



Семенцов Г. Н.,  
Лагойда А. І.,  
Когутяк М. І.

## РОЗРОБКА ІМІТАЦІЙНОЇ МОДЕЛІ ВІДЦЕНТРОВОГО НАГНІТАЧА ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНОГО АГРЕГАТУ З ВРАХУВАННЯМ БАЙПАСУ

*У роботі на основі газодинамічних характеристик відцентрового нагнітача, характеристик антипомпажного клапана, виконавчого механізму та моделі динаміки нагнітача синтезовано у програмному продукті Matlab імітаційну модель відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату. Розроблена імітаційна модель відцентрового нагнітача дає змогу імітувати помпажні явища у відцентровому нагнітачі газоперекачувального агрегату.*

*Отримано результати моделювання з багатопараметричними та фазі регуляторами.*

**Ключові слова:** моделювання, помпаж, відцентровий нагнітач, антипомпажний клапан, керування, швидкодія.

### 1. Вступ

На перших етапах розвитку нагнітачів втрати від передбачених зупинок, через відсутність антипомпажного захисту була досить мала. Виконання функцій з відкриття простих стандартних вентилів на байпас залежала тільки від розрахунку вентилів на перепади тиску. Питання захисту вирішувалося простим перепуском газу в атмосферу без застосування складних механізмів байпаса.

З ростом продуктивності збільшувалися втрати від такого способу захисту і регулювання. У крайніх випадках це були нерегульований розгін ротора і входження в повну зону помпажу. Проблема ускладнювалася тим, що кожен стрибок в продуктивності нагнітача вимагав підвищення швидкодії антипомпажного клапана (АПК), при цьому кількість функцій, які він повинен був виконувати, збільшувалась.

Однією з специфічних функцій в арматурі, які повинен виконувати АПК, є можливість регулювання при високих і змінних перепадах тисків за дуже короткий час. Залежно від технологічного процесу, газодинамічних характеристик нагнітача цикл помпажу міг варіюватися від декількох секунд до десятків мілісекунд, впродовж якого система антипомпажного регулювання (АПР) повинна не тільки ідентифікувати помпаж, критичне наближення до межі помпажу і швидкість наближення робочої точки компресора до лінії помпажу, але і забезпечити спрацювання АПК для припинення розвитку помпажу. У даному випадку актуальним стає розроблення імітаційної моделі, що дасть змогу імітувати помпажні явища у відцентрованому нагнітачі газоперекачувального агрегату.

### 2. Об'єкт дослідження та його технологічний аудит

Об'єктом дослідження є відцентрований нагнітач газоперекачувального агрегату (ВН ГПА).

Відцентрований нагнітач (ВН) для газоперекачувального агрегату (ГПА) потужністю 16 МВт має кований

циліндричний корпус із двома жорсткими вертикальними і також кованими кришками, на яких змонтовані вузли підшипників і ущільнень. Кришки зафіксовані в корпусі за допомогою опірних розрізних кілець. Всмоктувальний і нагнітальний патрубки — ковани, приварені до корпусу ззовні, лапи опор корпусу також приварені. Для герметизації з'єднань «кришки — корпус» і внутрішніх порожнин проточної частини використовують кільцеві гумові шнури різних діаметрів.

Необхідні порожнини отримані за допомогою тонкостінного литого внутрішнього корпусу, що також не має горизонтального розрізу. Внутрішній корпус при збиранні нагнітача вкочується в зовнішній на спеціальних роликах. На внутрішньому корпусі закріплені вхідний направляючий апарат, що представляє собою систему радіальних ребер, лопаткові дифузори обох ступенів і зовнішня частина зворотного направляючого апарата. Внутрішня рознімна частина вкочується разом з ротором. Ротор має східчастий вал з максимальним діаметром (посередині) близько 300 мм, на який насажені робочі колеса, думіс (розвантажувальний поршень), втулки ущільнень, півмуфта для передачі обертового моменту і опірний виступ. Лопатки робочого колеса вифрезеровані в тілі основного диска, з'єднані з покриваючим (покривним) диском за допомогою пайки. Ротор пристосований для багатоплощинного балансування. Для вкочування ротора немає необхідності діставати внутрішній корпус і дифузори. Сприймаючий осьові зусилля опорний підшипник має пакети колодок по обидва боки. Кожен опорний підшипник сегментного типу складається з п'яти самоустановлювальних сегментів. Ущільнення мають лабіринтову будову і масляну кінцеву частину у виді щільного ущільнення з плаваючими кільцями.

Вихідна збірна камера утворена за допомогою кільцевого поглиблення на торцевій кришці і спеціально приєднаного до неї равлика. Загальне конструктивне рішення нагнітача дозволяє, при необхідності, порівняно легко замінити деталі проточної частини й одержувати різні модифікації нагнітального компресора.

Розрахункова робоча точка витрати газу для нагнітачів повинна знаходитися приблизно на 10–12% далі вправо від крайніх лівих значень витрати на його характеристиці, що відповідає умовам початку зриву потоку газу в нагнітачі (зона помпажу). Існуючі системи антипомпажного регулювання (АПР) мають недостатню швидкодію ( $\leq 100$  мс), алгоритми їх роботи є недосконалими, що може призвести до появи явища помпажу. Підвищити швидкодію та надійність системи АПР можна шляхом введення в структуру системи багатопараметричних та фазі регуляторів.

### 3. Мета та задачі дослідження

Метою даної роботи є розробка імітаційної моделі ВН ГПА. Дана модель дасть змогу імітувати помпажні явища у ВН ГПА, а отже проводити на її основі різноманітні дослідження.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- 1) визначити статичну ММ ВН ГПА;
- 2) визначити ММ АПК;
- 3) визначити перехідну характеристику приводу АПК;
- 4) синтезувати імітаційну модель ВН ГПА та провести моделювання з багатопараметричними та фазі регуляторами.

### 4. Аналіз літературних даних

На сьогодні регулювання продуктивності відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату (ВН ГПА) виконується, в основному, шляхом зміни частоти обертання силової турбіни газотурбінного двигуна. В аварійних режимах, коли нагнітач входить в помпажну зону, застосовують дроселювання шляхом перепуску частини газу із нагнітальної лінії на вхід компресора через АПК, який встановлений на байпасі. Тому важливим є створення систем автоматичного антипомпажного керування. Однак синтез системи керування неможливо здійснити без побудови адекватної математичної моделі (ММ) нагнітача. Математичному опису нагнітача присвячений ряд робіт [1, 2]. Всі вони мають певні недоліки, основними з яких є відсутність ММ нагнітача і відповідно складність застосування наведених там результатів при побудові систем керування компресом. Відомі роботи зарубіжних авторів, присвячені математичному моделюванню динаміки нагнітача, наприклад, [3–6], однак наведені там моделі не враховують наявність АПК та не дозволяють досліджувати динаміку нагнітача при перепуску частини стисненого газу з нагнітання на всмоктування. Узагальнений опис динаміки помпажних явищ представлений також в роботі [7], однак теж без врахування байпасу з АПК. Синтезу системи автоматичного регулювання (САР) помпажу присвячені роботи [8–10], однак приводом АПК є електродвигун.

### 5. Матеріали та методи досліджень

Під час розробки імітаційної моделі ВН ГПА, на основі моделі Мура-Грейтцера, отримано динамічну модель нагнітача з АПК. Виконавши апроксимацію газодинамічної характеристики ВН ГПА програмним продуктом Curve Expert 1.3, визначено, що її доцільно описувати поліномом п'ятого степеня, а витратну

характеристику АПК поліномом четвертого степеня. На основі даних активного експерименту визначено перехідну характеристику приводу АПК кульового типу.

### 6. Результати досліджень

Динамічна ММ заснована на використанні диференціальних рівнянь нерозривності, кількості руху та енергії. Як правило, при побудові динамічної ММ, що дозволяє проводити аналіз робочого процесу в системі «нагнітач — мережа за нагнітачем» (рис. 1) [3].

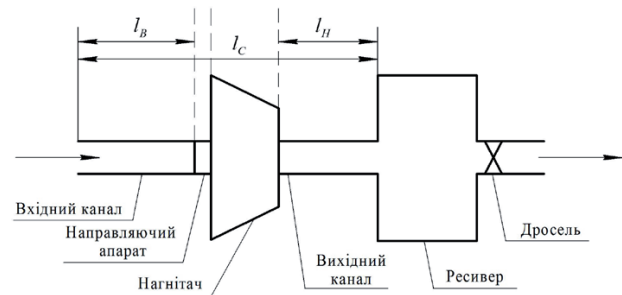


Рис. 1. Схематичне представлення системи «нагнітач — мережа за нагнітачем»

Для опису динаміки нагнітача у роботі використана модель Мура-Грейтцера [3]:

$$\begin{aligned} \frac{d\dot{\Phi}}{d\tau} &= \frac{1}{l_C} (\dot{\Psi}_n(\dot{\Phi}) - \dot{\Psi}), \\ \frac{d\dot{\Psi}}{d\tau} &= \frac{1}{4B^2 l_C} (\dot{\Phi} - \dot{\Phi}'_T), \end{aligned} \quad (1)$$

де  $\dot{\Phi}$  — відносна масова витрата газу через нагнітач;  $\dot{\Psi}$  — відносна ступінь стиснення газового потоку в нагнітачі;  $\dot{\Phi}'_T$  — відносна масова витрата мережі;  $B$  — параметр Грейтцера;

$$l_C = l_B + l_K + l_H,$$

де  $l_B$  — довжина труби на всмоктування;  $l_K$  — довжина нагнітача;  $l_H$  — довжина труби на нагнітання;  $\tau = \frac{Ut}{R}$  — відносний час;  $U$  — тангенціальна швидкість в середньому діаметрі;  $R$  — середній радіус нагнітача;  $t$  — реальний час;  $\dot{\Psi}_n(\dot{\Phi})$  — газодинамічна характеристика нагнітача на номінальному режимі.

З врахуванням перепуску газу через АПК, оскільки  $\dot{\Phi}'_T = \dot{\Phi}_T + \dot{\Phi}_{\text{АПК}}$ , рівняння (1) можна записати у такий спосіб:

$$\begin{cases} \frac{d\dot{\Phi}}{d\tau} = \frac{1}{l_C} (\dot{\Psi}_n(\dot{\Phi}) - \dot{\Psi}), \\ \frac{d\dot{\Psi}}{d\tau} = \frac{1}{4B^2 l_C} (\dot{\Phi} - \dot{\Phi}_T - \dot{\Phi}_{\text{АПК}}), \end{cases} \quad (2)$$

де  $\dot{\Phi}_{\text{АПК}}$  — відносна масова витрата газу через АПК;  $\dot{\Phi}_T$  — відносна масова витрата в магістраль газогону.

При використанні для моделювання моделі Мура-Грейтцера [3], як правило, вона доповнюється узагальненою кубічною газодинамічною характеристикою нагнітача (рис. 2).

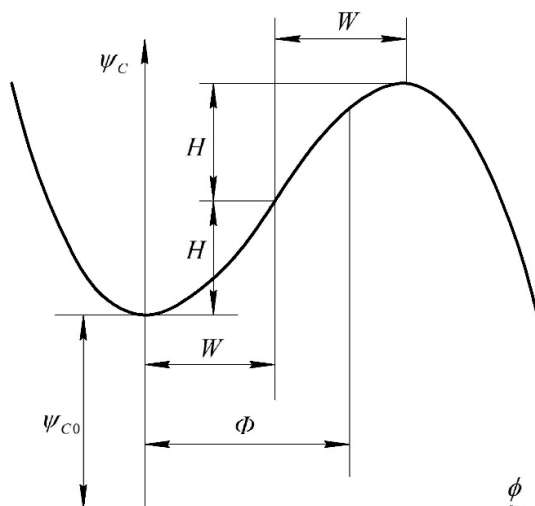


Рис. 2. Універсальна безрозмірна кубічна газодинамічна характеристика нагнітача

В [3] запропоновано наступну залежність:

$$\dot{\Psi}_n(\dot{\Phi}) = \psi_{c0} + H \left( 1 + \frac{3}{2} \left( \frac{\dot{\Phi}}{W} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left( \frac{\dot{\Phi}}{W} - 1 \right)^3 \right), \quad (3)$$

де  $\psi_{c0}$  – стиснення при відсутності витрати;  $W$  – півширина газодинамічної характеристики;  $H$  – піввисота газодинамічної характеристики.

Використання описаної вище ММ Мура-Грейтцера дозволяє моделювати робочий процес у системі «нагнітач – мережа за нагнітачем» у зривній області робочих режимів в першому і другому квадрантах характеристики.

Для нагнітача ГПА-Ц1-16С/76-1,44 базова приведена газодинамічна характеристика для номінального режиму роботи була доповнена симетричною ділянкою в області нестійкої роботи нагнітача. Далі характеристика табульована і приведена до відносних координат у відповідності з такими залежностями:

$$\dot{\Phi} = \frac{\Phi_{пр}}{\Phi_0} \text{ – відносна витрата через нагнітач за умов всмоктування;}$$

$\Phi_0$  – об'ємна витрата через нагнітач за умов всмоктування на номінальному режимі;

$$\dot{\Psi}_n = \frac{\Psi_{пр}}{\Psi_0} \text{ – відносна ступінь стиснення у нагнітачі за умов всмоктування;}$$

$\Psi_0$  – ступінь стиснення у нагнітачі за умов всмоктування на номінальному режимі ( $\dot{n}_{пр} = 1$ ).

Апроксимація розширеної газодинамічної характеристики для першого та другого квадрантів здійснена регресійною моделлю у вигляді полінома 5-го порядку:

$$\dot{\Psi}_n(\dot{\Phi}) = \sum_{i=0}^5 c_i \cdot \dot{\Phi}^i, \quad (4)$$

де  $c_i$  – коефіцієнти полінома ( $c_0 = 0,8849$ ;  $c_1 = -0,226$ ;  $c_2 = 2,6258$ ;  $c_3 = -4,898$ ;  $c_4 = 3,6826$ ;  $c_5 = -1,0674$ ).

Точність апроксимації складає – 1,5 %.

Регулюючий орган (кульового типу з перфорованою решіткою) є безінерційним елементом, і його властивості визначаються витратною характеристикою. Для кульового АПК виробництва СМНВО ім. Фрунзе (м. Суми)

вибираємо лінійну залежність витрати через клапан під кутом повороту решітки 5 град. Графік цієї залежності наведений на рис. 3 [11].

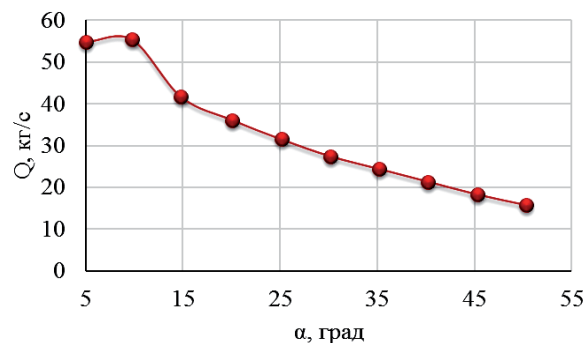


Рис. 3. Графік залежності витрати від кута повороту решітки

Характеристика апроксимована поліномом 5 степеня і з врахуванням переходу до відносної витрати з приведенням до входу нагнітача має вигляд:

$$\dot{\Phi}_{АПК} = \sum_{i=0}^5 b_i \cdot \dot{\alpha}^i, \quad (5)$$

де  $\dot{\Phi}_{АПК} = Q/Q_0$  – відносна витрата через АПК за умов всмоктування;  $Q_0$  – масова витрата через нагнітач за умов всмоктування на номінальному режимі;  $\dot{\alpha} = \alpha/\alpha_{max}$  – відносний хід регулюючого органу (РО) (кут повороту);  $\alpha_{max}$  – максимальний хід РО;  $b_i$  – коефіцієнти полінома ( $b_0 = 0,22996$ ;  $b_1 = 0,1589$ ;  $b_2 = -4,1187$ ;  $b_3 = 11,4529$ ;  $b_4 = -12,735$ ;  $b_5 = 5,144$ ).

Як виконавчий механізм (ВМ) АПК використовують поршневі пневматичні приводи та електроприводи. Проте на компресорних станціях частіше застосовують поршневі приводи односторонньої дії. З метою покращення їх динамічних характеристик вони комплектуються позиціонерами та бустерами. Для оцінки динамічних властивостей приводу проведений активний експеримент, де при стрибкоподібній зміні керувального сигналу фіксувався давачем положення (штатний засіб) кут повороту вихідного валу ВМ. Графік перехідного процесу в приводі показаний на рис. 4.

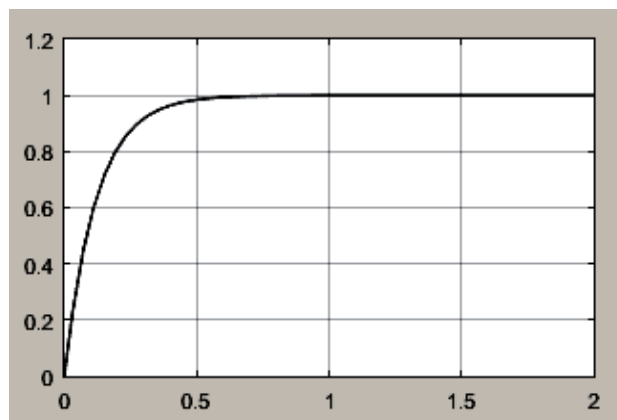


Рис. 4. Перехідна характеристика приводу АПК кульового типу

Після апроксимації отримали функцію передачі ВМ у вигляді аперіодичної ланки першого порядку з точністю, достатньою для практичного використан-

ня (<2,5 %). З врахуванням переходу до безрозмірного часу отримали:

$$W(s) = \frac{1}{100,56s+1} \tag{6}$$

Таким чином, рівняння (6) описує динамічні властивості АПК на байпасній лінії з врахуванням прийнятих вище припущень.

На основі системи рівнянь (2) та рівняння газодинамічної характеристики (4) в пакеті Simulink синтезована імітаційна модель нагнітача (рис. 5, 6).

Для дослідження системи «нагнітач – мережа за нагнітачем – АПК» попередня імітаційна модель доповнена динамікою перетоку через АПК з врахуванням характеристики АПК (5), динаміки приводу (6)

та регулятора, який включений у контур зворотнього зв'язку стабілізації витрати газу через нагнітач (рис. 7).

Результати моделювання показані на рис. 8. При значному різкому зниженні витрати в трасі ФТ регулятор спочатку відкриває АПК і долає явище помпажу, а при відновленні споживання в трасі АПК закривається.

На основі розробленої імітаційної моделі проведено дослідження з багато параметричними [12] та фазі регуляторами [13] при зниженні витрати в трасі ФТ, яке наведене на рис. 9.

Перевішивши час перехідного процесу з відносних значень в дійсні, отримаємо показники якості, які наведені в табл. 1.

В результаті імітаційного моделювання розроблено метод синтезу регуляторів, які значно підвищили швидкість досліджуваної системи антипомпажного керування.

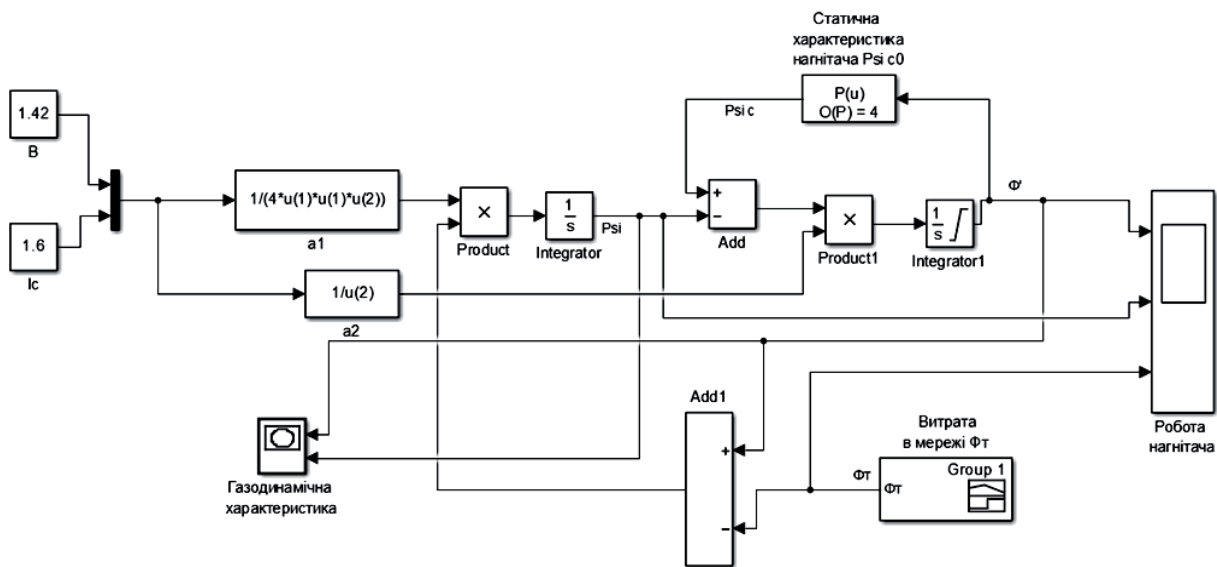


Рис. 5. Simulink-модель для дослідження помпажу

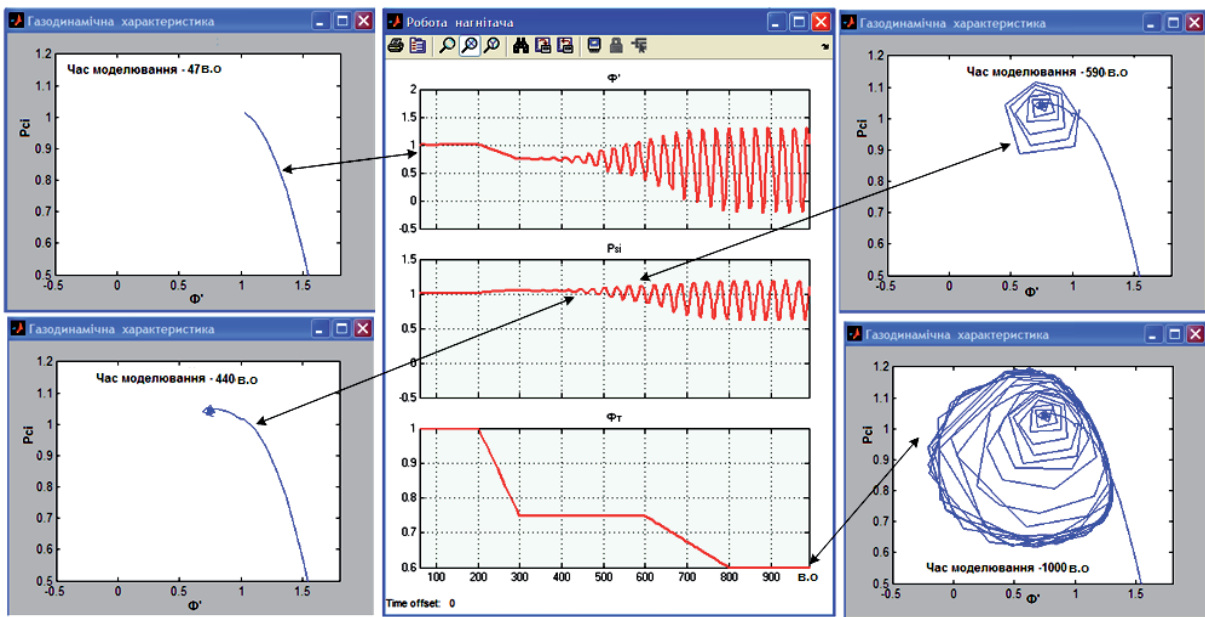


Рис. 6. Результати моделювання процесу зародження та розвитку помпажу

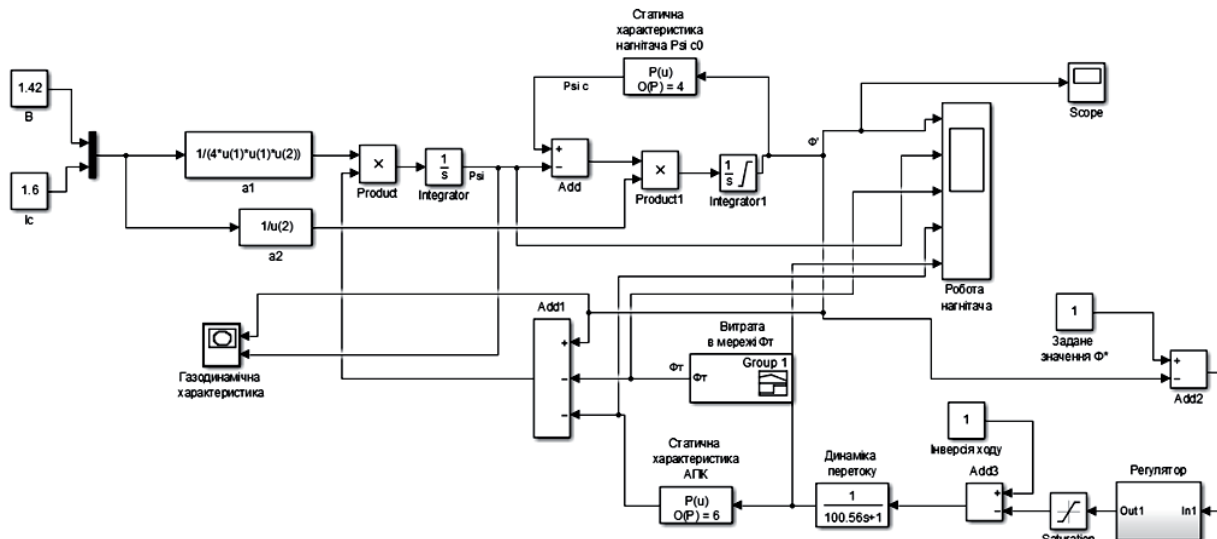


Рис. 7. Simulink-модель для дослідження помпажу з доповненнями

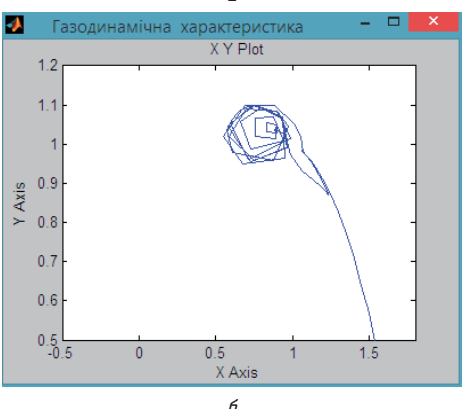
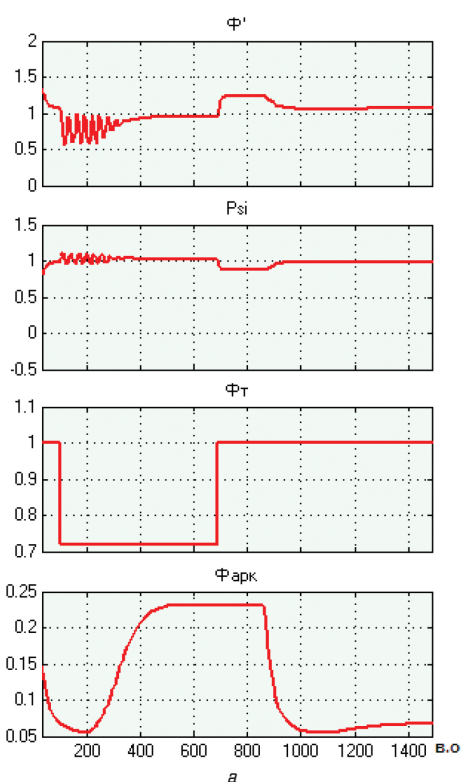


Рис. 8. Інтерпретація роботи САР в різних точках імітаційної моделі: а — реакція системи; б — газодинамічна характеристика

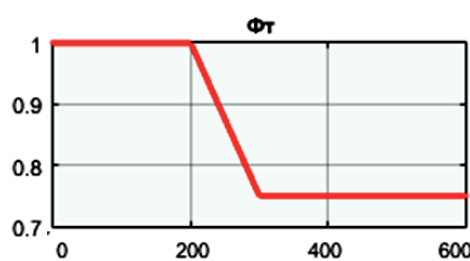


Рис. 9. Зниження витрати в трасі \Phi\_T

Таблиця 1

Показники якості перехідних процесів

| Тип регулятора   | Показники якості перехідного процесу |                 |
|------------------|--------------------------------------|-----------------|
|                  | час, с                               | перерегулювання |
| ПД               | 2,35                                 | 0 %             |
| ПДД2             | 2                                    | 0 %             |
| ПДД2Д3           | 1,8                                  | 0 %             |
| ПДД2-фазі        | 1,75                                 | 0 %             |
| ПІ-фазі          | 1,68                                 | 0 %             |
| ПДД2             | 1,6                                  | 0 %             |
| ПДПД             | 1,3                                  | 0 %             |
| ПД з фазі-блоком | 1,06                                 | 0 %             |

### 7. SWOT-аналіз результатів дослідження

Підсумовуючи проведені дослідження можна побачити, що розроблена імітаційна модель відцентрового нагнітача дає змогу імітувати помпажні явища у ВН ГПА, а синтезовані на її основі багатопараметричні та фазі регуляторами значно підвищують швидкість досліджуваної системи.

Однак введення в систему автоматичного регулювання розроблених регуляторів вимагатиме встановлення на підприємстві новітніх засобів автоматизації, які матимуть можливість здійснювати обчислення за мінімальний час.

Враховуючи швидкість розроблених регуляторів актуальною стає задача розробки швидкодіючих анти-

помпажних клапанів, які в той самий час мають витримувати конкуренцію із сторони закордонних аналогів.

## 8. Висновки

1. На основі газодинамічних характеристик відцентрового нагнітача, які являють собою залежність ступеня підвищення тиску газу від продуктивності нагнітача, визначено статичну математичну модель відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату, яку доцільно описувати поліномом п'ятого степеня.

2. На основі графіка залежності витрати від кута повороту решітки антипомпажного клапана визначено його математичну модель шляхом апроксимації даної залежності поліномом п'ятого степеня.

3. На основі експериментальних даних визначено перехідну характеристику приводу антипомпажного клапана у вигляді аперіодичної ланки першого порядку.

4. На основі статичної математичної моделі, математичної моделі антипомпажного клапана та перехідної характеристики антипомпажного клапана синтезовано імітаційну модель відцентрового нагнітача газоперекачувального агрегату та проведено моделювання з багатопараметричними та фази регуляторів.

## Література

- Abed, E. H. Bifurcation Analysis of Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors [Text] / E. H. Abed, P. K. Houpt, W. M. Hosny // Journal of Turbomachinery. — 1993. — Vol. 115, № 4. — P. 817–824. doi:10.1115/1.2929320
- Gravdahl, J. T. Modeling and Control of surge and rotating stall in compressor [Text]: Dr. ing. thesis / J. T. Gravdahl. — Norway, Trondheim: Norwegian University of Science and Technology, 1998. — 152 p. — Available at: \www/URL: http://folk.ntnu.no/tomgra/papers/thesis.pdf
- Грейтцер, Е. М. Помпаж и вращающийся срыв в осевых компрессорах [Текст] / Е. М. Грейтцер // Экспериментальные результаты и сравнение с теорией. Энергетические машины и установки. — 1976. — С. 73–96.
- Moore, F. K. A Theory of Rotating Stall of Multistage Axial Compressors: Part I — Small Disturbances [Text] / F. K. Moore // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 1984. — Vol. 106, № 2. — P. 313–320. doi:10.1115/1.3239565
- Moore, F. K. A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems: Part I — Development of Equations [Text] / F. K. Moore, E. M. Greitzer // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 1986. — Vol. 108, № 1. — P. 68–76. doi:10.1115/1.3239887
- Greitzer, E. M. Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors — Part I: Theoretical Compression System Model [Text] / E. M. Greitzer // Journal of Engineering for Power. — 1976. — Vol. 98, № 2. — P. 190–198. doi:10.1115/1.3446138
- Козакевич, В. В. Автоколебания (помпаж) в компрессорах [Текст] / В. В. Козакевич. — М.: Машиностроение, 1974. — 264 с.
- Цебенко, М. В. Математические модели устранения помпажа в центробежном компрессоре [Текст] / М. В. Цебенко, А. В. Садовой, Р. С. Волянский // Вісник КДУ ім. М. Остроградського. — 2010. — Вып. 4 (63). — С. 167–169.
- Садовой, А. В. Динамическая модель электромеханической системы «центробежный компрессор — приводной двигатель» [Текст] / А. В. Садовой, М. В. Цабенко, Д. А. Нагорный // Вісник НТУ «ХП». — 2014. — № 15 (1058). — С. 134–140.
- Волянська, Л. Г. Динаміка втрати газодинамічної стійкості в осьовому компресорі [Текст] / Л. Г. Волянська // Вісник НАУ. — 2005. — № 3. — С. 104–107.
- Савченко, Е. Н. Антипомпажный регулирующий клапан центробежного нагнетателя природного газа [Текст] / Е. Н. Савченко, А. И. Сидоренко, И. И. Сидоренко // Вісник Сум ДУ. Серія «Технічні науки». — 2009. — № 4. — С. 83–89.
- Семенцов, Г. Н. Антипомпажное керування газоперекачувальним агрегатом із застосуванням багатопараметричних регуляторів [Текст] / Г. Н. Семенцов, А. І. Лагойда // Східно-Європейський журнал передових технологій. — 2014. — № 4/8 (70). — С. 34–39. doi:10.15587/1729-4061.2014.26260
- Семенцов, Г. Н. Удосконалення оптимального керування газоперекачувальним агрегатом на основі багатопараметричних регуляторів [Текст] / Г. Н. Семенцов, А. І. Лагойда // Нафтогазова енергетика. — 2015. — № 1 (23). — С. 61–68.

## РАЗРАБОТКА ИМИТАЦИОННОЙ МОДЕЛИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА С УЧЕТОМ БАЙПАСА

В работе на основе газодинамических характеристик центробежного нагнетателя, характеристик антипомпажного клапана, исполнительного механизма и модели динамики нагнетателя синтезировано в программном продукте Matlab имитационную модель центробежного нагнетателя газоперекачивающего агрегата. Разработанная имитационная модель центробежного нагнетателя позволяет имитировать помпажные явления в центробежном нагнетателе газоперекачивающего агрегата.

Получены результаты моделирования с многопараметрическими и фази регуляторами.

**Ключевые слова:** моделирование, помпаж, центробежный нагнетатель, антипомпажный клапан, управление, быстродействие.

*Семенцов Георгій Никифорович, доктор технічних наук, професор, кафедра автоматизації та комп'ютерно-інтегрованих технологій, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Україна.*

*Лагойда Андрій Іванович, асистент, кафедра автоматизації та комп'ютерно-інтегрованих технологій, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Україна, e-mail: lahoidaandrii@gmail.com.*

*Когутяк Мирослав Іванович, кандидат технічних наук, доцент, кафедра автоматизації та комп'ютерно-інтегрованих технологій, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Україна.*

*Семенцов Георгий Никифорович, доктор технических наук, профессор, кафедра автоматизации и компьютерно-интегрированных технологий, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина.*

*Лагойда Андрей Иванович, ассистент, кафедра автоматизации и компьютерно-интегрированных технологий, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина.*

*Когутяк Мирослав Иванович, кандидат технических наук, доцент, кафедра автоматизации и компьютерно-интегрированных технологий, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина.*

*Sementsov Georgiy, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ukraine.*

*Lagoyda Andriy, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ukraine, e-mail: lahoidaandrii@gmail.com.*

*Kogutyak Miroslav, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ukraine*