
Фізико-технічні проблеми транспорту та зберігання енергоносіїв

УДК 62-503.57:621.6-52

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ГПА З ПРИЛЕГЛИМ ТРУБОПРОВОДОМ

¹М.І. Горбійчук, ¹М.І. Козутяк, ²О.Б. Василенко, ³Є.О. Ковалів, ¹Л.І. Швець

¹ІФНТУНГ, 76019, м.Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 504521,
e-mail: gorb@nimg.edu.ua

²Науково-дослідний і проектний інститут ПАТ «Укрнафта»,
76019, м. Івано-Франківськ, вул. Північний бульвар, 2, тел. (0342) 776140,
e-mail: felix122@rambler.ru

³УМГ «Прикарпаттрансгаз», 76018, м. Івано-Франківськ, вул. Незалежності, 48,
тел. (0342) 750923, e-mail: kovaliv@naftogaz.net

На основі проведених розрахунків виконано синтез структурної схеми для дослідження динаміки роботи газоперекачувального агрегату з урахуванням прилеглої ділянки трубопроводу. У середовищі MatLab розроблена імітаційна модель, до складу якої входить дві підсистеми: «ГПА» і «трубопровід».

З використанням імітаційної моделі отримано результати дослідження динамічних властивостей системи «прилеглий трубопровід – ГПА». Проведено моделювання різних режимів експлуатації при збуреннях в системі. Розроблена модель є основою для синтезу та дослідження автоматичних систем керування роботою ГПА.

Ключові слова: газоперекачувальний агрегат (ГПА), газопровід, система автоматичного керування, передавальна функція, динаміка газоперекачувального агрегату, математична модель газоперекачувального агрегату

На основании проведенных расчетов выполнен синтез структурной схемы для исследования динамики работы газоперекачивающего агрегата с учетом прилегающего участка трубопровода. В среде Matlab разработана имитационная модель, в состав которой входит две подсистемы: «ГПА» и «трубопровод».

С использованием имитационной модели получены результаты исследования динамических свойств системы «прилегающий трубопровод – ГПА». Проведено моделирование разных режимов эксплуатации при возмущениях в системе. Разработанная модель является основой для синтеза и исследования автоматических систем управления работой ГПА.

Ключевые слова: газоперекачивающий агрегат (ГПА), газопровод, система автоматического управления, передаточная функция, динамика газоперекачивающего агрегата, математическая модель газоперекачивающего агрегата

On the basis of the conducted calculations the synthesis of flow diagram is executed for the research of GPU working dynamics taking into account the adjoining area of pipeline. The simulation model which contains two sub-systems: «GPU» and «pipeline» is developed in the environment of Matlab software.

The results of dynamic properties research of the «adjoining pipeline – GPU» system are obtained with the help of simulation model. The simulation of different modes of exploitation with indignations in the system is conducted. The developed model is a basis for synthesis and research of automatic systems controlling GPU operation.

Keywords: gas pumping unit (GPU), gas pipeline, automatic control system, transmission function, gas pumping unit dynamics, mathematical model of gas pumping unit

Системи автоматичного керування газоперекачувальними агрегатами (САК ГПА) магістральних газопроводів – це важливий елемент ефективної та безаварійної роботи компресорних агрегатів та компресорних станцій (КС) загалом. Відомі розробки систем агрегатної автоматики [1-3], якими в Україні комплектуються компресорні агрегати вітчизняних та закордонних виробників. Синтез таких систем здійснений з врахуванням динамічних властивостей ГПА. Проте в літературі недостатня увага приділяється дослідженням впливу динаміки прилеглих ділянок трубопроводів на роботу компресорного агрегату, обладнаного штатними системами автоматичного керування. Тому актуальним є завдання проведення подібних досліджень з метою синтезу ефективних систем керування ГПА.

Першим етапом досліджень є створення адекватної технологічному процесу компримування природного газу імітаційної моделі ГПА з прилеглою ділянкою трубопроводу, та дослідження її динаміки з врахуванням різноманітних збурюючих чинників. Теоретичні засади та структури математичних моделей представлені в роботах [4-6].

В роботі [4] було показано, що динаміку ділянки магістрального трубопроводу можна описати двома передавальними функціями:

1) канал «тиск на виході з попередньої КС – тиск на вході наступної КС»:

$$W_{P_{t2}, P_{t1}}(s) = \frac{1}{\xi^2} \cdot \frac{1}{1 + \sum_{i=1}^{\infty} a_i s^i}, \quad (1)$$

$$\text{де: } a_i = \left(\frac{2}{3}\right)^{2i} \cdot \left[\frac{1}{i! \prod_{q=0}^{i-1} (v+q)} + \sum_{k=0}^{i-1} \frac{(v+k)\xi^{3(i-k)} - (i-k)\xi^{3(k+v)}}{k!(i-k)! \prod_{q=0}^k (v+q) \cdot \prod_{q=0}^{i-k-1} (1-v+q)} \right];$$

$$v = \frac{1}{3}; \quad \xi = \frac{P_{t2}^0}{P_{t1}^0};$$

P_{t2}^0, P_{t1}^0 – усталені значення тиску в кінці та на початку трубопроводу.

2) канал «масова витрата газу на вході в КС – тиск на вході КС(ГПА)»:

$$W_{P_{t2}, G_{t2}}(s) = \frac{1-\xi^2}{\xi^2} \cdot \frac{1 + \sum_{i=1}^{\infty} b_i s^i}{1 + \sum_{i=1}^{\infty} a_i s^i}, \quad (2)$$

$$\text{де: } b_i = \frac{1}{1-\xi^2} \left(\frac{2}{3}\right)^{2i+1} \times \sum_{k=0}^i \frac{\xi^{3(i-k)} - \xi^{3k+2}}{k!(i-k)! \prod_{q=0}^k (1-v+q) \prod_{q=0}^{i-k-1} (v+q)}.$$

Отримані передавальні функції містять нескінченне число коефіцієнтів a_i та b_i . Дослідження, проведені в роботі [4], свідчать, що з достатньою для практики точністю ряди в рівнянні (1) та (2) можна обмежити двома членами, тобто

$$W_{P_{t2}, P_{t1}}(s) = \frac{1}{\xi^2} \cdot \frac{1}{1 + a_1 s + a_2 s^2}, \quad (3)$$

$$W_{P_{t2}, G_{t2}}(s) = \frac{1-\xi^2}{\xi^2} \cdot \frac{1 + b_1 s + b_2 s^2}{1 + a_1 s + a_2 s^2}. \quad (4)$$

При розроблянні імітаційної моделі враховано, що

$$\overline{\phi_{P_{t2}}}(s) = W_{P_{t2}, P_{t1}}(s) \cdot \overline{\phi_{P_{t1}}}(s) - W_{P_{t2}, G_{t2}}(s) \cdot \overline{\phi_{G_{t2}}}(s), \quad (5)$$

де: $\overline{\phi_{P_{t2}}}(s) = \frac{\Delta P_{t2}(s)}{P_{t2}^0}$ – зміна тиску на вході

КС (кінець трубопроводу) у відносних одиницях;

$\overline{\phi_{P_{t1}}}(s) = \frac{\Delta P_{t1}(s)}{P_{t1}^0}$ – зміна тиску на виході по

передньої КС (початок трубопроводу) у відносних одиницях;

$\overline{\phi_{G_{t2}}}(s) = \frac{\Delta G_{t2}(s)}{G_t^0}$ – відносна зміна витрати

на виході трубопроводу;

G_t^0 – витрата газу через трубопровід в усталеному режимі.

Тобто при переході до приростів в реальних одиницях рівність (5) можна переписати у такий спосіб:

$$pm1 \cdot \overline{\phi_{P_{t2}}}(s) = W_{P_{t2}, P_{t1}}(s) \cdot pm \cdot \overline{\phi_{P_{t1}}}(s) - W_{P_{t2}, G_{t2}}(s) \cdot qm \cdot \overline{\phi_{G_{t2}}}(s), \quad (6)$$

де $pm1 = \frac{1}{P_{t2}^0}, pm = \frac{1}{P_{t1}^0}, qm = \frac{1}{G_t^0}$ – масштабні коефіцієнти.

Слід врахувати також, що передавальні функції (3) та (4) отримані при використанні модельного часу θ , який зв'язаний з реальним часом співвідношенням

$$t = T_0 \cdot \theta,$$

$$\text{де: } T_0 = \frac{L \cdot S \cdot \rho_{10}}{G_t^0 (1-\xi^2)};$$

L, S – довжина та площа поперечного перерізу трубопроводу;

ρ_{10} – густина газу на виході з попередньої КС (початок трубопроводу).

З урахуванням заміни масштабу часу при переході до реального часу рівняння (3), (4) набудуть такого вигляду:

$$W_{P_2, P_{11}}(s) = \frac{1}{\xi^2} \cdot \frac{1}{1 + a_1 \cdot T_0 \cdot s + a_2 \cdot T_0^2 \cdot s^2}, \quad (7)$$

$$W_{P_2, G_{12}}(s) = uq \cdot \frac{1 + b_1 \cdot T_0 \cdot s + b_2 \cdot T_0^2 \cdot s^2}{1 + a_1 \cdot T_0 \cdot s + a_2 \cdot T_0^2 \cdot s^2}, \quad (8)$$

де $uq = \frac{1 - \xi^2}{\xi^2}$.

В роботі [5] математична модель ГПА подана у такому вигляді:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_{ГТД}(Q_{пг}, t_1, t_4, t_5, \omega) - \quad (9)$$

$$- M_{ВЦН}(G_H, P_{1H}, P_{2H}, t_{1H}, t_{2H}, \omega),$$

де: J – момент інерції підведений до вала ГПА;

ω – кутова швидкість обертання вала ГПА;

$M_{ГТД}$ – момент на валі газотурбінного двигуна (ГТД);

$M_{ВЦН}$ – момент на валі відцентрового нагнітача (ВЦН) природного газу.

Отримане рівняння (9) є нелінійним. За малих відхилень кутової швидкості ω від номінального значення ω_n його можна лінеаризувати і, прийнявши припущення про незмінність температурного режиму відносно усталеного (номінального) режиму роботи ГПА, отримаємо:

$$J \frac{d\Delta\omega}{dt} = \Delta M_{ГТД}(Q_{пг}, \omega) - \quad (10)$$

$$- \Delta M_{ВЦН}(G_H, P_{1H}, P_{2H}, \omega).$$

Знайдемо прирости моментів та визначимо коефіцієнти лінеаризації.

Момент на валу ГТД визначається за формулою [7]

$$M_{ГТД} = \frac{Q_{пг} \cdot H_n}{\eta_e \cdot \omega},$$

де: η_e – коефіцієнт корисної дії ГТД;

$Q_{пг}$ – об'ємна витрата паливного газу, m^3/c ;

H_n – нижня теплота згоряння паливного газу, $MДж/m^3$.

Тоді

$$\Delta M_{ГТД}(Q_{пг}, \omega) = \alpha_1 \cdot \Delta Q_{пг} + \alpha_2 \cdot \Delta \omega, \quad (11)$$

де:

$$\alpha_1 = \left(\frac{\partial M_{ГТД}(Q_{пг}, \omega)}{\partial Q_{пг}} \right)_0, \quad \alpha_2 = \left(\frac{\partial M_{ГТД}(Q_{пг}, \omega)}{\partial \omega} \right)_0 -$$

коефіцієнти лінеаризації на усталеному (номінальному) режимі роботи.

Коефіцієнт η_e визначається за формулами, які наведені в [5, 7] через ентальпії газового тракту ГТД.

Момент на валу ВЦН визначається послідовністю залежностей [5, 7]:

$$M_{ВЦН} = \frac{10^{-3} \cdot \Delta i_H \cdot G_H}{\omega}.$$

$\Delta i_H = i_{2H} - i_{1H}$; i_{1H}, i_{2H} – питомі ентальпії на вході і виході ВЦН, що обчислюються у відповідності зі співвідношеннями

$$i = i_0 - RT_{кр} \delta i,$$

$$\delta i = \tau \left(c \frac{\pi}{Z\tau} + d \left(\frac{\pi}{Z\tau} \right)^2 - Z + 1 \right) - \text{поправка}$$

до питомої ентальпії i_0 , що враховує відхилення реального газу від ідеального;

$$\tau = \frac{t + 273}{T_{кр}} - \text{приведена температура};$$

$$\pi = \frac{P + 1,33 \cdot 10^{-5} P_a}{P_{кр}} - \text{приведений тиск};$$

P – надлишковий тиск на вході (виході) ВЦН, $MПа$;

P_a – атмосферний тиск, $мм. рт. ст$;

$P_{кр}$ – критичний тиск, $MПа$;

Z – коефіцієнт стисливості газу.

В результаті аналітичних досліджень, проведених в роботі [5], отримано емпіричне рівняння поліноміального типу для обчислення коефіцієнта стисливості Z з похибкою 0,57%:

$$Z = a_0 + a_1\pi + a_2\tau + a_3\pi^2 + a_4\pi \cdot \tau + a_5\tau^2 + a_6\pi^3 + a_7\pi^2 \cdot \tau + a_8\pi \cdot \tau^2 + a_9\tau^3,$$

де: $a_0 = -1,4759$, $a_1 = -0,9304$,

$a_2 = 4,51218$, $a_3 = 0,03856$, $a_4 = 0,82533$,

$a_5 = -2,71086$, $a_6 = 0,00181$, $a_7 = -0,02213$,

$a_8 = -0,18443$, $a_9 = 0,537224$.

Вихідний та вхідний тиск газу на ВЦН пов'язані через залежність $P_{2H} = \varepsilon \cdot P_{1H}$, де ε – степінь підвищення тиску газу. В роботі [8] отримані моделі для визначення ε (на основі табульованої паспортної характеристики нагнітача) через параметри зведення у формі полінома третього степеня.

Модель статички нагнітача PCL-804-2 задається поліномом:

$$\varepsilon(n_{np}, Q_{np}) = -3,299 \cdot 10^{-4} Q_{np} n_{np}^2 - 0,0673 n_{np}^3 + 1,01 n_{np}^2 - 0,7496 n_{np} + 1,322 \cdot 10^{-3} Q_{np} n_{np} - 1,217 \cdot 10^{-6} Q_{np}^2 n_{np} + 1,64 - 2,864 \cdot 10^{-3} Q_{np} + 4,9688 \cdot 10^{-6} Q_{np}^2 - 2,766 \cdot 10^{-9} Q_{np}^3,$$

де: $n_{np} = \frac{n}{n_n} \sqrt{\frac{Z_{np} \cdot [T_n]_{np} \cdot R_{np}}{Z_{1H} \cdot T_{1H} \cdot R}}$ – приведені обороти;

$Q_{np} = \frac{n_n}{n} \cdot Q_H$ – приведена об'ємна витрата;

та;

$Z_{np}, [T_n]_{np}, R_{np}$ – параметри приведення характеристик, відповідно коефіцієнт стисливості, температура та газова постійна;

$Z_{1H}, T_{1H} = t_{1H} + 273, R$ – ті ж параметри за реальних умов; n, n_n – поточні та номінальні обороти;

$Q_H = \frac{G_H}{\rho_{1H}}$ – об'ємна витрата на всмоктуванні нагнітача;

$\rho_{1H} = \frac{10^3 \cdot (P_{1H} + 1,33 \cdot 10^{-4} \cdot P_a)}{Z_{1H} \cdot R \cdot (t_{1H} + 273)}$ – густина газу на вході нагнітача.

Послідовно лінеаризуємо наведені вище залежності і записуємо рівняння в приростах відповідних параметрів:

$$\Delta M_{ВЦН}(\Delta i_H, G_H, \omega) = \beta_1 \cdot \Delta(\Delta i_H) + \beta_2 \cdot \Delta G_H + \beta_3 \cdot \Delta \omega, \quad (12)$$

$$\text{де: } \beta_1 = \left(\frac{\partial M_{ВЦН}(\Delta i_H, G_H, \omega)}{\partial \Delta i_H} \right)_0;$$

$$\beta_2 = \left(\frac{\partial M_{ВЦН}(\Delta i_H, G_H, \omega)}{\partial G_H} \right)_0;$$

$$\beta_3 = \left(\frac{\partial M_{ВЦН}(\Delta i_H, G_H, \omega)}{\partial \omega} \right)_0.$$

$$\Delta(\Delta i_H(i_{1H}, i_{2H})) = \Delta i_{2H} - \Delta i_{1H}. \quad (13)$$

$$\Delta i_{1H}(\delta_{1H}) = \beta_4^1 \cdot \Delta \delta_{1H};$$

$$\Delta i_{2H}(\delta_{2H}) = \beta_4^2 \cdot \Delta \delta_{2H};$$

$$\beta_4^1 = \left(\frac{\partial i_{1H}(\delta_{1H})}{\partial \delta_{1H}} \right)_0; \quad \beta_4^2 = \left(\frac{\partial i_{2H}(\delta_{2H})}{\partial \delta_{2H}} \right)_0.$$

$$\Delta \delta_{1H}(\pi_{1H}, Z_{1H}) = \beta_5^1 \cdot \Delta \pi_{1H} + \beta_6^1 \cdot \Delta Z_{1H};$$

$$\Delta \delta_{2H}(\pi_{2H}, Z_{2H}) = \beta_5^2 \cdot \Delta \pi_{2H} + \beta_6^2 \cdot \Delta Z_{2H},$$

$$\text{де: } \beta_5^1 = \left(\frac{\partial \delta_{1H}(\pi_{1H}, Z_{1H})}{\partial \pi_{1H}} \right)_0;$$

$$\beta_6^1 = \left(\frac{\partial \delta_{1H}(\pi_{1H}, Z_{1H})}{\partial Z_{1H}} \right)_0;$$

$$\beta_5^2 = \left(\frac{\partial \delta_{2H}(\pi_{2H}, Z_{2H})}{\partial \pi_{2H}} \right)_0;$$

$$\beta_6^2 = \left(\frac{\partial \delta_{2H}(\pi_{2H}, Z_{2H})}{\partial Z_{2H}} \right)_0.$$

$$\Delta \pi_{1H}(P_{1H}) = \beta_7^1 \cdot \Delta P_{1H};$$

$$\Delta \pi_{2H}(P_{2H}) = \beta_7^2 \cdot \Delta P_{2H},$$

$$\text{де: } \beta_7^1 = \left(\frac{\partial \pi_{1H}(P_{1H})}{\partial P_{1H}} \right)_0;$$

$$\beta_7^2 = \left(\frac{\partial \pi_{2H}(P_{2H})}{\partial P_{2H}} \right)_0.$$

$$\Delta Z_{1H}(\pi_{1H}) = \beta_8^1 \cdot \Delta \pi_{1H};$$

$$\Delta Z_{2H}(\pi_{2H}) = \beta_8^2 \cdot \Delta \pi_{2H},$$

$$\text{де: } \beta_8^1 = \left(\frac{\partial Z_{1H}(\pi_{1H})}{\partial \pi_{1H}} \right)_0;$$

$$\beta_8^2 = \left(\frac{\partial Z_{2H}(\pi_{2H})}{\partial \pi_{2H}} \right)_0.$$

$$\Delta P_{2H}(P_{1H}, \varepsilon) = \varepsilon^0 \cdot \Delta P_{1H} + P_{1H}^0 \cdot \Delta \varepsilon. \quad (14)$$

$$\Delta \varepsilon(Q_{np}, n_{np}) = \beta_9 \cdot \Delta Q_{np} + \beta_{10} \cdot \Delta n_{np}, \quad (15)$$

$$\text{де: } \beta_9 = \left(\frac{\partial \varepsilon(Q_{np}, n_{np})}{\partial Q_{np}} \right)_0;$$

$$\beta_{10} = \left(\frac{\partial \varepsilon(Q_{np}, n_{np})}{\partial n_{np}} \right)_0.$$

$$\Delta Q_{np}(n, G_H, \rho_{1H}) = \beta_{11} \cdot \Delta n + \beta_{12} \cdot \Delta G_H + \beta_{13} \cdot \Delta \rho_{1H},$$

$$\text{де: } \beta_{11} = \left(\frac{\partial Q_{np}(n, G_H, \rho_{1H})}{\partial n} \right)_0,$$

$$\beta_{12} = \left(\frac{\partial Q_{np}(n, G_H, \rho_{1H})}{\partial G_H} \right)_0,$$

$$\beta_{13} = \left(\frac{\partial Q_{np}(n, G_H, \rho_{1H})}{\partial \rho_{1H}} \right)_0.$$

$$\Delta n_{np}(n, Z_{1H}) = \beta_{14} \cdot \Delta n + \beta_{15} \cdot \Delta Z_{1H};$$

$$\beta_{14} = \left(\frac{\partial n_{np}(n, Z_{1H})}{\partial n} \right)_0;$$

$$\beta_{15} = \left(\frac{\partial n_{np}(n, Z_{1H})}{\partial Z_{1H}} \right)_0.$$

$$\Delta \rho_{1H}(P_{1H}, Z_{1H}) = \beta_{16} \cdot \Delta P_{1H} + \beta_{17} \cdot \Delta Z_{1H},$$

$$\text{де: } \beta_{16} = \left(\frac{\partial \rho_{1H}(P_{1H}, Z_{1H})}{\partial P_{1H}} \right)_0;$$

$$\beta_{17} = \left(\frac{\partial \rho_{1H}(P_{1H}, Z_{1H})}{\partial Z_{1H}} \right)_0.$$

Шляхом послідовних підстановок в (13), а далі в (12) отримуємо:

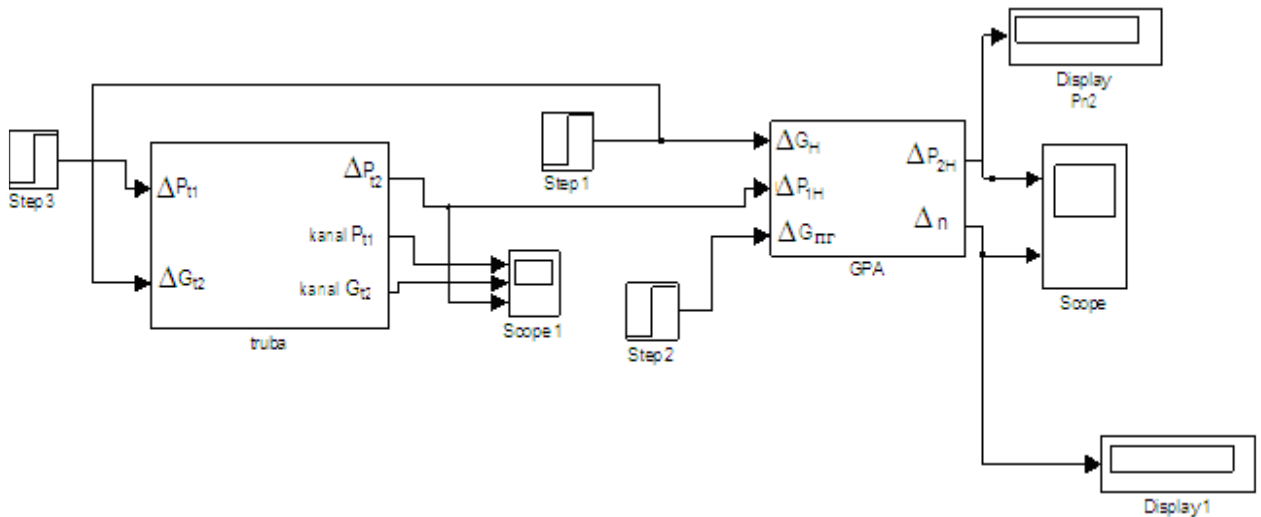


Рисунок 1 – Структура імітаційної моделі ГПА з прилеглою ділянкою магістрального газопроводу

$$\Delta(\Delta i_H) = \psi 2 \cdot \Delta P_{2H} - \psi 1 \cdot P_{1H},$$

де: $\psi 1 = \beta 4^1 (\beta 5^1 \cdot \beta 7^1 + \beta 6^1 \cdot \beta 7^1 \cdot \beta 8^1)$;
 $\psi 2 = \beta 4^2 (\beta 5^2 \cdot \beta 7^2 + \beta 6^2 \cdot \beta 7^2 \cdot \beta 8^2)$.
 $\Delta M_{ВЦН}(P_{1H}, P_{2H}, G_H, \omega) = \beta 1 \cdot \psi 2 \cdot \Delta P_{2H} -$
 $-\beta 1 \cdot \psi 1 \cdot \Delta P_{1H} + \beta 2 \cdot \Delta G_H + \beta 3 \cdot \Delta \omega,$ (16)

Підставивши (11) та (16) в (10) та звівши подібні члени, отримаємо:

$$J \frac{d\Delta \omega}{dt} = \alpha_1 \cdot \Delta Q_{n2} + (\alpha_2 - \beta 3) \Delta \omega - \beta 2 \cdot \Delta G_H -$$

$$-\beta 1 \cdot \psi 2 \cdot \Delta P_{2H} + \beta 1 \cdot \psi 1 \cdot \Delta P_{1H}.$$

Згрупуємо члени, які отримують приріст $\Delta \omega$ у лівій частині виразу, та зробимо заміну $\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60}$ для переходу до реальних обертів нагнітача, тоді:

$$T \frac{d\Delta n}{dt} + \Delta n = k 0 \cdot \Delta Q_{n2} -$$

$$-k 3 \cdot \Delta G_H - k 4 \cdot \Delta P_{2H} + k 5 \cdot \Delta P_{1H},$$
 (17)

де: $T = \frac{J}{\beta 3 - \alpha 2}$; $k 0 = \frac{\alpha 1 \cdot 60}{2\pi(\beta 3 - \alpha 2)}$;
 $k 3 = \frac{\beta 2 \cdot 60}{2\pi(\beta 3 - \alpha 2)}$; $k 4 = \frac{\beta 1 \cdot \psi 2 \cdot 60}{2\pi(\beta 3 - \alpha 2)}$;
 $k 5 = \frac{\beta 1 \cdot \psi 1 \cdot 60}{2\pi(\beta 3 - \alpha 2)}$.

Рівняння (15) після ряду послідовних підстановок набуде такого вигляду:

$$\Delta \varepsilon = k 2 \cdot \Delta n + k 1 \cdot \Delta G_H + k 6 \cdot \Delta P_{1H},$$
 (18)

де: $k 1 = \beta 1 2 \cdot \beta 9$; $k 2 = \beta 1 0 \cdot \beta 1 4 + \beta 9 \cdot \beta 1 1$;
 $k 6 = \beta 1 0 \cdot \beta 1 5 \cdot \beta 8^1 \cdot \beta 7^1 +$
 $+ \beta 9 \cdot \beta 1 3 (\beta 1 6 + \beta 1 7 \cdot \beta 8^1 \cdot \beta 7^1).$

До рівнянь (17) та (18) слід долучити рівняння (14), оскільки ΔP_{2H} є вихідною величиною:

$$\Delta P_{2H} = k 8 \cdot \Delta P_{1H} + k 7 \cdot \Delta \varepsilon,$$
 (19)

де $k 7 = P_{1H}^0$; $k 8 = \varepsilon^0$.

На основі рівнянь (17)-(19) розроблено імітаційну модель (рис. 1) для дослідження динаміки роботи ГПА з прилеглою ділянкою трубопроводу.

Імітаційна модель розроблена в середовищі Simulink програмного пакета Matlab і містить дві підсистеми: «truba» (трубопровід) і «GPA» (газоперекачувальний агрегат) та елементи візуалізації досліджень та симуляції збурюючих чинників.

Підсистема «truba» (рис. 2) імітує динаміку роботи ділянки магістрального газопроводу від попередньої КС до ГПА наступної КС. За результатами даних аналітичних досліджень [4] проведені розрахунки коефіцієнтів передавальних функцій по каналу тиску та витрати для ділянки трубопроводу, яка прилягає до КС «Союз» (м. Богородчани) газопроводу Уренгой-Помари з параметрами: довжина $L=134$ км; тиск на виході попередньої КС $P_{i1}^0 = 7,5$ МПа; тиск на вході КС «Союз» $P_{i2}^0 (P_{1H}) = 5,5$ МПа; діаметр трубопроводу $D=1,4$ м; об'ємна витрата $Q_n=8 \cdot 10^7$ $\text{м}^3/\text{добу}$.

З врахуванням переходу від модельного до реального часу дані коефіцієнти приймають такі значення:

$$bp(1,1) = 1.8595;$$

$$ap(1,3) = aq(1,3) = 138307.64;$$

$$ap(1,2) = aq(1,2) = 775.09;$$

$$ap(1,1) = aq(1,1) = 1; bq(1,3) = -36365.61;$$

$$bq(1,2) = 153.77; bq(1,1) = 1; uq = 0.8595.$$

Коефіцієнти pm , qm та $pm1$ масштабують переходи від реальних до відносних приростів параметрів і навпаки.

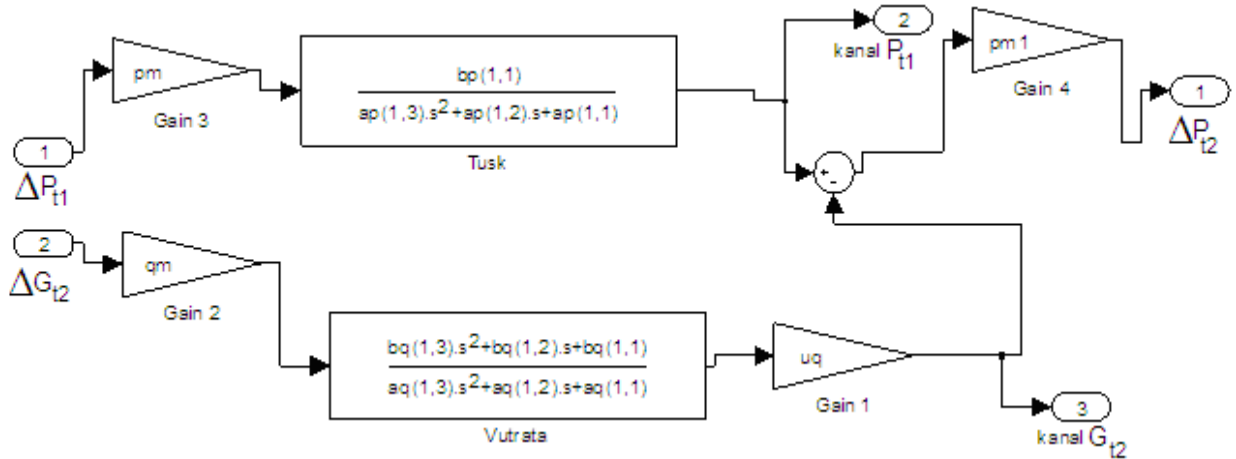


Рисунок 2 – Simulink-модель ділянки трубопроводу

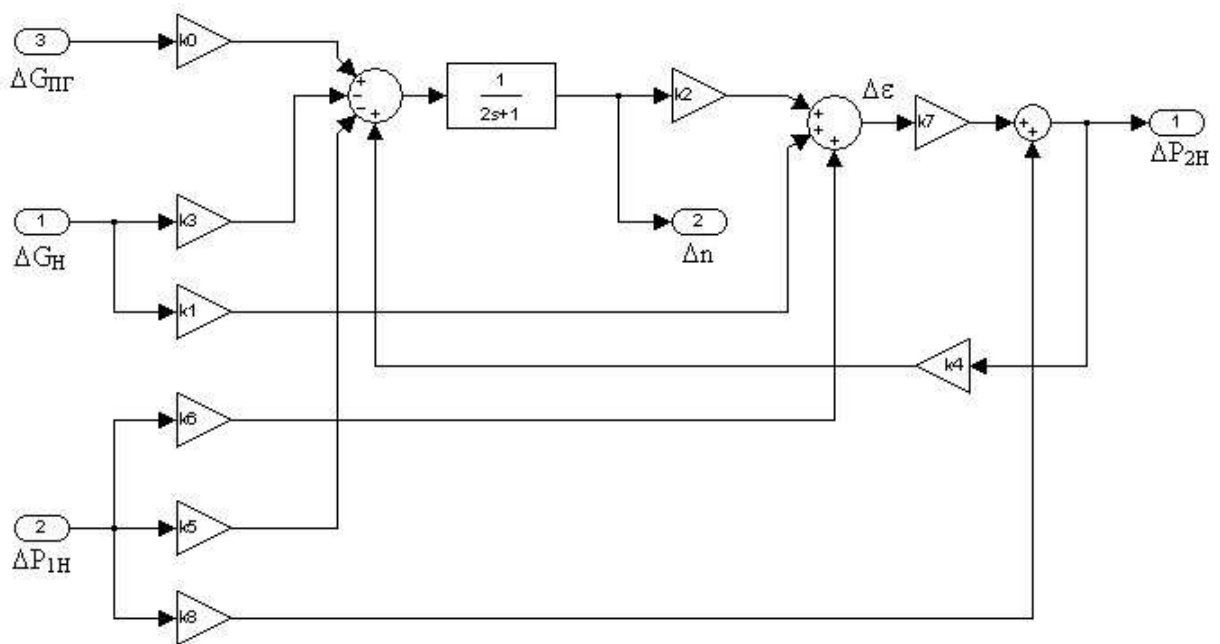


Рисунок 3 – Simulink-модель ГПА

Підсистема «ГПА» (рис. 3) синтезована на основі математичної моделі, отриманої за результатами аналітичних досліджень. Базові рівняння, перетворені за Лапласом, мають вигляд:

$$T \cdot s \cdot \Delta n(s) + \Delta n(s) = k0 \cdot \Delta G_{n2}(s) - k3 \cdot \Delta G_H(s) - k5 \cdot \Delta P_{1H}(s) + k4 \cdot \Delta P_{2H}(s);$$

$$\Delta P_{2H}(s) = k7 \cdot \Delta \varepsilon(s) + k8 \cdot \Delta P_{1H}(s);$$

$$\Delta \varepsilon(s) = k2 \cdot \Delta n(s) + k1 \cdot \Delta G_H(s) + k6 \cdot \Delta P_{1H}(s).$$

Коефіцієнти моделі обчислені для ГПА КС «Союз» з відцентровими нагнітачами PCL-804-2 при усталеному режимі роботи з параметрами: масова продуктивність нагнітача $G_H = 295$ кг/с; число обертів нагнітача $n = 4000$ об/хв.; тиск на вході нагнітача $P_{1H} = 5,5$ МПа; температура газу на вході нагнітача $T_{1H} = 15$ °С.

Для імітаційної моделі ГПА були розраховані коефіцієнти на заданому режимі роботи. Постійна часу T газотурбінного двигуна міс-

тить невідомий параметр – інерційний момент, який важко визначити аналітичними дослідженнями. Тому на діючому ГПА проведено активний експеримент з метою встановлення реальної динаміки по каналу «витрата паливного газу – число обертів турбіни низького тиску». За розгінною характеристикою встановлено, що динамічні властивості каналу можна описати передавальною функцією

$$W_{ГТД}(s) = \frac{k0 \cdot e^{-\tau \cdot s}}{T \cdot s + 1},$$

де постійна часу $T = 2$ с, а коефіцієнт передачі $k0 = 199,146$. Ці дані збігаються з результатами досліджень, проведеними іншими авторами [9].

В роботі динаміку ГТД описують аперіодичною ланкою першого порядку із запізненням $\tau = 0,2$ с. На нашу думку, введена нелінійність не має теоретичного підґрунтя і пов'язана з недосконалою методикою апроксимації розгінної характеристики або чистотою проведення активного експерименту.

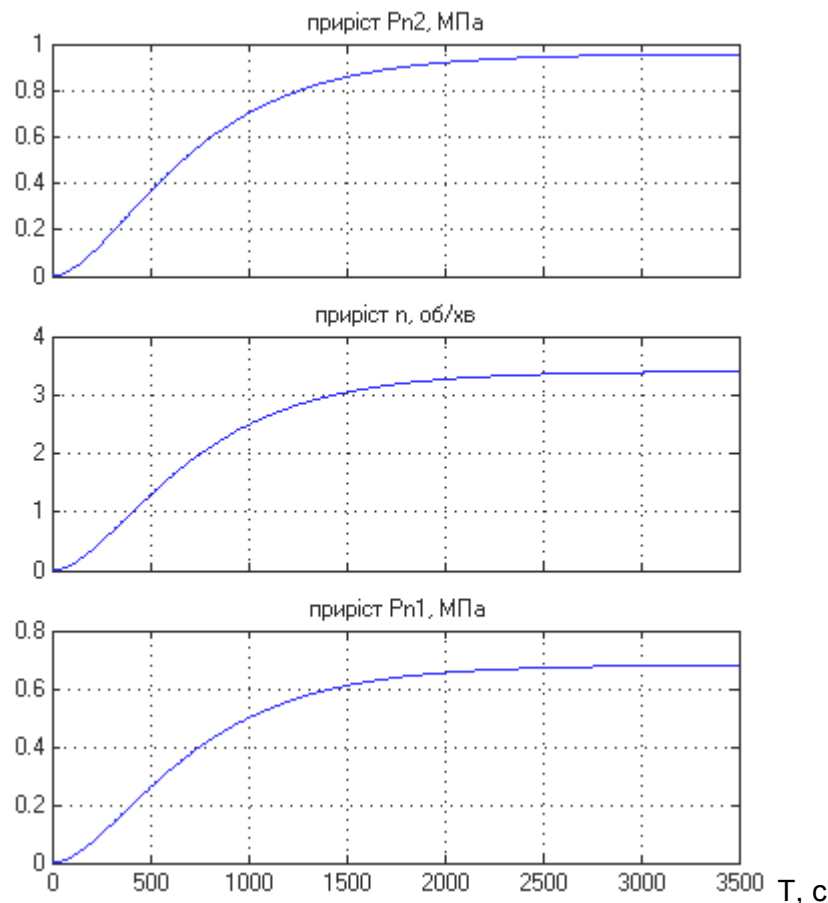


Рисунок 4 – Результати симуляції при $\Delta P_{r1} = 0,5 \text{ МПа}$, $G_H = 295 \text{ кг/с}$ та $G_{nc} = 2,6 \text{ м}^3/\text{с}$

Синтезована імітаційна модель дозволяє дослідити різні режими роботи газотранспортної ділянки трубопроводу. Зокрема, за приросту тиску на вході прилеглої ділянки трубопроводу $\Delta P_{r1} = 0,5 \text{ МПа}$ та незмінній продуктивності ГПА поведінка системи відображена на рис. 4.

У разі підключення споживачів до магістралі поблизу компресорної станції (наприклад: $\Delta G_H = 20 \text{ кг/с}$) при незмінних інших параметрах симуляції, отримаємо результати, відображені на рис. 5.

Слід зазначити, що на початковій ділянці відліку часу, поведінка системи показана на рисунку з правого боку.

Реакція системи на зміну подачі паливного газу $\Delta G_{пр} = +0,2 \text{ м}^3/\text{с}$ за постійних інших параметрів моделювання представлена на рис. 6.

Таким чином, отримані результати з дослідження динамічних властивостей системи «прилеглий трубопровід – ГПА» з використанням випробуваної імітаційної моделі, дають змогу дослідити різноманітні режими експлуатації системи та є основою для синтезу та дослідження у подальшому автоматичних систем керування ГПА.

Література

- 1 Система автоматического регулирования режимов работы компрессорной станции магистрального газопровода, выполненная на базе программно-технических средств Series 4 (общее описание). Des Moines: Compressor Controls Corporation, 1995. – 44 с.
- 2 НПП “Укргазгеоавтоматика”, АСУ КС [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.geonorma.com.ua/ru/home/automation/asu-ksm>.
- 3 НКФ “Вега ЛТД”, САУ ГПА [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.vega.kharkov.ua/index.php?page=kvant>.
- 4 Горбійчук М.І. Математична модель трубопроводу як елемента системи автоматичного керування процесом компримування природного газу / М.І. Горбійчук, М.І. Когутяк, О.Б. Василенко // Нафтогазова енергетика ІФНТУНГ. – 2009. – № 2 (11). – С. 40–47.
- 5 Горбійчук М.І. Математична модель газоперекачувального агрегату як елемента системи автоматичного керування процесом компримування природного газу / М.І. Горбійчук, М.І. Когутяк, О.Б. Василенко // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2009. – № 4 (22). – С. 128–134.

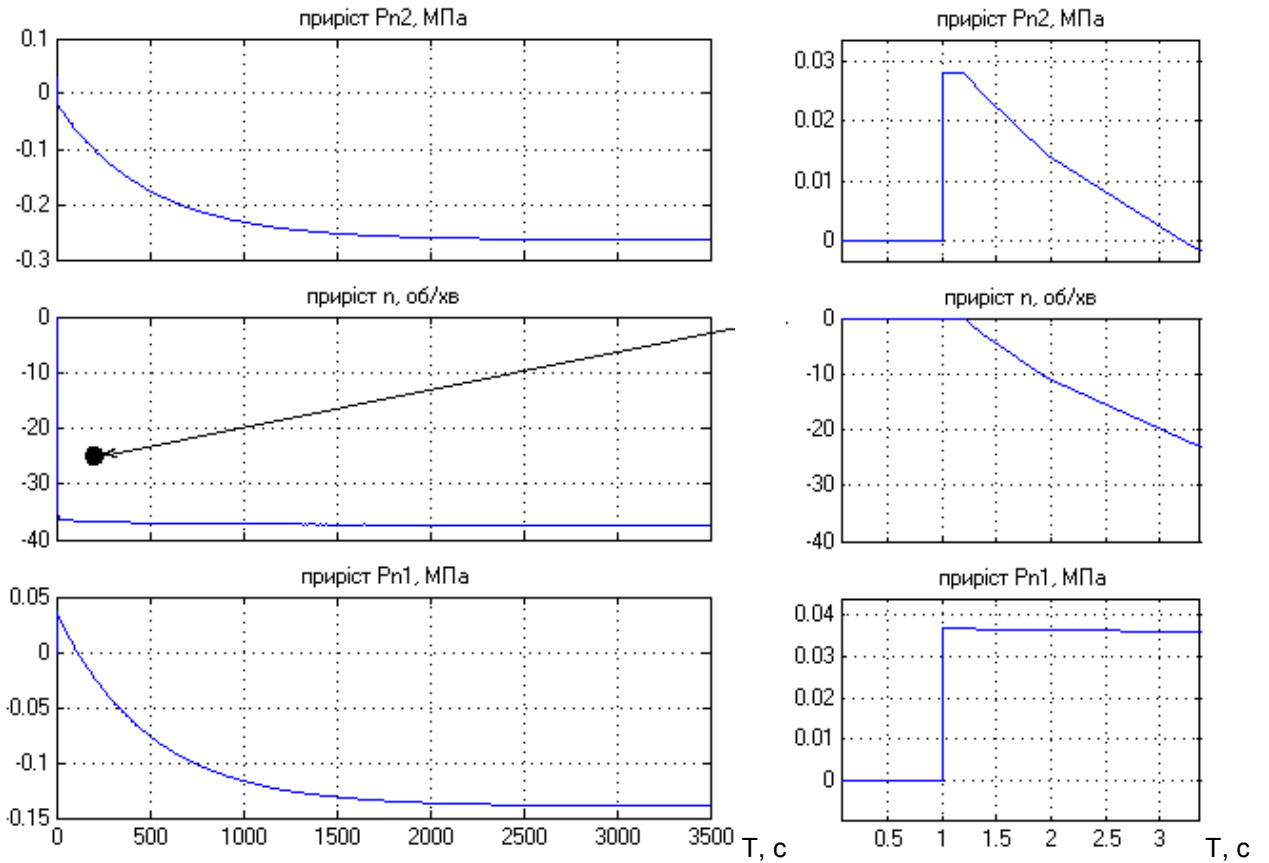


Рисунок 5 – Результати симуляції при $P_{n1} = 7,5 \text{ МПа}$, $\Delta G_H = 20 \text{ кг/с}$ та $G_{nz} = 2,6 \text{ м}^3/\text{с}$.

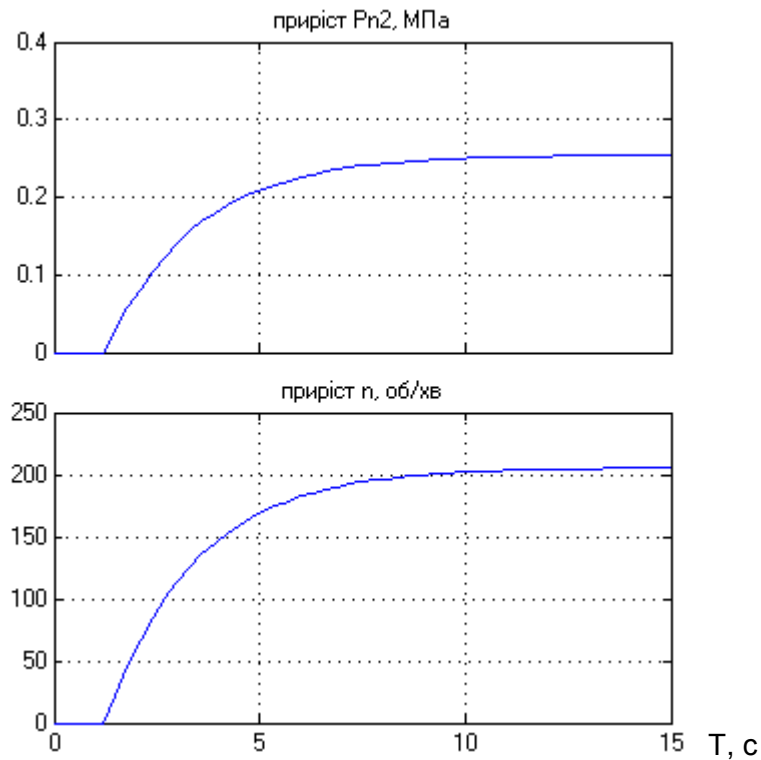


Рисунок 6 – Результати симуляції при $P_{n1} = 7,5 \text{ МПа}$, $G_H = 295 \text{ кг/с}$ та $\Delta G_{nz} = 0,2 \text{ м}^3/\text{с}$

6. Горбійчук М.І. Математична модель газоперекачувального агрегату з прилеглою ділянкою трубопроводу / М.І. Горбійчук, М.І. Когутяк, О.Б. Василенко // Проблеми нафтогазової промисловості: зб. наук. праць. – 2010. – Вип. VIII. – С. 201–208.

7. Компресорні станції. Контроль тепло-технічних та екологічних характеристик газоперекачувальних агрегатів: СОУ 60.03-30019801-011:2004. – Офіц. вид. – К.: ДК «Укртрансгаз», 2004. – 117 с.

8. Горбійчук М.І. Аналітичні моделі газодинамічних приведених характеристик відцентрових нагнітачів природного газу / М.І. Горбійчук, М.І. Когутяк, Є.О. Ковалів // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2003. – № 1 (5). – С. 64–67.

9. Соляник В.Г. Параметрична оптимізація автоматичних систем регулювання ГТД / В.Г. Соляник, В.І. Ізбаш, В.І. Мелешко, В.В. Гулічев, А.О. Стрілець, Д.В. Артеменко // Нафтова і газова промисловість. – 2006. – №1. – С. 48-52.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
23.11.11*

*Рекомендована до друку професором
Г. Н. Семенцовим*