

АВТОМАТИЧНА СИСТЕМА АНТИПОМПАЖНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ВІДЦЕНТРОВИХ НАГНІТАЧІВ ДОТИСКУВАЛЬНОЇ КОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ

Г.Н. Семенцов, С.Г. Гіренко, Ю.Є. Бляут

*ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 46067;
e-mail: kafatp@ukr.net*

Розглядається актуальна науково-прикладна задача розроблення методу автоматичного антипомпажного регулювання та захисту відцентрового нагнітача дотискувальної компресорної станції підземного сховища газу на ДКС «Більче-Волиця».

Ключові слова: помпаж, газоперекачувальний агрегат, відцентровий нагнітач, інформаційно-вимірний канал.

Рассматривается актуальная научно-прикладная задача разработки метода автоматического антипомпажного регулирования и защиты центробежного нагнетателя дожимной компрессорной станции подземного хранилища газа на ДКС «Бильче-Волиця».

Ключевые слова: помпаж, газоперекачивающий агрегат, центробежный нагнетатель, информационно-измерительный канал.

Examinechart devoted to development of methods of automatic antypompage control and protection of centrifugal supercharger of the compressor station of dug-out of gas on DKS «Bil'che-Volytsya».

Keywords: surge, gas compressor unit, centrifugal compressor, information-measuring channel.

У газотранспортній системі України однією з ключових проблем автоматизації є створення швидкодіючих автоматичних систем антипомпажного регулювання та захисту відцентрових нагнітачів дотискувальних компресорних станцій (ДКС) підземних сховищ газу (ПСГ). Мережа підземного зберігання газу України складається із 13 ПСГ, загальна облаштована активна місткість яких становить 34,5 млрд.м³, а після дооблаштування ще двох ПСГ досягне 38-39 млрд.м³ [1]. Для того, щоб мережа підземного зберігання природного газу забезпечувала високу надійність функціонування єдиної системи газопостачання, необхідно забезпечити стійку роботу компресорів ДКС ПСГ при змінах динамічного опору в колекторі системи збору газу, які відбуваються внаслідок порушення умови циліндричності потоку, і надійний захист компресорів від помпажу. Для вирішення задач захисту компресорів від помпажу сформувався [2÷15] два підходи: класичний (за витратно-напірними характеристиками) і динамічний (за коливаннями у проточній частині компресора). Проте, недостатня швидкодія існуючих автоматичних систем антипомпажного регулювання і захисту компресорів не забезпечують їх надійної роботи на ДКС ПСГ.

Попри те, що методи і алгоритми антипомпажного захисту компресорів стають все більше невід'ємними елементами систем автоматичного керування газоперекачувальними агрегатами (ГПА), досі не розроблено математичних моделей нестационарних режимів і методів захисту компресорів ДКС ПСГ від помпажу, що враховують взаємозв'язки між помпажем на вході ДКС і виникненням динамічного опору в колекторній системі збору газу.

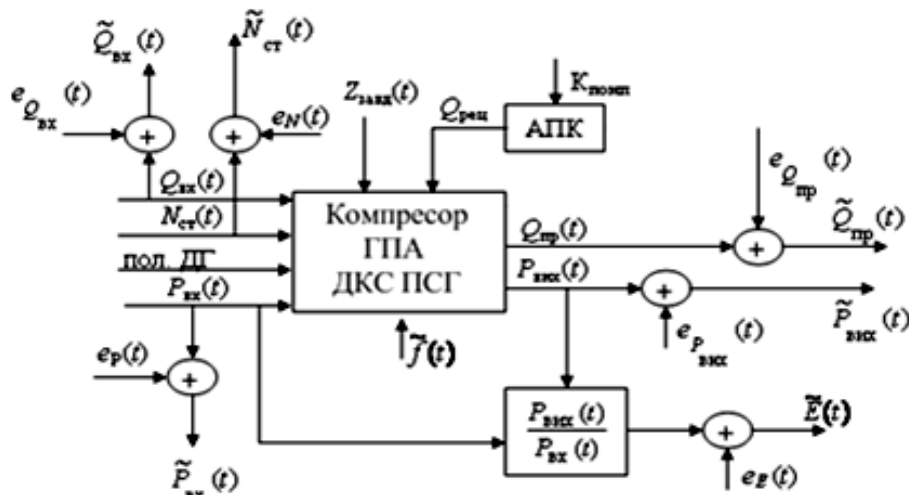
Принципове вирішення даного завдання може бути здійснене шляхом використання динамічних методів, що базуються на ефекті виявлення коливань у проточній частині компресора, застосування швидкодіючих антипомпажних клапанів, а також малоінерційних ланок системи і оптимального кроку дискретизації. Проте всі вони мають технологічні, технічні і вартісні обмеження у застосуванні. У зв'язку з цим задача удосконалення математичних моделей і методів автоматичного антипомпажного регулювання і захисту компресорів ДКС ПСГ від помпажу на базі аналізу коливань у проточній частині компресора є актуальною, а її вирішення дасть змогу захистити компресор від помпажу, підвищити надійність роботи ДКС ПСГ та знизити витрати на відновлення відцентрового нагнітача та двигуна.

Метою роботи є розроблення методу і системи автоматичного антипомпажного регулювання відцентрового нагнітача дотискувальної компресорної станції підземного сховища газу для підвищення експлуатаційної надійності компресорів.

Об'єкт дослідження – явище помпажу у відцентрових нагнітачах дотискувальних компресорних станцій.

Предмет дослідження – автоматизовані системи антипомпажного регулювання і захисту відцентрових нагнітачів дотискувальних компресорних станцій підземних сховищ газу.

Аналіз сучасного стану досліджуваної проблеми, критичний аналіз методів та автоматичних систем антипомпажного регулювання і захисту компресорів від помпажу дали змогу виявити переваги та недоліки кожного з методів та сфери їх застосування. Дослідження із захисту компресорів від помпажу і антипомпа-



$N_{ст}$ – частота обертання ротора силової турбіни; пол. ДГ – положення дозатора газу; $P_{вх}$ – тиск газу на вході у нагнітач; $P_{вих}$ – тиск газу на виході з нагнітача; $Q_{пр}$ – продуктивність нагнітача; $Q_{вх}$ – об’єм газу з входу (ПСГ або ГПА I ступеня); $Z_{завд}$ – задана оператором частота обертання

ротора нагнітача; E – ступінь підвищення тиску газу, $E = \frac{P_{вих}}{P_{вх}}$; АПК – антипомпажний клапан;

$K_{помп}$ – коефіцієнт помпажу; $Q_{рец}$ – витрата рециркуляції; f – вектор, який характеризує взаємодію об’єкта з навколишнім середовищем (вектор збурення).

Рисунок 1 – Структурна схема ГПА як об’єкта автоматичного антипомпажного регулювання

жного регулювання проводили багато вітчизняних і зарубіжних вчених – Ю.Д.Акульшин, О.В.Александров, Р.О.Баллок, В.Г.Веселовський, О.В.Городецький, В.М.Гуренко, Ю.Б.Гальоркін, В.Ф.Жаров, Ю.І.Журавльов, Р.І.Ізмайлов, В.В.Казакевич, Р.Г.Караджі, Т.Е.Крутіков, К.П.Селезньов, T.Downer, I.R.Baher, E.O.King, I.F.Kuhlberg, H.Pearson, D.E.Sheppard та ін. [2÷15]. Однак, залишається відкритим питання розробки таких методів і систем автоматичного антипомпажного регулювання відцентрових нагнітачів (ВН) дотискувальних компресорних станцій, які б забезпечували потрібну швидкодію, надійний захист компресора ДКС ПСГ від помпажу і безаварійну експлуатацію ГПА, а, отже, і ПСГ загалом, складовими якого є підземні і наземні споруди, пов’язані одним технологічним процесом.

Використання динамічних методів захисту компресорів від помпажу за комплексом показників роботи ГПА, отриманих в реальному часі, у поєднанні з швидкодіючими антипомпажними клапанами і сучасною цифровою технікою дає змогу вирішити дану проблему. Запропоновано використати ідентифікацію передпомпажного стану в компресорі ДКС ПСГ шляхом виявлення початку коливань у проточній частині через динаміку зміни комплексу показників роботи ГПА.

Оскільки процес перекачування природного газу залежить від великої кількості взаємно зв’язаних вхідних величин – керувальних дій та зовнішніх впливів, то структуру моделі «вхід-вихід» ГПА як об’єкта автоматичного антипомпажного регулювання розглядали відповідно до поставлених задач автоматизації (рис. 1).

Аналіз роботи компресорів ДКС ПСГ «Більче-Волиця» дав змогу вибрати чинники, які суттєво впливають на процес формування помпажу, і поділити їх на три групи.

До першої групи змінних $\bar{u}(t)$, що діють на вході ВН ГПА, віднесені частота обертання силової турбіни $N_{ст}(t)$, положення дозатора газу пол.ДГ, тиск газу на вході в нагнітач $P_{вх}(t)$ та об’єм газу на вході $Q_{вх}(t)$. До другої групи віднесені некеровані зовнішні впливи $z_{завд}(t)$ – задана оператором частота обертання ротора нагнітача; коефіцієнт помпажу $K_{помп}$. Вони характеризують умови роботи ВН ГПА. До третьої групи віднесені показники роботи ГПА $\bar{x}(t)$, які вважатимемо компонентами вектора вихідних змінних:

$$\bar{x}^T(t) = (Q_{пр}(t), P_{вих}(t), E(t), Q_{рец}(t)). \quad (1)$$

Кожна із вихідних величин є функцією керувальних дій $\bar{u}(t)$ та зовнішніх впливів $\bar{z}(t)$, $\bar{f}(t)$:

$$\bar{x}_j(t) = \varphi_j(\bar{u}(t), \bar{z}(t), \bar{f}(t)), \quad j = 1, 2, \dots, n, \quad (2)$$

де n – кількість вихідних величин.

Внаслідок дії на ВН ГПА таких збурень, як хімічний склад реального транспортованого газу, технічний стан ВН, температура навколишнього середовища t_c , атмосферний тиск $P_{атм}$ та інших, вхідні і вихідні величини ВН ГПА вимірюються з певними похибками, які можна трактувати як адитивні шуми $\bar{e}(t)$.

Отже, процес компримування газу описується сукупністю випадкових процесів $N_{ст}(t)$, $P_{вх}(t)$, $Q_{вх}(t)$, $Q_{пр}(t)$, $P_{вих}(t)$, $E(t)$ та ін., які стохастично зв’язані між собою.

Аналіз статичної стійкості ВН на основі аналізу сумісних характеристик: графіків залежностей надлишкового тиску P_H в напірному трубопроводі безпосередньо за нагнітачем від об'ємної продуктивності Q_H в тому ж перерізі $P_H=f(Q_H)$ і залежності надлишкового тиску P_M перед мережею від об'ємної продуктивності $Q_R - P_M = \varphi(Q_R)$ дав змогу виявити статично стійкі рівноважні режими роботи ВН і режими, коли спостерігається статична нестійкість режиму роботи системи.

Як вихідну математичну модель неустале-ного режиму руху газу у ВН для вирішення завдань автоматизації процесів керування використали систему рівнянь [2] у такому вигляді:

$$P_{1a} = P_0 - \frac{l_1 \rho_0}{s_1} \cdot \frac{dQ_0}{dt}; \quad (3)$$

$$P_{Ha} = P_0 \cdot f(Q_0) - \frac{l_1 \rho_0}{s_1} f(Q_0) \frac{dQ_0}{dt}; \quad (4)$$

$$P_{Ma} = P_0 \cdot f(Q_0) - \frac{\rho_0 \cdot l_1}{s_1} f(Q_0) \frac{dQ_0}{dt} -$$

$$- \frac{0,5 \rho_1 \cdot l_2}{s_2} \frac{dQ_H}{dt}; \quad (5)$$

$$\rho_0 Q_0 = \rho_1 Q_H, \quad (6)$$

де: P_{1a} – абсолютний повний тиск перед ВН;

P_0 – тиск на вході;

s_1, l_1 – площа перерізу і довжина вхідного трубопроводу;

ρ_0 – густина газу у вхідному трубопроводі ВН;

Q_0 – об'ємна продуктивність на вході ВН;

P_{Ha} – абсолютний тиск газу за ВН;

P_{Ma} – абсолютний тиск газу перед мережею;

s_2, l_2 – площа перерізу і довжина вихідного трубопроводу;

ρ_1 – густина газу у вихідному трубопроводі ВН;

Q_0 – об'ємна продуктивність за ВН.

Розрахунки проведено з урахуванням таких припущень: відносна характеристика ВН задана залежністю $P_{Ha}/P_{1a}=f(Q_0)$; витрати на тертя у вихідному трубопроводі відсутні; характеристика мережі має такий вигляд:

$$P_M = P_{Ma} - P_0 = \varphi(Q_H),$$

де P_M – надлишковий тиск газу перед входом в мережу; складна розподілена система, яка створена ВН з приєднаними до нього трубопроводами і мережею, може бути замінена системою з одним ступенем вільності, яким є тиск газу; потік газу рухається вздовж досліджуваної системи з прискоренням, тобто $P_{1a} \neq P_0$; процес компримування газу у ВН є адиабатичним, але під час помпажу – коливальним і зв'язок швидкості звуку в газі на вході C_0 зі швидкістю звуку на виході C_1 за ВН є наступним [2]:

$$c_1^2 = c_0^2 \left(\frac{P_0}{P_{Ha}} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}, \quad (7)$$

де: γ – показник адиабати.

У кінцевому результаті для ВН математична модель представлена у вигляді системи нелінійних диференціальних рівнянь:

$$\frac{dQ_0}{dt} = \frac{P_0 f(Q_0) - P_{Ma}}{\rho_0 \left(\frac{l_1}{s_1} f(Q_0) + \frac{0,5 \cdot l_2}{s_2} \right)}, \quad (8)$$

$$\frac{dP_M}{dt} = (Q_0 - Q_{R0}) \frac{\rho_0 c_0^2}{0,5 \cdot l_2 s_2} \cdot \left(\frac{P_{1a}}{P_{Ha}} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}, \quad (9)$$

де: Q_{R0} – продуктивність ВН, яка дорівнює $Q_{R0} = Q_R \rho_1 / \rho_0$;

Q_R – продуктивність ВН через мережу, віднесена до параметрів на вході.

Виключивши із системи рівнянь (8,9) час, отримали рівняння фазових траєкторій робочої точки нагнітача у вигляді нелінійного диференціального рівняння першого порядку:

$$\frac{dP_M}{dQ_0} = (Q_0 - Q_{R0}) \times$$

$$\frac{\rho_0^2 c_0^2 \left(\frac{P_{1a}}{P_{Ha}} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \left(\frac{l_1}{s_1} f(Q_0) + \frac{0,5 l_2}{s_2} \right)}{0,5 \cdot l_2 s_2 (P_0 \cdot f(Q_0) - P_{Ma})}. \quad (10)$$

Рівняння (10) дало змогу визначити інформативні параметри, які характеризують явище помпажу у ВН, але їх замало, і тому додатково скористались методом експертних оцінок.

Метою експертизи було виявлення та ранжування найбільш вагомих інформативних параметрів, які характеризують помпаж у ВН. На базі математичної моделі (10) і досвіду експертів сформульовано множину параметрів, які характеризують помпаж у ВН: $dP_{конф}$ – перепад тиску газу на конфузори нагнітача; $N_{ст}$ – частота обертання силової турбіни газотурбінного привода і, відповідно, нагнітача; G_{ZON}^g – вібропереміщення горизонтальне задньої опори нагнітача; G_{vZON} – вібропереміщення вертикальне задньої опори нагнітача; G_{PON}^g – вібропереміщення горизонтальне передньої опори нагнітача; G_{vPON} – вібропереміщення вертикальне передньої опори нагнітача; G_{szcuvN} – осьовий зсув нагнітача.

За результатами опитування експертів у вигляді розрахованих рангів для кожного параметру, які характеризують явище помпажу у нагнітачі, вибрано сім параметрів:

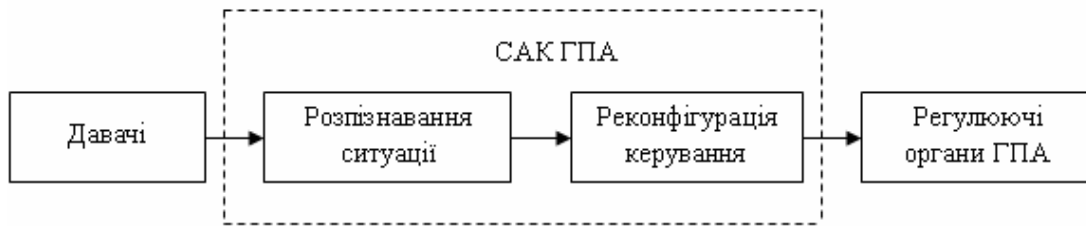


Рисунок 2 – Структура системи автоматичного захисту ВН ГПА від помпажу методами керування

$$\begin{aligned} < dP_{\text{конф}}, N_{\text{ст}}, G_{g_{\text{ZON}}}, G_{v_{\text{ZON}}}, \\ G_{v_{\text{PON}}}, G_{g_{\text{PON}}}, G_{s_{\text{zsuvN}}} >. \end{aligned} \quad (11)$$

Перевірку випадковості значень розрахованого коефіцієнта узгодженості W проведено на основі Z -розподілу Фішера. Для цього розрахункове значення Z -критерію Фішера

$$Z = \frac{1}{2} \ln \left(\frac{(m-1)W}{W} \right), \quad (12)$$

де: Z – розрахункове значення Z -критерію Фішера;

m – кількість експертів в групі, порівняли з критичним табличним значенням $Z_{\text{табл}}$ для рівня значущості $\alpha=0,05$ і розрахункового числа ступенів вільності для отриманих результатів експертизи. Оскільки розрахункове значення Z -критерію Фішера було більше табличного, тобто $Z > Z_{\text{табл}}$, ($0,713 > 0,51$), то думка експертів відносно ранжування показників помпажу не є випадковою з коефіцієнтом узгодженості $W=0,727$, який визначено за формулою:

$$W = \frac{12 \cdot \delta}{m^2(n^3 - n)} = 0,727, \quad (13)$$

де: m – кількість експертів;

n – кількість оцінованих факторів;

δ – сума квадратів відхилень між сумою рангів по кожній факторній ознаці та середньою сумою рангів.

Запропонований підхід дав змогу врахувати поточну інформацію про явище помпажу шляхом неперервного контролю параметрів тезаурусу (11). Запропоновано визначати координати робочої точки ВН у системі координат «політропний напір – об’ємна витрата» або «ступінь підвищення тиску газу – масова витрата». Для цього на основі експериментальних даних та досвіду експертів запропоновано задавати межу помпажу.

Безперервно зі швидкодією, яка перевищує швидкодію органів керування і мінімально можливий час виникнення жорсткого помпажу, запропоновано визначати поточне значення віддаленості координат робочої точки ВН від заданої величини.

Визначене таким чином мінімальне значення віддаленості координат робочої точки ВН запропоновано використовувати як поточне значення віддаленості сигналу розузгодження при керуванні регулюючими органами ГПА (рис. 2) під час здійсненні антипомпажного ре-

гулювання. Цим забезпечується надійний захист ВН від раптового виникнення помпажу, в тому числі жорсткого, при швидкодіючих збуреннях або флуктуаціях газового потоку за умови незмінності межі помпажу, тобто заданої величини.

Для підвищення оперативності захисту ВН від жорсткого помпажу методом діаграм Вейча синтезовано структуру однокатної релейної схеми автоматичного безконтактного пристрою, яка реалізує запропоновану логічну функцію в нормальній диз’юнктивній формі для 7 вхідних логічних змінних. Спрацювання антипомпажного клапана здійснюється лише у тому випадку, коли логічна одиниця з’являється більше ніж на одному із 7 входів логічного пристрою одночасно.

Діаграму Вейча логічної функції сімох змінних, яка відповідає поставленим умовам, зображено на рис. 3.

Ця карта побудована наступним чином. В квадратах, які потрапляють на площі одиничних значень двох, трьох, чотирьох, п’яти, шести і семи змінних a, b, c, d, e, f, g записані одиниці, у всіх інших квадратах – нулі.

За побудованою діаграмою Вейча можна отримати алгебраїчний вираз логічної функції, тобто структурну формулу схеми пристрою. Загальну структурну формулу пристрою з урахуванням виконавчого органу B запишемо так:

$$\psi = \lambda B, \quad (14)$$

де: λ – структурна формула схеми без виконавчого органу;

ψ – структурна формула всієї системи.

Тоді для системи захисту ВН ДКС ПСГ від помпажу функція λ може бути представлена у нормальній диз’юнктивній формі, тобто у вигляді суми добутків вхідних змінних для кожного квадрата карти, який містить одиницю (рис. 4).

Користуючись структурною формулою (рис. 4), синтезовано структурну схему пристрою. Для побудови схеми використане зображення, яке прийняте для структурних схем в структурній теорії релейних схем. Одержана структурна схема задовольняє заданим умовам, які можна сформулювати у вигляді правила ЯКЦО ... ТО ... (рис. 5).

Поставлено і вирішено також задачу синтезу узагальненої функціональної структури системи автоматичного антипомпажного регулювання ВН ДКС ПСГ, виходячи з максимальної швидкодії і обмежень, які мають місце при роботі ГПА (рис. 6).

Рисунок 3 – Діаграма Вейча логічної функції сімох змінних, яка відповідає умовам сформульованої задачі захисту відцентрового нагнітача від помпажу

$$\lambda = (\neg a \wedge \neg b \wedge c \wedge \neg d \wedge \neg e \wedge \neg f \wedge g) \vee (\neg a \wedge b \wedge c \wedge \neg d \wedge \neg e \wedge \neg f \wedge \neg g) \vee (\neg a \wedge b \wedge c \wedge \neg d \wedge \neg e \wedge f \wedge g) \vee (\neg a \wedge b \wedge \neg c \wedge \neg d \wedge \neg e \wedge \neg f \wedge g) \vee (a \wedge b \wedge \neg c \wedge \neg d \wedge \neg e \wedge \neg f \wedge g) \vee (a \wedge b \wedge \neg c \wedge \neg e \wedge \neg f \wedge g) \vee (a \wedge b \wedge c \wedge \neg d \wedge \neg e \wedge \neg f \wedge g) \vee (a \wedge b \wedge c \wedge \neg d \wedge \neg e \wedge f \wedge g) \vee (a \wedge \neg b \wedge c \wedge \neg d \wedge \neg e \wedge \neg f \wedge g) \vee (a \wedge \neg b \wedge c \wedge \neg d \wedge \neg e \wedge f \wedge g) \vee (a \wedge \neg b \wedge c \wedge \neg d \wedge e \wedge \neg f \wedge g) \vee (\neg a \wedge \neg b \wedge \neg c \wedge \neg d \wedge \neg e \wedge f \wedge g) \vee (\neg a \wedge \neg b \wedge c \wedge \neg d \wedge \neg e \wedge f \wedge g) \vee (\neg a \wedge \neg b \wedge c \wedge \neg d \wedge e \wedge f \wedge g) \vee (\neg a \wedge \neg b \wedge c \wedge d \wedge e \wedge f \wedge g) \vee (\neg a \wedge b \wedge c \wedge d \wedge e \wedge f \wedge g) \vee (\neg a \wedge b \wedge \neg c \wedge d \wedge e \wedge f \wedge g) \vee (a \wedge b \wedge \neg c \wedge d \wedge e \wedge f \wedge g) \vee (\neg a \wedge b \wedge \neg c \wedge d \wedge e \wedge f \wedge \neg g) \vee (\neg a \wedge \neg b \wedge \neg c \wedge d \wedge \neg e \wedge \neg f \wedge g) \vee (\neg a \wedge \neg b \wedge c \wedge d \wedge \neg e \wedge \neg f \wedge g) \vee (\neg a \wedge b \wedge c \wedge d \wedge \neg e \wedge \neg f \wedge g) \vee (\neg a \wedge b \wedge c \wedge d \wedge \neg e \wedge f \wedge g) \vee (a \wedge b \wedge c \wedge d \wedge \neg e \wedge \neg f \wedge g) \vee (a \wedge b \wedge c \wedge d \wedge \neg e \wedge f \wedge g) \vee (a \wedge \neg b \wedge c \wedge d \wedge \neg e \wedge \neg f \wedge g) \vee (a \wedge \neg b \wedge c \wedge d \wedge \neg e \wedge f \wedge g) \vee (a \wedge \neg b \wedge c \wedge d \wedge e \wedge \neg f \wedge g) \vee (\neg a \wedge b \wedge \neg c \wedge d \wedge \neg e \wedge \neg f \wedge g) \vee (\neg a \wedge b \wedge \neg c \wedge d \wedge \neg e \wedge f \wedge g) \vee (a \wedge b \wedge \neg c \wedge d \wedge \neg e \wedge \neg f \wedge g) \vee (a \wedge b \wedge \neg c \wedge d \wedge \neg e \wedge f \wedge g),$$

a, b, c, d, e, f, g – позначення замикаючих контактів;
 $\neg a, \neg b, \neg c, \neg d, \neg e, \neg f, \neg g$ – позначення розмикаючих контактів;
 \vee – логічне АБО, \wedge – логічне І, \neg – логічне НІ

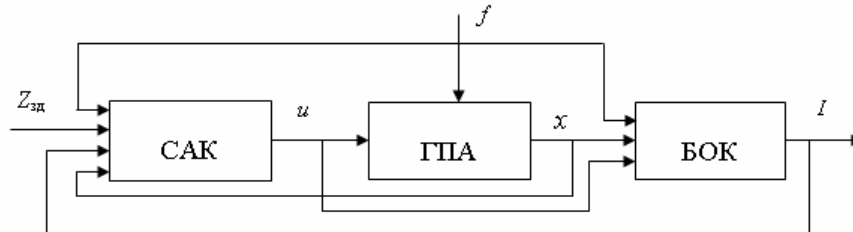
Рисунок 4 – Представлення функції λ

P : ЯКЩО $(\neg a \wedge \neg b \wedge c \wedge \neg d \wedge \neg e \wedge \neg f \wedge g) \vee (\neg a \wedge b \wedge c \wedge \neg d \wedge \neg e \wedge \neg f \wedge \neg g) \vee$
 $\vee (\neg a \wedge b \wedge \neg c \wedge \neg d \wedge \neg e \wedge \neg f \wedge g) \vee \dots \vee (a \wedge \neg b \wedge \neg c \wedge d \wedge \neg e \wedge \neg f \wedge g)$ ТО

"антипомпажний клапан спрацює",

$$a - dP_{\text{конф}}, b - N_{\text{ст}}, c - G_{gPON}, d - G_{vPON}, e - G_{gZON}, f - G_{vZON}, g - G_{sZsuwN}$$

Рисунок 5



САК – система автоматичного керування; ГПА – газоперекачувальний агрегат; БОК – блок обчислення критерію I ; f – збурюючі впливи; $Z_{зд}$ – задаючий вплив

Рисунок 6 – Узагальнена функціональна структура системи антипомпажного регулювання та захисту відцентрового нагнітача

В кожному контурі системи вирішується певна задача оптимізації. Оскільки, вибір критерію оптимальності для такого складного об'єкта, як ВН ГПА ДКС ПСГ є складною науково-практичною задачею, що не має строгого однозначного рішення, тому задача вибору критерію оптимальності розв'язана тут на базі глибокого і всебічного вивчення властивостей керованого об'єкта та досвіду експлуатації.

Оскільки критерій оптимальності I виражається через компоненти векторів виходу $\bar{x}(t)$, управління $\bar{u}(t)$ і завдання $\bar{z}_{зд}(t)$:

$$I = I[\bar{x}(t), \bar{z}_{зд}(t), \bar{u}(t)], \quad (15)$$

де $\bar{z}_{зд}(t)$ – вектор-функція часу, яка визначає бажану зміну виходу $\bar{x}(t)$, то враховуючи, що зовнішні впливи $\bar{z}_{зд}(t)$ або $\bar{f}_{зд}(t)$ неперервно змінюються, ефективність функціонування ВН ГПА і системи керування ним запропоновано оцінювати функціоналом:

$$I = I(\bar{u}(t)) = \int_0^{t_K} \varphi_0[\bar{x}(\tau), \bar{z}_{зд}(\tau), \bar{u}(\tau)] d\tau, \quad (16)$$

де: φ_0 – деяка скалярна невід'ємна функція, вигляд якої залежить від мети керування;

t_K – інтервал керування.

Зважаючи на те, що метою захисту ВН ГПА від помпажу є досягнення мінімальної тривалості перехідного процесу, умову оптимального функціонування об'єкта і системи керування запропоновано оцінювати у такому вигляді:

$$I_3 = \int_0^{t_K} I(\bar{u}(t)) dt = \min. \quad (17)$$

При постановці і вирішенні такої задачі керування враховані обмеження на зміні $\bar{x}(t)$, $\bar{z}_{зд}(t)$ та $\bar{u}(t)$, які задані у вигляді умов належності векторів $\bar{x}(t)$, $\bar{z}_{зд}(t)$ та $\bar{u}(t)$ до деяких замкнених множин:

$$\bar{x}(t) \in X; \bar{z}_{зд}(t) \in Z_{зд}; \bar{u}(t) \in U,$$

де $X, Z_{зд}, U$ – замкнені множини, задані відповідно в n -, l -, m -мірних просторах.

Обмеження на компоненти векторів $\bar{x}(t)$, $\bar{z}_{зд}(t)$ і $\bar{u}(t)$ покладені незалежно один від одного у вигляді обмежень окремих компонентів:

$$\begin{aligned} 0 &\leq x_i \leq x_{i_{\max}}, \\ 0 &\leq z_{зд}^{(k)} \leq z_{зд \max}^{(k)}, \\ 0 &\leq u_i \leq u_{i_{\max}}, \end{aligned} \quad (18)$$

де $x_{i_{\max}}$, $z_{зд \max}^{(k)}$, $u_{i_{\max}}$ – максимально можливі або допустимі значення компонентів.

Шуканий мінімальний час t_K є функціоналом (18), який залежить від вибраних керувальних дій $\bar{u}(t)$; $0 \leq t \leq t_K$.

Показано, що замкнена система антипомпажного регулювання, яка знаходиться під впливом зовнішніх сигналів s (завади f , задаючий сигнал $z_{зд}$, варіації температури навколишнього середовища і атмосферного тиску, сигнали від інших ГПА та ін.) підтримує задане значення керованої величини x , що апіорі задється так:

$$0 \leq x_i(t, s) \leq x^{(i)}_{\text{доп.}}, \forall t \in T_p, \quad (18)$$

де: t – поточний час;

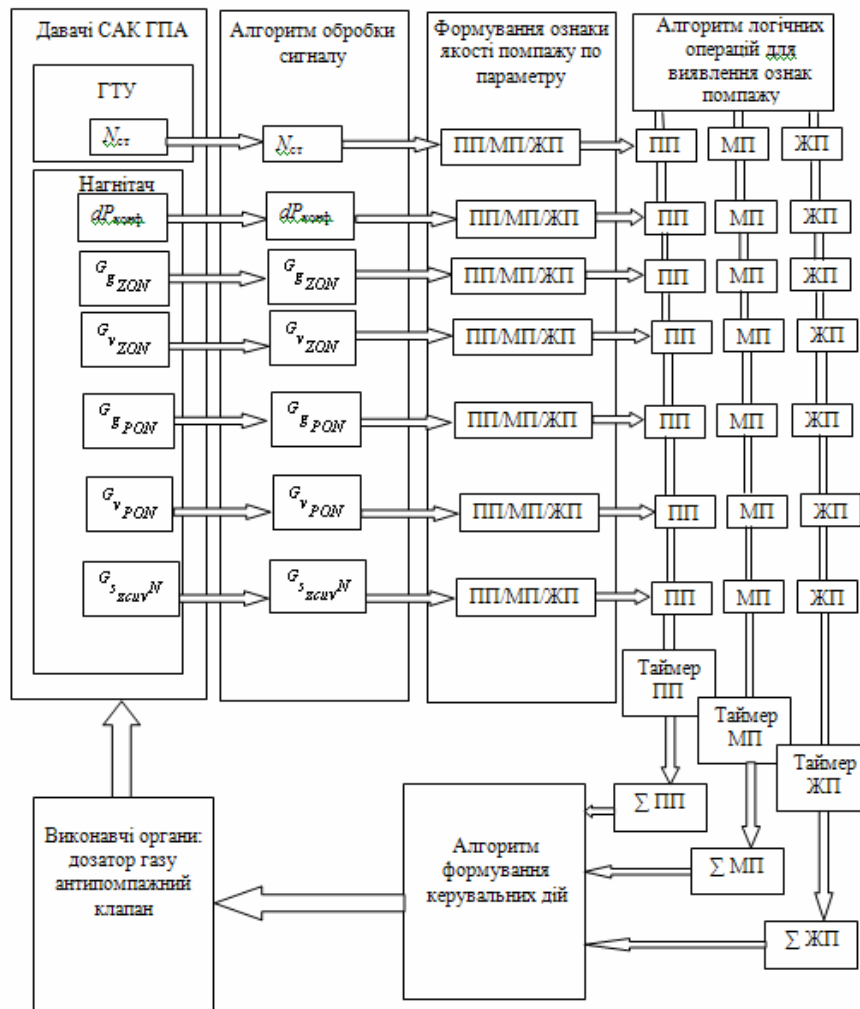


Рисунок 7 – Структурна схема системи автоматичного антипомпажного регулювання та захисту ВН ГПА ДКС ПСГ

$x^{(i)}$ доп. – граничне значення керованої величини, що апріорі задане;

T_p – час роботи ВН ГПА.

Для синтезу системи антипомпажного регулювання використано інтерактивну процедуру, яка забезпечує потрібну точність і зручність її реалізації в умовах експлуатації САК ГПА ДКС ПСГ. Запропоновано загальну структуру системи (рис. 7), яка реалізує розроблений спосіб [16] і програмне забезпечення системи антипомпажного регулювання та захисту ВН у варіанті конкретного прикладу [16]. Вона містить групу давачів газотурбінного привода та нагнітача відцентрового типу. Перевищення певних встановлених в алгоритмі порівняння меж порогових значень класифікується алгоритмом як ознака наявності помпажних коливань за параметром і фіксується підняттям сигнальної позначки з ознакою ступеня перевищення. Умовно позначки класифікуються на три рівні і виводяться алгоритмом «Формування ознаки якості помпажу по параметру»: ПП – передпомпажний стан; МП – стан м'якого помпажу; ЖП – жорсткий помпаж.

Розроблена система антипомпажного регулювання [16] впроваджена на ДКС ПСГ «Біль-

че-Волиця». Показано, що при дискретному антипомпажному регулюванні система фіксує виникнення помпажу і форсовано відкриває антипомпажний клапан. Після стабілізації і зникнення помпажних коливань АПК автоматично закривається. При повторному виникненні помпажу система повторно здійснює форсоване відкриття антипомпажного клапана (рис. 8).

Підсистема побудована на базі контролерів фірми «Сіменс». Керованим виконавчим пристроєм системи є перепускний антипомпажний клапан (АПК) фірми «Моквелд», який у випадку виникнення помпажних явищ забезпечує розвантаження ГПА методом рециркуляції газу «з виходу на вхід» нагнітача.

Досвід експлуатації протягом 3-ох років підтвердив, що вона виконує головне функціональне призначення підсистеми АПР: виявлення та усунення помпажних явищ, а також забезпечення автоматичного завантаження агрегату в «Магістраль», при знятті помпажних явищ. У разі неможливості виведення агрегату з режиму помпажу за умови нормальної роботи підсистем АПР та АПК забезпечується аварійна зупинка ГПА за командою «АЗ».

Розроблена система автоматичного антипомпажного регулювання та захисту відцентрового нагнітача випробувана на газоперекачувальному агрегаті ГПА № 9 в умовах дотискувальної компресорної станції підземного сховища газу «Більче-Волиця». Результати натурних досліджень підтвердили достовірність отриманих теоретичних результатів на основі використання розробленого методу захисту відцентрового нагнітача від помпажу і системи автоматичного антипомпажного регулювання. Розроблені алгоритми і програмне забезпечення закладено в основу створеної АСКТП газоперекачувальним агрегатом, здійснено впровадження теоретичних результатів дослідження для розв'язання низки практичних задач на ГПА № 9 ДКС ПСГ «Більче-Волиця». Розроблена система автоматичного антипомпажного регулювання прийнята в промислову експлуатацію УМГ «Львівтрансгаз» і включена проектними установами ДК «Укртрансгаз» в технологічні схеми облаштування ряду компресорних станцій в складі АСКТП нижнього рівня транспортування газу.

Література

- 1 Про схвалення енергетичної стратегії України на період до 2030 року: розпорядження Кабінету Міністрів України від 15.03.2006 р., № 145. – Режим доступу: <http://zakon.rada.gov.ua/cgi-bin/laws/main.cgi.nreg=45-2006%FO>.
- 2 Казакевич В.В. Автоколебания (помпаж) в компрессорах / В.В. Казакевич. – М.: Машиностроение, 1974. – 264 с.
- 3 Измайлов Р.А. Нестационарные процессы в центробежных компрессорах / Р.А.Измайлов, К.П.Селезнев // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1995. – №11. – С.20-24.
- 4 Герасименко В.П. Вращающийся срыв в турбинном режиме работы компрессора / В.П. Герасименко, М.В. Бойко, А.А. Гарагуль, Н.Б. Налесный // Энергетические и технологические процессы и оборудование. – 2005. – №6. – С.65-71.
- 5 Автоматизация газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом / [К.А.Тельнов, А.А.Файнштейн, С.З.Шабанок и др.]. – М.: Недра, 1983. – 265 с.
- 6 Система противопомпажной защиты (ППЗ) центробежных компрессорных машин. – Санкт-Петербург: ЗАО «НПФ Невинтермаш». – 2003. – 8 с.
- 7 Система антипомпажного регулирования и защиты компрессорного оборудования // ЗАО «ИНТЕРА». – 2008. – 3 с. – Режим доступу: <http://intera.com.ru/catalog/article.info.php?articles id=8@asCsld>
- 8 Технологічні вимоги до систем антипомпажного регулювання відцентрових нагнітачів газоперекачувальних агрегатів. – К.: ДК «Укртрансгаз», 1999. – №399. – 9 с.
- 9 Крутиков Т.Е. Система диагностирования предпомпажного состояния центробежного компрессора: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук спец. 05.04.06 «Вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы» / Т.Е.Крутиков. – Санкт-Петербург, 2003. – 18 с.
- 10 Измайлов Р.А. Разработка системы диагностики помпажа центробежного компрессора на основе анализа физики нестационарных процессов / [Р.А. Измайлов, Ю.Д.Акульшин, А.В.Александров и др.] // тезисы докл. XII международной научно-технической конференции по компрессорной технике. – Казань, 2001. – С.121-123.
- 11 Пат. 47153 Україна, МКУ F04D27/02. Спосіб захисту компресора газоперекачувального агрегату від помпажу / Дудко П.Г., Колодяжний В.В., Сорочкін С.С., Хохряков М.В., Дістрянов С.В., Котлярів В.О. Заявитель и патентообладатель ДК «Укртрансгаз». – № 2001085632; заявл. 07.08.2001; опубл.16.02.2002, Бюл.№6.
- 12 Пат. 5427, Україна, МКУ F04D27/02. Спосіб захисту компресора газоперекачувального агрегату від помпажу / Соляник В.Г., Колодяжний В.В., Слесар П.Ф., Чепурний О.П., Хохряков М.В., Дістрянов С.В., Даценко А.І. Заявитель и патентообладатель ДК «Укртрансгаз». – № 00042504084; заявл.28.05.2004; опубл.15.03.2005, Бюл.№3.
- 13 Пат 2263234С1, Российская Федерация, МКУ 7F04D27/02. Способ формирования сигнала помпажа турбокомпрессора / Киселёв Д.В. Заявитель и патентообладатель ЗАО «Система Комплекс», Россия. – № 2004136854/06; заявл. 16.12.2004; опубл. 27.10.2005. – Режим доступу: <http://www.ntpo.com/patents pumps/patents compressor/139.shtml>
- 14 Автоматизация процессов газовой промышленности / [Шайхутдинов А.З. и др.; под общ. ред. А.З.Шайхутдинова]. – Санкт-Петербург: Наука, 2003. – 420 с.
- 15 Пат. 2147711, Российская Федерация, МПК F04D27/02, G01M15/00. Способ диагностики помпажа компрессора газотурбинного двигателя / Иноземцев А.А., Савинков Ю.С., Савинков А.Н., Трубников Ю.А. Заявитель и патентообладатель ОАО «Авиадвигатель». – №2000129301/06, заявл.22.11.2000; опубл.20.08.2002.
- 16 Пат. 89302 Україна. Спосіб захисту компресора від помпажу / Беккер М.В., Шимко Р.Я., Семенов Г.Н., Бляут Ю.Є., Гіренко С.Г., Петеш М.О., Сукач О.В., Репета А.Ф. - № a2008 07810; заявл. 09.06.2008; опубл. 25.11.2009, Бюл. №22. – 10с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
02.12.10
Рекомендована до друку професором
М.І. Горбійчуком*