+PЗ} K_{AP+BM}}$$

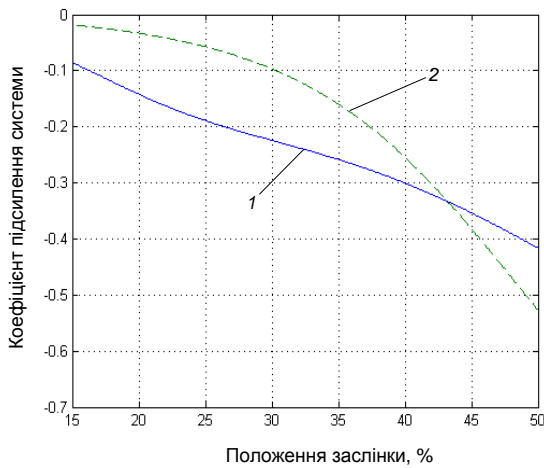


Рис. 6. Зміна коефіцієнту підсилення системи при збуренні каналом збурення. 1 – для системи зі змінним часом повного ходу ВМ, 2 – для системи з постійним часом повного ходу ВМ.

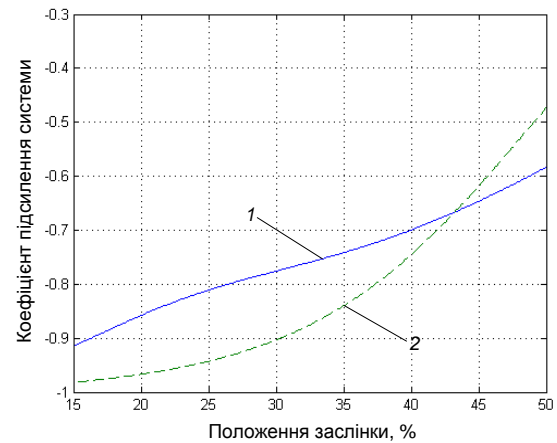


Рис. 7. Зміна коефіцієнту підсилення системи при збуренні каналом завдання. 1 – для системи зі змінним часом повного ходу ВМ; 2 – для системи з постійним часом повного ходу ВМ.

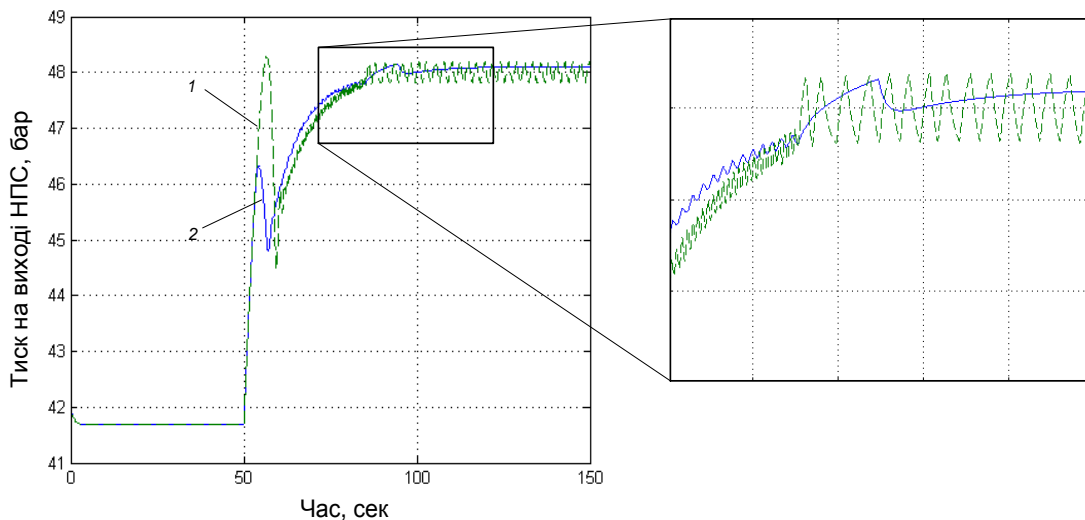


Рис.8. Перехідний процес при нанесенні збурення у вигляді стрибка тиску на 15 бар: 1 – при постійному часі повного ходу ВМ; 2 – при зміні часу повного ходу ВМ за розробленим алгоритмом.

Аналіз графіків на рис.6 та рис.7 показує, що при зміні швидкості ВМ за запропонованим алгоритмом вдалося досягнути зменшення діапазону зміни КП системи регулювання тиску на виході НПС, а сам вигляд цієї зміни наблизився до лінійної залежності. Це дозволяє покращити параметри якості регулювання та стійкість системи.

Для дослідження роботи замкненої САР тиску на виході НПС було проведено моделювання реакції системи з ВМ із постійним та змінним часом повного ходу на підвищення тиску на виході НПС, яке перевищило значення завдання (рис.8.).

Завдання регулятора тиску встановлене на значенні 48 бар і згідно нормативних докумен-

тів допустиме динамічне відхилення складає 1,5 бар. При цьому у початковому стані значення тиску на виході насосного агрегату встановили рівним 42 бар, а після заслінки – 41,7 бар (незначне відхилення від завдання спричинене тим, що заслінка у відкритому положенні створює невеликий перепад тиску).

Далі в момент часу 50 с було нанесено збурення у вигляді підвищення тиску на 15 бар. Обидві системи (зі змінним та з постійним часом повного ходу ВМ) відпрацювали збурення. Проте, для системи з постійним часом повного ходу ВМ встановився коливний процес, що є неприпустимим для такої системи регулювання. Крім того, динамічне відхилення такої системи є значно більшим, що може призвести до

спрацювання системи аварійного захисту. Система зі змінним часом повного ходу ВМ за розробленим алгоритмом відпрацювала збурення з виходом на новий стан рівноваги без залишкових коливань. На рис.9. зображений графік переміщення ПЗ в часі при нанесеному збуренні для обох систем. При відпрацюванні збурення заслінка закрилась до 27% для обох варіантів реалізації, але для системи зі змінним часом повного ходу ВМ заслінка закривається швидше, що дозволило одержати наступні переваги: 1) швидше досягти зони «ефективного регулювання»; 2) уникнути коливань в новому стані рівноваги за рахунок зміни КП системи

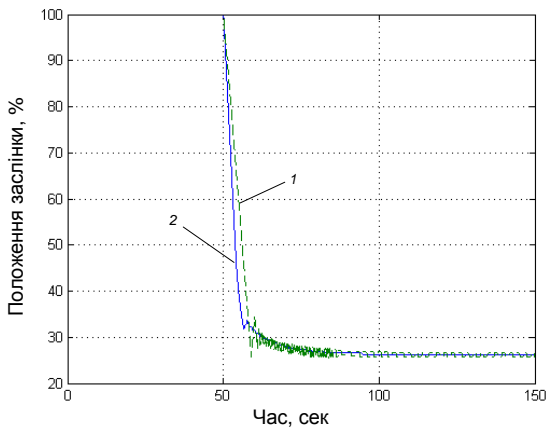


Рис.9. Переміщення заслінки при нанесенні збурення у вигляді стрибка тиску на 15 бар: 1 – при постійному часі повного ходу ВМ; 2 – при зміні часу повного ходу ВМ за розробленим алгоритмом.

Експериментальне дослідження розробленої системи регулювання тиску на НПС з ВМ із змінним часом повного ходу проводилися у 2013 році на НПС «Новини» філії «Магістральні нафтопроводи «Дружба» ПАТ «Укртранснафта». Дані для аналізу процесу регулювання записувались інтелектуальним самописцем SIREC D300. На рис.10 зображений перехідний процес при нанесенні збурення каналом тиску. В процесі експериментальних досліджень примусово зупинили два агрегати на наступній за досліджуваною НПС. Це призвело до зростання тиску на виході досліджуваної станції.

Графік показує, що система регулювання відпрацювала дане збурення. На початку перехідного процесу відбулося різке закриття регулюючого органу до положення 32% і регульована величина при цьому не перевищила значення завдання. Максимальне динамічне відхилення не перевищило значення 0,5 бар. Оскільки розрахувати величину збурення, яке відбулося внаслідок зупинки двох агрегатів на попередній НПС, дуже складно, тому про адекватність отриманої моделі можна судити, провівши компаративний аналіз характеру перехідних процесів моделі (див. рис.8,9) та експериментальних даних (рис.10). Далі досліджено реакцію системи на збурення, при якому вихідний тиск в перехідному режимі не вийде за допустиме значення завдання, а система після відпрацювання стрибкоподібного збурення поверне заслінку в повністю відкритий стан (рис.11).

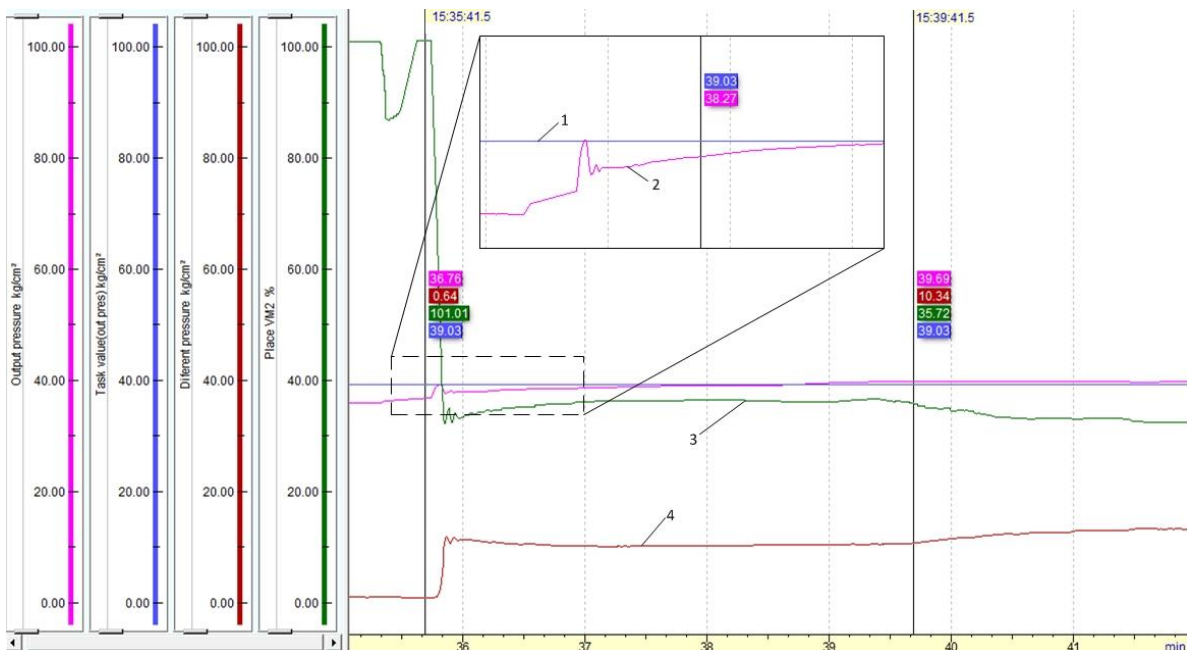


Рис.10. Реакція розробленої системи регулювання на зростання тиску на виході НПС (запис експериментального дослідження); 1 – завдання тиску на виході НПС, кг/см²; 2 – тиск на виході НПС, кг/см²; 3 – положення ПЗ, %; 4 – перепад тиску на ПЗ, кг/см²

При такому моделюванні завдання регулятора встановлено рівним 48 бар, тиск на виході НПС – 42 бар. Після цього наносилось збурення у вигляді стрибка тиску зі значенням 5 бар. Перехідні процеси для обох систем регулювання (ВМ з постійним та ВМ зі змінним часом повного ходу) однакові, графіки співпадають, відбувається плавне збільшення тиску до 47 бар (з невеликим відхиленням, спричиненим гідравлічним опором ПЗ).

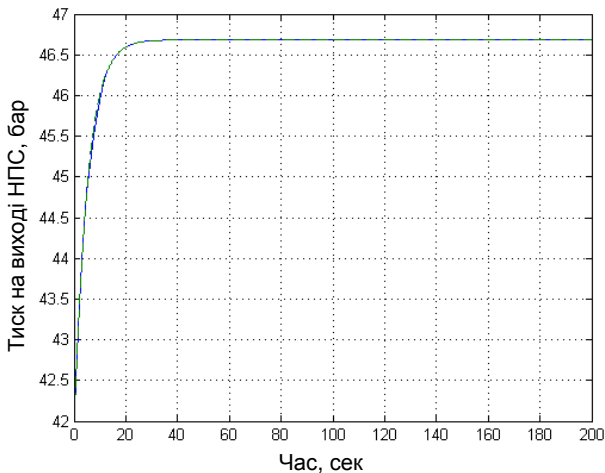


Рис.11. Перехідний процес при нанесенні збурення у вигляді стрибка тиску зі значенням 5 бар: 1 – при постійному часі повного ходу ВМ; 2 – при зміні часу повного ходу ВМ за розробленим алгоритмом.

При такому збуренні внаслідок різкої зміни тиску на виході НПС у регуляторі відбувається пропорційний стрибок (proportional kick), зумовлений цифровою реалізацією ПІ регулятора на основі швидкісного алгоритму, і ця властивість цілеспрямовано застосована при реалізації САР тиску на НПС [7]. Реакція систем з однаковою реалізацією цифрового ПІ регулятора, але з різними характеристиками переміщення ВМ зображена на рис.12.

Аналіз графіків на цьому рисунку показує, що при змінному часі повного ходу ВМ заслінка швидше закривається і досягає положення 57%. Такий характер реакції системи зі змінним часом переміщення ВМ дозволяє швидше відреагувати і на більше збурення і не допустити-

при цьому перевищення значення тиску понад завдання.

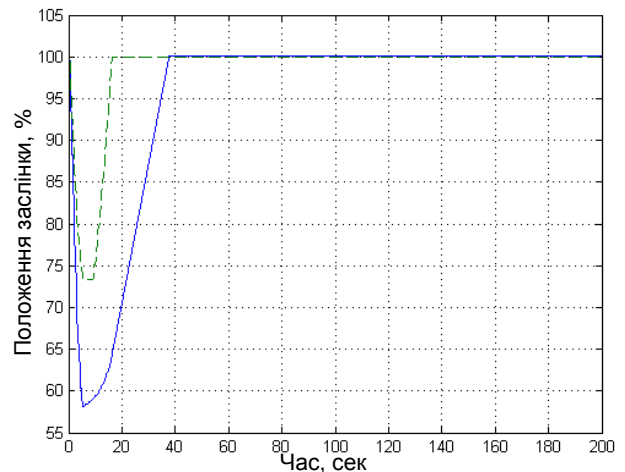


Рис.12. Переміщення заслінки при нанесенні збурення у вигляді стрибка тиску зі значенням 5 бар: 1 – при постійному часі повного ходу ВМ; 2 – при зміні часу повного ходу ВМ за розробленим алгоритмом.

Для експериментального дослідження реакції системи на вищеприписане збурення було проведено ввімкнення додаткових насосних агрегатів на НПС, на якій проводилось дослідження. З графіків на рис.13 видно, що в момент часу близько 25 хв відбулося ввімкнення ще одного агрегату на НПС, на якій відбувалось дослідження. У цей момент при значенні тиску на виході НПС значно меншому від завдання, внаслідок його різкої зміни, відбулося закриття регулюючого органу до положення близько 60%. Оскільки немає потреби в дроселюванні на виході станції, то після спрацювання система регулювання плавно виводить заслінку у повністю відкрите положення. Такий самий характер переміщення заслінки був у змодельованій системі і він проілюстрований на рис.12.

Результати моделювання та експериментальних досліджень показують, що запропонована система регулювання тиску реагує на швидку зміну тиску у нафтопроводі, навіть якщо ця зміна не призводить до зміни знаку розузгодження.

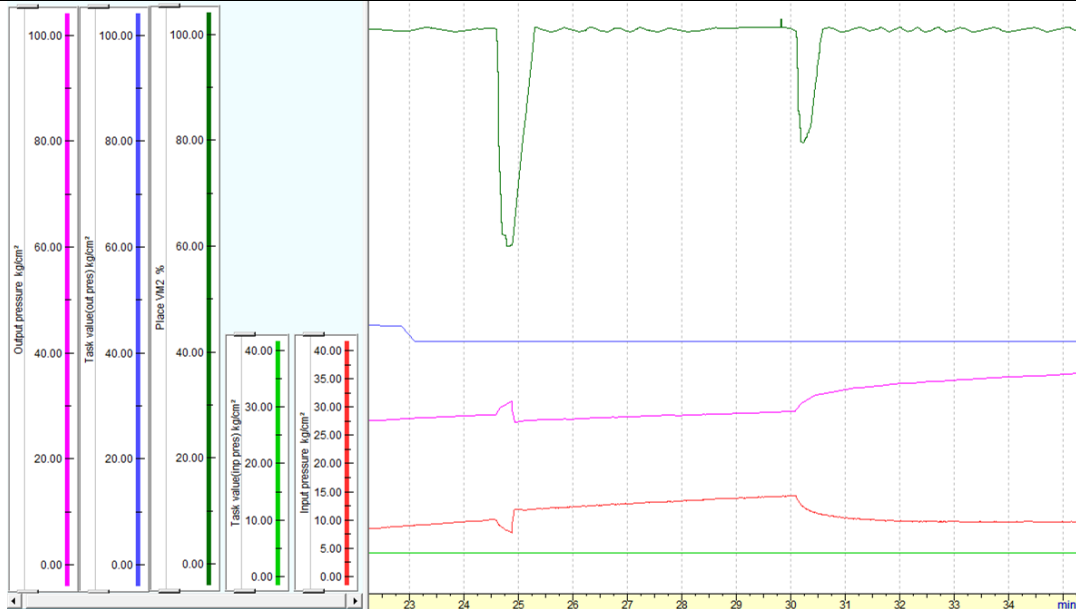


Рис.13. Реакція розробленої системи на ввімкнення ще одного насосного агрегату на НПС, на якій проводилось дослідження (запис експериментального дослідження).

Висновок

Нелінійна статична характеристика ПЗ, яка застосовується у системах регулювання тиску на НПС призводить до різких змін КП системи, що ускладнює регулювання та погіршує стійкість системи. В результаті такі системи не можуть відпрацювати всі можливі збурення, які виникають у процесі транспортування нафти нафтопроводом, і це призводить до аварійних зупинок. Запропонована зміна часу повного ходу інтегруючого ВМ за розробленим алгоритмом дозволяє зменшити діапазон зміни КП

системи і наблизити цю зміну до лінійної залежності без додаткових впливів на регулятор. Крім того, зміна часу повного ходу ВМ дозволяє швидко долати зону неефективного регулювання ПЗ (50-100%), що підвищує швидкість системи. Проведені експериментальні дослідження та дворічний досвід експлуатації розробленої системи регулювання тиску підтвердили адекватність розробленої моделі та переваги застосування ВМ із змінним часом повного ходу.

Список посилань

1. Зайцев Л.А., Ясинский Г.С. Регулирование режимов магистральных нефтепроводов. М.:Недра, 1980. – 187 с.
2. Краус Ю. А. Проектирование и эксплуатация магистральных нефтепроводов: Учеб. для вузов. – Омск.: Издательство ОмГТУ, 2010. – 102с.
3. Кріль С.О. Переваги застосування поворотної заслінки для регулювання витрат великих потоків // Теплоенергетика. Інженерія довіклля. Автоматизація: Вісник НУ “ЛП”. – 2014. – №792. – С.65-69.
4. Гумеров А.Г., Гумеров Р.С., Акберин А.М. Эксплуатация оборудования нефтеперекачивающих станций. – М.: ООО «Недра-Бизнесцентр». – 2011. – 475с.
5. Вязунов Е.В., Евтух К.А., Бархатов А.Ф. Об экономической эффективности замены узлов дросселирования давления на нефтеперекачивающих станциях частотно-регулируемыми приводами или гидромуфтами // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. – 2014. – №2(14). – С.15-21
6. Шински Ф. Системы автоматического регулирования химико-технологических процессов. Пер. с англ. под ред. Н. И. Гельперина. – М.: Химия, 1974. – 336с.
7. Кріль С.О. Застосування цифрових регуляторів у системі автоматичного регулювання тиску на нафтоперекачувальній станції // Вісник Інженерної академії України. – 2015. – №.1– С.218-224.