

N_{i1} містить інформацію про вагу інструмента, швидкість обертання ротора та розхід на вході свердловини, а N_{i2} – про моменти на роторі, тиск в маніфольдній лінії та проходці. Одночасне формування на свердловині двох кодових слів N_{i1} і N_{i2} дає змогу підвищити надійність передавання інформації у разі виникнення помилок, доводячи ймовірність помилок для телеметричних даних до 10^{-4} і 10^{-6} – для планово-економічних даних [6]. Дане вирівнювання здійснено шляхом дублювання передавання планово-економічних показників одночасно в двох кодових словах N_{i1} і N_{i2} .

Викладені процедури кодування, перенесення та концентрації даних в ІВС базуються на неадаптивних методах стиснення інформації, що визначає високу надійність зберігання і вибірки даних у разі виникнення помилок в індексації інформаційних блоків.

Література

1 Амебраев В.М., Васильев В.И., Гуревич И.М., Пек И.Т. Распределение регулярных потоков сообщений в информационных системах. – Алма-Ата: Наука КазССР, 1980. – 144 с.

2 Николайчук Я.Н., Ширмовский Г.Я., Процюк В.Р. Компактное кодирование сообщений в многоуровневой системе баз данных // УсиМ. – 1984. – № 1. – С. 102-107.

3 Николайчук Я.Н., Процюк В.Р., Ширмовский Г.Я. Эффективное кодирование суточного рапорта бурового мастера для формализованного ввода в ЭВМ // Экспресс-информация Сер. Экономика и управление. – М.: ВНИИОЭНГ, 1986. – Вып. 7. – С. 29-33.

4 Носов Ю.Р. и др. Волстроны – элементная база оптоволоконных линий связи терминальных устройств. ЕС ЭВМ / В кн.: Оптоэлектронные устройства в приборостроении и информатике: Тезисы докладов Всесоюзного семинара по оптоэлектронике. – Тбилиси, 1985. – С. 19-21.

5 Николайчук Я.Н., Ширмовский Г.Я. Многоканальная система волоконно-оптической связи с уплотнением данных в унитарном коде СОК / В кн.: Оптоэлектронные устройства в приборостроении и информатике: Тезисы докладов Всесоюзного семинара по оптоэлектронике. – Тбилиси, 1985. – С. 280-282.

6 Ширмовский Г.Я. Исследование вопросов повышения достоверности формирования и передачи информации о процессе бурения // Автоматизация и телемеханизация нефтяной и газовой промышленности. – 1983. – № 6. – С. 8-9.

УДК 681.5.015: 621.04.029

АЛГОРИТМІЧНА СТРУКТУРА КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНОГО АГРЕГАТУ

Ю.Є.Бляут

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 46067
e-mail: public@nung.edu.ua

Рассматриваются уравнение динамики и алгоритмическая структура камеры сгорания. Для анализа использован закон сохранения массы, уравнения Менделеева-Клапейрона и преобразование по Лапласу. Алгоритмическая структура может быть использована для синтеза систем автоматизации процессов управления газоперекачивающими агрегатами

Equalization of dynamics and algorithmic structure of combustion chamber is examined. For an analysis the law of saving of mass, equalization of Mendeleev-Clapairon and transformation is used after Laplass. An algorithmic structure can be used for the synthesis of automation of processes of management compressor over aggregates.

Камера згоряння є одним із головних елементів газоперкачувального агрегату (ГПА) як об'єкта керування. Для створення алгоритмічної структури системи автоматизованого керування параметрами ГПА необхідні алгоритмічні структури кожного елемента ГПА, в тому числі і камери згоряння [1]. Проте, аналіз літературних джерел [1, 2, 3] свідчить про недостатній обсяг проведених досліджень в напрямку створення адекватних математичних моделей камер згоряння, придатних для вирішення задач автоматизації процесів керування ГПА та захисту їх від помпажу. Тому метою даної роботи є розроблення алгоритмічної структури камери згоряння газоперкачувального агрегату,

призначеної для створення алгоритмічної структури системи автоматичного керування ГПА докачуючої компресорної станції підземного сховища газу.

У камері згоряння відбувається ізобарний процес підвищення внутрішньої енергії робочого тіла за рахунок спалювання пального. Цей процес характеризується такими співвідношеннями [1]:

$$P = const, \quad \frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1}, \quad (1)$$

де: P – тиск;

V_1, T_1 – об'єм і температура повітря на вході в камеру згоряння;

V_2, T_2 – об'єм і температура повітря на її виході.

Із співвідношення (1) видно, що об'єм робочого тіла змінюється пропорційно температурі:

$$V_2 = V_1 \frac{T_2}{T_1} \quad (2)$$

Якщо $V_1 = const$ і $T_1 = const$, то

$$V_2 = \alpha \cdot T_2, \quad (3)$$

де $\alpha = \frac{V_1}{T_1}$.

Тобто, з підвищенням температури в камері згорання зростає об'єм робочого тіла.

Приріст внутрішньої енергії робочого тіла під час ізобарного процесу визначається співвідношенням

$$W = \frac{P(V_2 - V_1)}{427}, \text{ ккал.} \quad (4)$$

Крім ізобарного закону, процес в камері згорання характеризується залежністю температури повітря T на виході камери згорання від його витрати F (рис. 1).

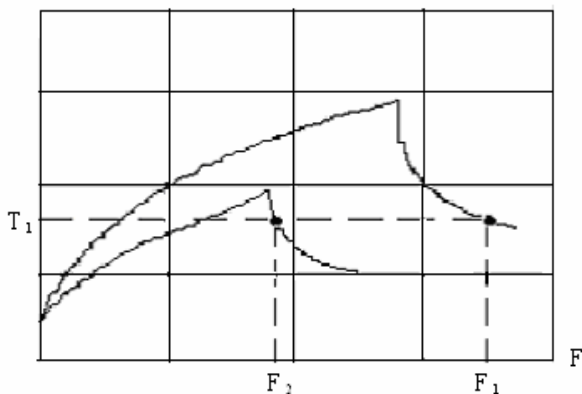


Рисунок 1 – Графік залежності температури повітря T на виході камери згорання від його витрати F

Ця залежність важлива для вибору робочої точки камери згорання, яка лежить на правій гілці характеристики $T(F)$.

Оскільки суміш повітря і продуктів згорання на виході камери повинні мати певну температуру, то необхідно подавати в камеру згорання повітря з деяким надлишком порівняно з необхідним до повного згорання.

Витрата повітря визначається потужністю турбіни. За заданої витрати робоча точка повинна відповідати допустимій температурі. Знаючи характеристику камери згорання, можна визначити необхідну кількість палива.

Температура робочого тіла на виході камери згорання в робочих режимах і швидкість зростання температури під час пуску двигуна повинні бути обмежені допустимими величинами. Якщо такі обмеження відсутні, то це може викликати руйнування лопаткового апарату компресора. Причиною руйнування лопатково-

го апарата може бути і різке збільшення швидкості обертання лопаток компресора. Для запобігання цьому слід швидко зменшити кількість робочого тіла, що подається в камеру згорання. Для виконання цього завдання необхідно застосувати системи автоматичного керування. Під час проектування систем автоматичного керування параметрами газоперекачувального агрегату важливим етапом є визначення статичних і динамічних характеристик камери згорання як керованого об'єкта.

Для встановлення рівняння динаміки камери згорання використаємо закон збереження маси. Розрахункова схема камери згорання зображена на рис. 2.

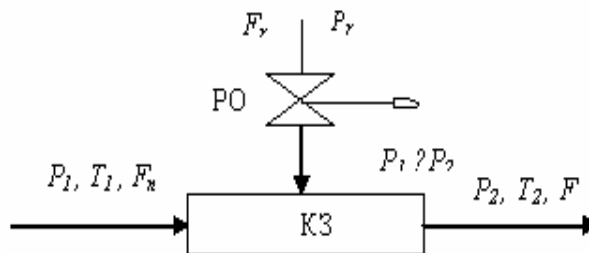


Рисунок 2 – Розрахункова модель камери згорання (КЗ) з регулюючим органом (РО)

Баланс витрат в усталеному режимі можна представити у такому вигляді:

$$F_{II} + F_{\Gamma} = F_{\Sigma}, \quad (5)$$

де: F_{II} , F_{Γ} – витрати повітря і газу відповідно; F_{Σ} – сумарна витрата газу.

В динаміці у разі застосування методу малих відхилень баланс (5) буде мати такий вигляд:

$$(F_{II} + \Delta F_{II}) + (F_{\Gamma} + \Delta F_{\Gamma}) - (F_{\Sigma} + \Delta F_{\Sigma}) = \frac{dM}{dt}, \quad (6)$$

де M – маса газу в камері згорання.

Права частина рівняння (6) відображає накопичення або витрату газу відповідно до його властивостей стисливості. Баланс (6) складений за умови збереження в часі співвідношення компонентів палива

$\frac{F_{II}}{F_r} = const$ і без урахування запізнення загорання компонентів палива.

Віднімаючи від балансу (6) баланс (5), отримаємо рівняння динаміки камери згорання у відхиленнях

$$\Delta F_{II} + \Delta F_{\Gamma} - \Delta F_{\Sigma} = \frac{dM}{dt}. \quad (7)$$

Зв'язок між параметрами в камері встановлюється рівнянням Менделєєва–Клапейрона [4]

$$\frac{P_2}{\rho_2} = RT_2, \quad (8)$$

де R – газова стала ($R=8,3143$ Дж/(моль·К)); ρ_2 – густина газу.

Після логарифмічного диференціювання рівняння (8) в роботі [6] отримали таке рівняння:

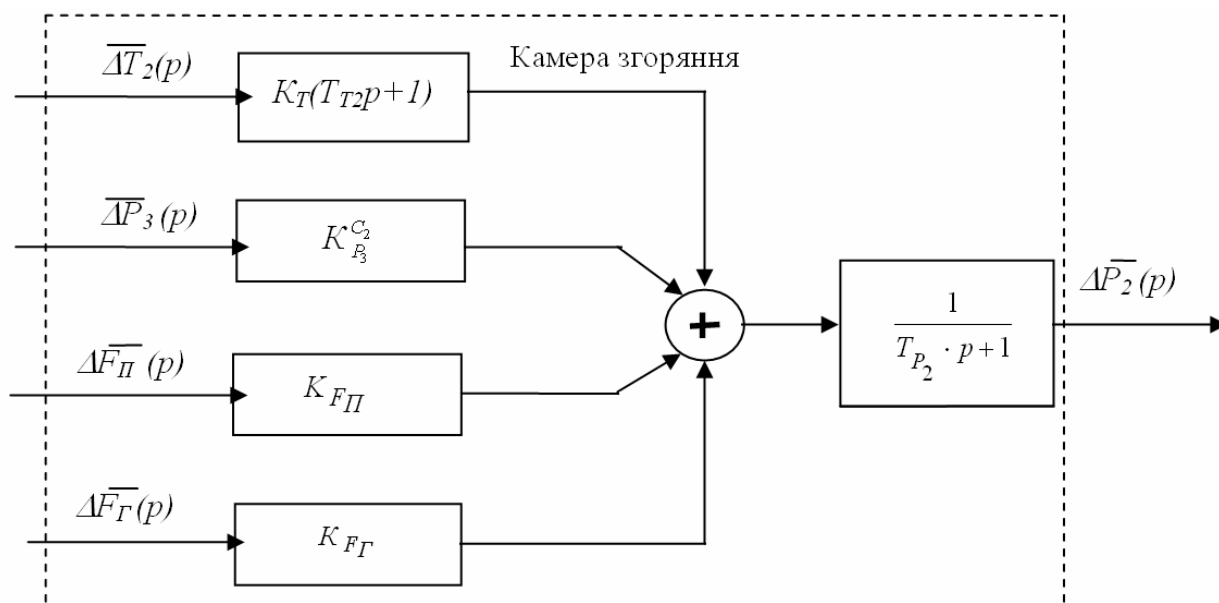


Рисунок 3 — Алгоритмічна структура камери згоряння газоперекачувального агрегату

$$dM = V\rho_{20} \left(\frac{dP_2}{P_{20}} - \frac{dT_2}{T_{20}} \right), \quad (9)$$

де ρ_{20} , P_{20} , T_{20} — початкові значення густини, тиску, температури відповідно.

Підставивши вираз (9) в (7), отримаємо

$$\Delta F_{\Pi} + \Delta F_{\Gamma} - \Delta F_{\Sigma} = V\rho_{20} \left(\frac{dP_2}{P_{20}} - \frac{dT_2}{T_{20}} \right). \quad (10)$$

Тут вважається, що тиск в камері P тиски за компресором P_1 і за турбіною P_2 рівні, тобто $P \approx P_1 \approx P_2$.

Якщо тепер застосувати рівняння [5]

$$F_{\Sigma} = \frac{F_0}{P_{30}} \sqrt{\frac{T_{20}}{P_{20}^2 - P_{30}^2}} \sqrt{\frac{P_2^2 - P_3^2}{T_2}}, \quad (11)$$

то можна замінити складову ΔF_{Σ} в рівнянні (10) таким виразом:

$$\begin{aligned} \Delta F_{\Sigma} = & -0,5 \frac{F_{\Sigma}}{T_{20}} \Delta T_2 + \\ & + \frac{F_0 P_{20}}{P_{20}^2 - P_{30}^2} \Delta P_3 - \frac{F_0 P_{30}}{P_{20}^2 - P_{30}^2} \Delta P_3, \end{aligned} \quad (12)$$

де P_3 — тиск на виході газогенератора.

Підстановка виразу (12) в рівняння (10) після низки перетворень призводить до рівняння такого вигляду:

$$\begin{aligned} \left(T_{P_2} \frac{d\Delta\bar{P}_2}{dt} + \Delta\bar{P}_2 \right) - K_T \left(T_{T_2} \frac{d\Delta\bar{T}_2}{dt} + \Delta\bar{T}_2 \right) = \\ = K_{P_3}^{C_2} \Delta\bar{P}_3 + K_{F_{\Pi}} \Delta\bar{F}_{\Pi} + K_{F_{\Gamma}} \Delta\bar{F}_{\Gamma}. \end{aligned} \quad (13)$$

Формули для розрахунків коефіцієнтів рівняння (13) наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 — Формули розрахунку коефіцієнтів рівняння (13) для камери згоряння [6]

Коефіцієнти	Формули розрахунку
T_{P_2}	$V\rho_{20} (P_{20}^2 - P_{30}^2) \cdot (P_{20}^2)^{-1}$
K_T	$0.5 F_{\Sigma} (P_{20}^2 - P_{30}^2) \cdot (F_0 P_{20}^2)^{-1}$
T_{T_2}	$P_{30}^2 \cdot (P_{20}^2)^{-1}$
$K_{P_3}^{C_2}$	$F_0 P_{30} \cdot (P_{20}^2 - P_{30}^2)^{-1}$
$K_{F_{\Pi}}$	$F_{\Pi 0} (P_{20}^2 - P_{30}^2) \cdot (P_{20}^2 F_0)^{-1}$
$K_{F_{\Gamma}}$	$F_{\Gamma 0} (P_{20}^2 - P_{30}^2) \cdot (P_{20}^2 F_0)^{-1}$

Змінні, що входять в рівняння, записані у відносних одиницях, а саме:

$$\Delta\bar{P}_2 = \frac{\Delta P_2}{P_{20}}; \quad \Delta\bar{T}_2 = \frac{\Delta T_2}{T_{20}}; \quad \Delta\bar{P}_3 = \frac{\Delta P_3}{P_{30}};$$

$$\Delta\bar{F}_{\Pi} = \frac{\Delta F_{\Pi}}{F_{\Pi 0}}; \quad \Delta\bar{F}_{\Gamma} = \frac{\Delta F_{\Gamma}}{F_{\Gamma 0}}. \quad (14)$$

Для побудови алгоритмічної структури перетворимо рівняння (13) за Лапласом:

$$\begin{aligned} L \left\{ \left(T_{P_2} \frac{d\Delta\bar{P}_2}{dt} + \Delta\bar{P}_2 \right) - K_T \left(T_{T_2} \frac{d\Delta\bar{T}_2}{dt} + \Delta\bar{T}_2 \right) \right\} = \\ = L \left\{ K_{P_3}^{C_2} \Delta\bar{P}_3 + K_{F_{\Pi}} \Delta\bar{F}_{\Pi} + K_{F_{\Gamma}} \Delta\bar{F}_{\Gamma} \right\}, \end{aligned} \quad (15)$$

або

$$\Delta \bar{P}_2 (T_{\rho_2} p + 1) = K_T \Delta \bar{T}_2 (T_{T_2} p + 1) + K_{P_3}^C \Delta \bar{P}_3 + K_{F\Pi} \Delta \bar{F}_{\Pi} + K_{F\Gamma} \Delta \bar{F}_{\Gamma} . \quad (16)$$

На базі рівняння (16) побудовано алгоритмічну структуру камери згоряння, яка зображена на рис. 3.

Розроблена алгоритмічна структура може бути використана для синтезу системи автоматичного керування параметрами газоперекачувальних агрегатів докачуючої компресорної станції підземного сховища газу, в тому числі для антипомпажного регулювання та захисту.

Висновки

На базі закону збереження маси встановлено рівняння динаміки камери згоряння газоперекачувального агрегату, яке дало змогу визначити алгоритмічну структуру цього елемента, призначену для синтезу системи автоматичного керування параметрами газоперекачувальних агрегатів.

Література

- 1 Гостев В.И. Синтез нечетких регуляторов систем автоматического управления. – К.: Радиоаматор, 2003. – 512 с.
- 2 Автоматическое управление газотранспортными установками / Б.И.Аранович, Ю.Т.Лячес, В.А.Олейников, А.А.Файнштейн. – М.: Недра, 1974. – 216 с.
- 3 Ревзин Б.С. Газотурбинные газоперекачивающие агрегаты. – М.: Недра, 1986. – 215 с.
- 4 Трубопроводный транспорт газа / М.П.Ковалко, В.Я.Грудз, В.Б.Михалків, Д.Ф.Тимків, Л.С.Шлапак, О.М.Ковалко / За ред. М.П.Ковалка. – К.: Агентство з раціонального використання енергії та екології, 2002. – 600 с.
- 5 Боровский С.А. Щербаков С.Г., Яковлев Е.И., Гарляускас А.И., Грачев А.А. Трубопроводный транспорт газа. – М.: Наука – 1976. – 495 с.
- 6 Зельмат Мимун. Методы исследования и управления режимами работы трубопроводного транспорта газа: Дис...докт.техн.наук: 05.13.07; 05.15.13. – М., 1992. – 332 с.

УДК 681.5.015

АНАЛІЗ СТАТИЧНИХ ТА ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АНТИПОМПАЖНОГО КЛАПАНА

М.О.Петеш

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 46067
e-mail: public@nuing.edu.ua

Рассматриваются функциональная и алгоритмическая схемы антипомпажного клапана, анализируются его статистические и динамические свойства. Установлено, что статистические и динамические свойства клапана могут быть адекватно описаны типовым апериодическим звеном первого порядка, которое при низких частотах по своим динамическим свойствам приближается к усилительному звену.

Визначення статичних і динамічних властивостей антипомпажних клапанів є актуальним науково-практичним завданням у зв'язку з необхідністю забезпечення безаварійної роботи докачуючої компресорної станції підземного сховища газу [1]. Проте аналіз літературних джерел [1, 2, 3] свідчить про недостатній обсяг проведених досліджень в напрямку підвищення надійності захисту від помпажу відцентрових нагнітачів газоперекачувальних агрегатів компресорних станцій.

Тому метою даної роботи є аналіз статичних і динамічних властивостей антипомпажного клапана і обґрунтування його вибору.

Для досягнення поставленої мети розглядаються функціональна і алгоритмічна структури антипомпажного клапана, його статичні і динамічні характеристики, а також аналізуються всі складові його передавальної функції.

In the article examined functional and algorithmic diagrams of antipompag valve, analysed his statistical and dynamic properties. It is set that statistical and dynamic properties of valve can be adequately described the model by inertia link of the first order, which at low frequencies on the dynamic properties approaches an amplifying link

Одним із головних елементів антипомпажного регулятора або автоматизованої системи захисту нагнітача від помпажу є регулюючий елемент. Він безпосередньо здійснює регулюючий вплив шляхом зміни кількості газу, який подається на вхід об'єкта залежно від керованого параметра. Як регулюючі елементи в газотранспортній системі використовуються різноманітні пневматичні дросельні елементи (регулюючі клапани, засувки, заслінки, шибери та ін.), які перетворюють енергію стиснутого повітря в механічну енергію переміщення вихідного елемента. Основними перевагами їх є простота конструкції і налагодження, висока надійність і низька вартість, можливість роботи в умовах пожежо- і вибухонебезпечного виробництва. До недоліків слід віднести необхідність централізованого постачання стиснутого повіт-