

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

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.*

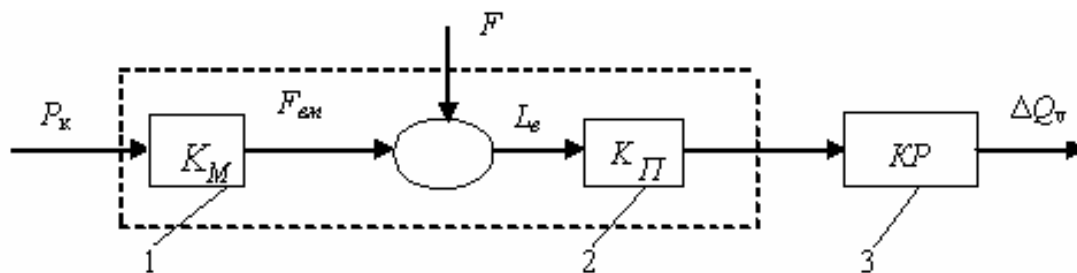
Визначення статичних і динамічних властивостей антипомпажних клапанів є актуальним науково-практичним завданням у зв'язку з необхідністю забезпечення безаварійної роботи докачуючої компресорної станції підземного сховища газу [1]. Проте аналіз літературних джерел [1, 2, 3] свідчить про недостатній обсяг 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 повітря



1 – мембрана, 2 – пружина, 3 – регулюючий орган,  $F$  – невірноважені сили

Рисунок 1 — Структурна схема мембранного пружинного виконавчого механізму

ря і невелику, порівняно з електричними, відстань до регулюючого пристрою.

В системах автоматичного керування газоперекачувальними агрегатами найбільшого поширення набули мембранні пневматичні регулюючі клапани одинарної дії. У приводах одинарної дії повернення штоку у вихідне положення здійснюється пружиною. Провідними виробниками мембранних клапанів є "Fisher-Rosemount", "Honeywell", "Samson", "Valtek Engineering" та ін. Проте, принципово вони не відрізняються, оскільки мають ті ж складові конструкції: верхню та нижню кришки, між якими затиснута мембрана з жорстким центром. Мембрана підперта спіральною пружиною, що охоплює шток. Мембрана перетворює командний тиск  $P_k$  ( $\Delta P$ ) в зусилля  $F_{вм}$ , яке, в свою чергу, у другій ланці перетворюється у величину ходу штока клапана  $l_{вм}$  (рис.1), а останній – у зміну витрати  $\Delta Q$ .

Для визначення статичних властивостей даного механізму скористаємось методикою, викладеною в [2].

Передавальні коефіцієнти ланок структурної схеми, зображеної на рис.1, рівні

$$\begin{aligned} K_m &= S_{ef}, \\ K_n &= 1/r_n, \end{aligned} \quad (1)$$

де:  $S_{ef}$  – ефективна площа мембрани клапана;

$r_n$  – жорсткість пружини, кгс/см.

Жорсткість пружини має велике значення для отримання лінійної статичної характеристики виконавчого механізму. Оптимальні параметри її визначаються за формулою

$$Z_n = \frac{Gd_n^4}{8D_{сер}^3 n K_2}, \quad (2)$$

де:  $G$  – модуль зсуву, кгс/мм<sup>2</sup>;

$d_n$  – діаметр прокату матеріалу пружини, мм;

$D_{сер}$  – середній розрахунковий діаметр пружини, мм;

$n$  – кількість робочих витків;

$K_2$  – емпіричний коефіцієнт, який визначається з таблиць або за формулою

$$K_2 = 1 + \frac{1}{2C} - \frac{1}{2C^3}, \quad (3)$$

де  $C = \frac{D_{сер}}{d_n}$  – індекс пружини.

Рекомендовані значення індексу пружини для виконавчих механізмів  $C=3 \div 10$  [4], а ефективна площа дорівнює [4]

$$S_{ef} = \frac{\pi}{12} (D^2 + DD_1 + D_1^2) - \frac{\pi d^2}{4}, \quad (4)$$

де:  $D_1$  – діаметр опорного диска;

$d$  – діаметр штока;

$D$  – діаметр закладання мембрани.

Наявність пружини забезпечує в незавантаженому виконавчому механізмі лінійну ходову характеристику, яка описується рівнянням

$$\mu = \frac{S_{ef}(P_2 - P_1)}{r_n}, \quad (5)$$

де:  $P_1$  і  $P_2$  – граничні значення командного тиску  $P_k$ ;

$P_1$  – тиск, за якого починається рух штока;

$\mu$  – умовний хід штока, який відповідає ходу ненавантаженого виконавчого механізму відповідного тиску  $P_k$ .

Жорсткість пружини визначається за формулою

$$r_n = \frac{S_{ef}}{\mu} (P_k - P_1), \quad (6)$$

де  $P_k$  – тиск у виконавчому механізмі, за якого вихідний елемент (шток) здійснить хід, що дорівнює  $\mu$ .

Рівняння ходової характеристики (5) дає змогу визначити передавальний коефіцієнт виконавчого механізму.

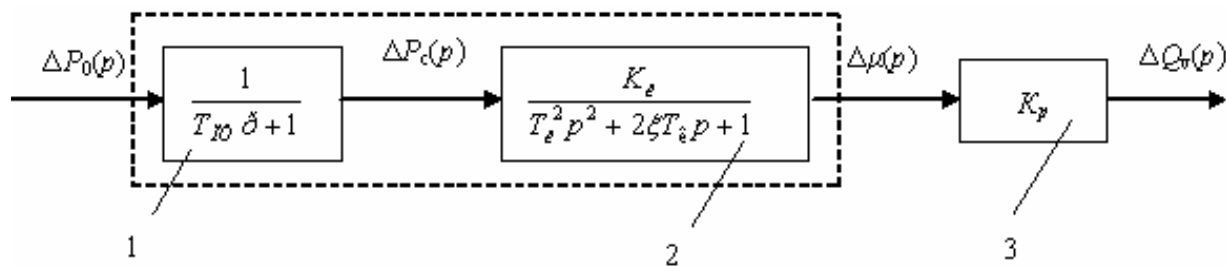
В ідеальному випадку, коли невірноважені сили  $F=0$ , а ефективна площа мембрани  $S_{ef} = const$  і не залежить від ходу штока і матеріалу мембрани, величина ходу штока клапана дорівнюватиме

$$\delta_{вм}^i = K_n F_{вм}. \quad (7)$$

Реально ж, коли  $F \neq 0$  і має місце похибка ходової характеристики виконавчого механізму, величина ходу штока клапана дорівнюватиме

$$\delta_{вм}^P = K_n (F_{вм} - F) - \delta_T, \quad (8)$$

де  $\delta_T$  – абсолютна похибка ходової характеристики виконавчого механізму за рахунок тертя в ньому і зміни ефективної площі мембрани.



1 – пневматичний трубопровід, 2 – виконавчий механізм (кран), 3 – регулюючий орган

Рисунок 2 — Алгоритмічна структура крана

Тоді абсолютне розузгодження ходу штока складає

$$\Delta\delta = \delta_{\text{вм}}^i - \delta_{\text{вм}}^P = K_n F + \delta_T, \quad (9)$$

і відносна похибка ходової характеристики виконавчого механізму

$$\lambda = \frac{\Delta\delta}{\mu} \cdot 100\%. \quad (10)$$

З урахуванням (2) і (3) та зменшення  $S_{\text{ef}}$  порівняно з номінальним значенням, відносна похибка крана дорівнюватиме

$$\lambda \leq \frac{100F}{S_{\text{ef}}(P_2 - P_1)} + \delta_{\text{вм}}, \% \quad (11)$$

де  $\delta_{\text{вм}} = \frac{\delta_T}{\mu} \cdot 100\%$  – власна відносна похибка ходової характеристики виконавчого механізму.

З рівняння (11) бачимо, що зменшення відносної похибки  $\lambda$  може бути досягнуте збільшенням або ефективної площі мембрани  $S_{\text{ef}}$ , або величини командного тиску  $P_k$ .

Для визначення динамічних властивостей крана розглянемо його математичну модель, користуючись алгоритмічною структурою [5], яка зображена на рис. 2.

Алгоритмічна структура і її параметри були визначені також за результатами випробувань системи автоматичного керування газоперекачувальним агрегатом з двигуном НК-16-СТ і адаптацією до двигуна ДЗЗ6 САК ГПА Ц-6,3 [1], проведених на докачувальній компресорній станції підземного сховища газу "Більче – Волиця".

Кран впливає безпосередньо на технологічний об'єкт шляхом зміни пропускної здатності  $Q$ . Виконавчий механізм 2 являє собою по суті функціональний перетворювач сигналу керуючого пристрою, отриманого з виходу регулятора через пневматичний трубопровід, у вхідний сигнал регулюючого органа. Блоки 2 і 3 кінематично пов'язані між собою, оскільки вихідний елемент виконавчого механізму передає зусилля безпосередньо регулюючому органу. Це зусилля сприймається затвором, тобто рухомою частиною регулюючого органа, пересуванням якого досягається зміна пропускної здатності  $Q$ .

Математична модель, яка описує елементи (зображені на рис. 2), що знаходяться між пневматичною лінією передачі і вихідним патрубком виконавчого механізму, має такий вигляд:

$$\Delta P_c(p) = \frac{1}{T_{nm}p + 1} \Delta P_0(p), \quad (12)$$

$$\Delta \mu(p) = \frac{K_\epsilon}{T_\epsilon^2 p^2 + 2\xi T_\epsilon p + 1} \Delta P_c(p), \quad (13)$$

$$\Delta Q = f(\Delta \mu). \quad (14)$$

Отже, передавальна функція крана має такий вигляд:

$$W(p) = \frac{K_\epsilon K_p}{(T_{nm}p + 1)(T_\epsilon^2 p^2 + 2\xi T_\epsilon p + 1)}, \quad (15)$$

де:  $T_{nm}$  – стала часу пневматичного трубопроводу, під'єданого до пневматичного крана [3];

$\xi$  – коефіцієнт згасання;

$T_\epsilon$  – стала часу пневматичного крана;

$K_p$  – передавальний коефіцієнт регулюючого органа;

$K_\epsilon$  – передавальний коефіцієнт крана.

Найбільш важливою характеристикою є витратна характеристика (14), яка може бути лінійною

$$\Delta Q = \pm K_p \Delta \mu, \quad (16)$$

або нелінійною

$$\Delta Q = \pm a_0 e^{\pm K_p \Delta \mu}, \quad (17)$$

тобто коефіцієнти рівнянь (12), (13), (14) визначаються з формул (16) і (17).

Аналіз формул (12), (13), (14) свідчить, що практично маса рухомих частин крана набагато менша жорсткості пружини, тобто

$$m_p \ll r_n, \quad (18)$$

і значення сталих часу знаходяться в межах  $T_k \in (1 \div 3с)$ ;  $T_{nm} \in (12 \div 20с)$ .

Оскільки  $T_k < T_{nm}$  на порядок, то величиною  $T_k$  порівняно з  $T_{nm}$  можна знехтувати. Тоді можна записати вираз для передавальної функції крана у такому вигляді:

$$W(p) \cong \frac{K_\epsilon K_p}{T_{nm}p + 1} \cong \frac{K_{kp}}{T_{nm}p + 1}, \quad (19)$$

де  $K_{kp} = K_\epsilon K_p$ .

Отже, статичні і динамічні властивості крана можуть бути описані аперіодичною ланкою першого порядку.

За значеннями відносного ходу  $\mu$  і заданими максимальною і мінімальною витратами  $Q$  можна визначити розрахункові значення

передавального коефіцієнта. Якщо задана лінійна витратна характеристика (14), то розрахунковий передавальний коефіцієнт дорівнюватиме

$$K_p = \frac{\Delta Q_{\max} - \Delta Q_{\min}}{\Delta \mu_{\max} - \Delta \mu_{\min}}. \quad (20)$$

Частотні характеристики аперіодичної ланки (19) знайдемо, якщо в рівняння (19) замість  $p$  підставимо значення  $j\omega$

$$W(j\omega) = \frac{K_{kp}}{T_{nm}(j\omega) + 1}. \quad (21)$$

Якщо із рівняння (21) виділити дійсну

$$\operatorname{Re}W(j\omega) = \frac{K_{kp}}{(1 + \omega^2 T_{nm}^2)}$$

і уявну

$$\operatorname{Im}W(j\omega) = \frac{-K_{kp}\omega T_{nm}}{(1 + \omega^2 T_{nm}^2)}$$

частини, то можна отримати амплітудно-частотну функцію клапана

$$A(\omega) = \frac{K_{kp}}{\sqrt{\omega^2 T_{nm}^2 + 1}} \quad (22)$$

і його фазочастотну функцію

$$\varphi(\omega) = -\arctg\omega T_{nm}. \quad (23)$$

Аналіз частотних функцій (22) і (23) доводить, що за низьких частот, коли частота  $\omega \rightarrow 0$ , то  $A(\omega) \rightarrow K_{kp}$  і  $\varphi(\omega) \rightarrow 0$ , тобто клапан за своїми динамічними властивостями наближається до підсилюючої ланки. Із збільшенням частоти  $\omega$   $A(\omega)$  зменшується тим швидше, чим більша стала часу  $T_{nc}$ . Отже, якщо динамічна ланка (24) має малі значення сталої часу  $T_{nc}$ , або швидкість зміни вхідного сигналу ланки (низька частота), то такий клапан можна вважати пропорційною ланкою.

Реалізація складної функції контролю і керування газоперекачувальним агрегатом здійснюється за допомогою комп'ютера, який при цьому пов'язаний з розподільною мікропроцесорною системою керування через локальну мережу. Виявлення порушень в його роботі (помпаж, передпомпажний стан) і їх автоматична діагностика є однією з досконалих форм контролю роботи об'єкта. Автоматизація цього процесу реалізується на базі експертних систем, особливістю яких є використання в базі даних трьох видів залежностей процесуальних відносин у вигляді правил, отриманих від експертів; формальних логічних зв'язків між контрольованими подіями, які визначаються конструктивними і технологічними особливостями газоперекачувального агрегату; математичних моделей окремих ділянок об'єкта, які ідентифікуються в процесі дослідження. Крім цього, необхідність роботи системи в режимі реального часу покладає суттєві обмеження на системне математичне забезпечення експертної сис-

теми, не дозволяючи використовувати для неї звичайні існуючі універсальні оболонки.

## Висновок

Аналіз статистичних і динамічних властивостей антипомпажного клапана як елемента системи автоматичного керування довів, що його властивості описуються аперіодичною ланкою першого порядку, а за низьких частот – безінерційною.

Проведені дослідження статичних і динамічних властивостей пневматичних клапанів дали змогу обґрунтовано вибрати один із головних елементів підсистеми захисту компресора від помпажу – швидкодіючий антипомпажний клапан «Mokveld», який встановлено на вихідному колекторі послідовно з клапаном №6 обв'язки відцентрового нагнітача та призначений для антипомпажного регулювання та захисту цього нагнітача у разі наближення до помпажних явищ.

## Література

1 Система автоматичного керування газоперекачувальним агрегатом з двигуном НК-16-СТ (САК ГПА) (з адаптацією до двигуна Д336 САК ГПА Ц63). Програма випробувань антипомпажного регулювання. Затв. ДК «Укртрансгаз». – ТзОВ «Укргазтех», 2006. – 11 с.

2 Когуляк М.І. Виконавчі пристрої автоматичних систем керування в нафтогазовій промисловості: Навчальний посібник. – Івано-Франківськ: Факел, 2003. – 228 с.

3 Емельянов В.В., Калинина С.А. Практические расчеты в автоматике. – М.: Машиностроение, 1967. – 316 с.

4 Емельянов А.И., Емельянов В.А. Исполнительные устройства промышленных регуляторов. – М.: Машиностроение, 1975. – 224 с.

5 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.