

ческою точность оборудования;

– обеспечить минимальную трудоемкость сборки за счет учета технологической наследственности обработки поверхностей на взаимосвязанных технологических позициях;

– уйти от технологии сборки многопозиционного агрегатированного металлорежущего оборудования с использованием монтажного шаблона, координатно увязав все элементы и введя компенсаторы в размерные цепи.

Список литературы: 1. Мельниченко О.А. Основы технологичности конструкций та складання металорізального устаткування: Навч. посібник для студентів машинобудівних спеціальностей.- Харків: УПА, 1997.-92с. 2. Агрегатные станки средних и малых размеров / Ю.В.Тимофеев, В.Д.Хицан, М.С. Васерман, В.В. Громов; Под. общ. ред. Ю.В.Тимофеева.-М.:Машиностроение, 1985.-248с. 3. Размерный анализ технологических процессов/В.В.Матвеев, М.М. Тверской, Ф.И. Бойков и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 264 с.

*Поступила в редколлегию 12.09.2007*

**УДК 621. 221**

*О. Б. ПАНАМАРЬОВА*

## **МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПІДЙОМНОГО МЕХАНІЗМУ СТІЛОЧНОГО КРАНУ З АВТОМАТИЧНИМ РЕГУЛЯТОРОМ ШВИДКОСТІ**

В статті описується математична модель гідросистеми підйомного механізму стрілочного крану з використанням автоматичного регулятора швидкості, що живиться від гідроагрегата живлення з запобіжним клапаном з осциляцією.

In article the mathematical model of hydrosystem of the elevating mechanism of the booms crane with use of an automatic regulator of speed which eats from hydraulic power unit with a safety valve with oscillation is described.

**Вступ**

Використання в гідравлічних системах (ГС) гідроагрегатів живлення (ГАЗ) гідроапарати (ГА) з осциляцією дозволяє підвищити їх динамічні характеристики та надійність, скоротити енергоспоживання. Спроба застосування таких ГАЗ з запобіжним клапаном (ЗК) з осциляцією в ГС підйомних механізмах і дослідження їхніх динамічних характеристик є актуальною задачею.

**Огляд літературних джерел**

Проведений нами аналіз літературних джерел виказав, що математична модель ГС підйомного механізму стрілочного крану збудована з використанням ГАЗ з ЗК з осциляцією розглянуто в статті [1]. Однак в ній не розглядається різні режими навантаження та забезпечення заданної швидкості переміщення виконавчих механізмів. В інших літературних дже-

релах, доступних нам, ці питання не розглядаються. В даній статті реалізується спроба удосконалення запропонованої попередньо ГС підйомного механізму стрілочного крану шляхом використання в ній автоматичного регулятора швидкості (АРШ), конструкція котрого запропонована в [2]. При переміщенні стрілковим краном, що розглядається, вантажів з більш легкою вагою, потужність гідропривода є недовикористаною. Включення до гідросхеми АРШ дозволить встановити автоматичне керування режимом роботи гідропривода, що забезпечить більш повне використання потужності ГАЖ.

Мета і постановка задачі.

Метою даної статті є складання математичної моделі ГС підйомного механізму з використанням ГАЖ з ЗК з осциляцією та АРШ.

Гідравлічна система підйомного механізму стрілочного крану з використанням АРШ.

ГС підйомного механізму (рис. 1) така, як наведено в [3], за виключенням механізму рекуперації енергії, використання якого в ГС впливає тільки на енергетичні характеристики ГАЖ. Для більш повного використання потужності ГАЖ з ЗК з осциляцією до ГС пропонується включити АРШ, котрий може працювати в трьох режимах.

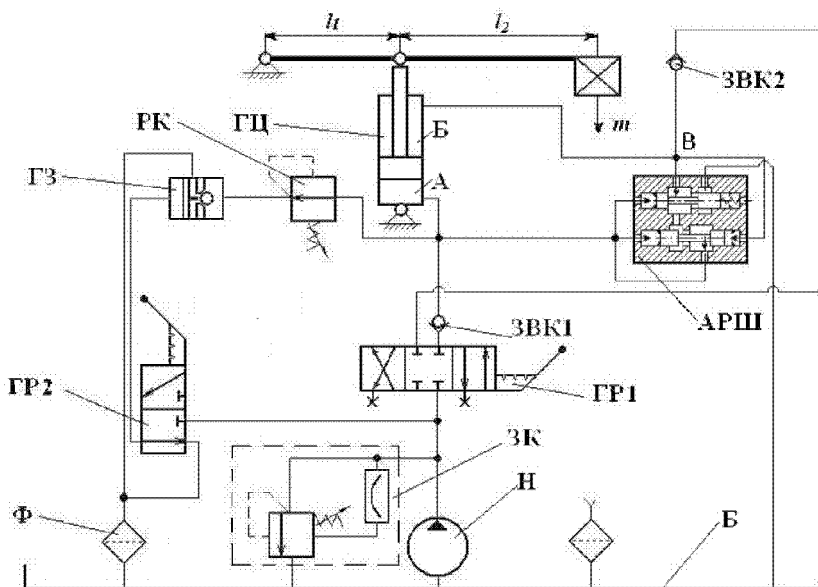


Рис. 1. Гідравлічна схема ГС підйомного механізму стрілочного крану з АРШ: Н – насос, ЗК – запобіжний клапан з осциляцією, ГЦ – гідроциліндр, ГП1, ГП2 – гідророзподільники, ГЗ – гідрозамок, АРШ – автоматичний регулятор швидкості; РК – редукційний клапан, ЗВК1, ЗВК2 – зворотні клапани; Б – бак, Ф – фільтр.

Від насоса (Н) з постійною подачею  $Q_H = \text{const}$  робоча рідина через трьохпозиційний гідророзподільник (ГР1) з ручним керуванням в середньому положенні надходить під тиском до запобіжного клапана (ЗК) з ГВК, через котрий зливається в бак (Б). При перемиканні ГР1 і зміщенні його золотника в праве положення, робоча рідина проходить через ГР1 і зворотній клапан (ЗВК1) та потрапляє до поршневої порожнини гідроциліндра (ГЦ) (порожнина А) під тиском  $p_1$ . ГЦ має два виводи з поршневої та підпоршневої порожнин, до котрих підведено автоматичний регулятор швидкості (АРШ). Нижче розглянемо режими роботи АРШ в залежності від навантаження виконавчого механізму.

Перший режим роботи АРШ характеризується вагою вантажу, на виконавчому механізмі

$$G \leq P_{\text{доо}} \eta_{\text{г}}, \quad (1)$$

де  $G$  - вага вантажу;  $P_{\text{доо}}$  - найбільше значення сили руху, що розвивається поршнем ГЦ;  $\eta_{\text{г}}$  - ККД ГЦ, що враховує сумарний ефект від дії сил тертя.

Пружина (рис. 2) фіксує золотник ЗЛ1 в золотниковому блоці АРШ в крайньому лівому положенні і настроюється на тиск  $p_1 = p_0$  ( $p_0$  - тиск на котрий налаштована пружина АРШ) в порожнині А.

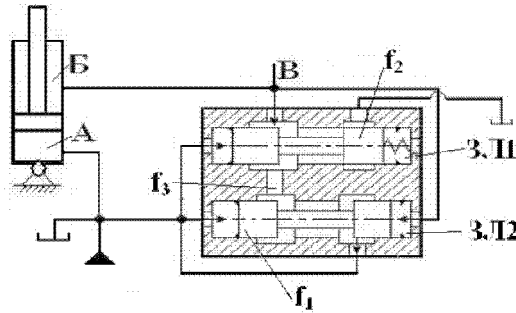


Рис. 2. Автоматичний регулятор швидкості: А – поршневая порожнина; Б – підпоршневая порожнина; ЗЛ1, ЗЛ2 – золотники АРШ;  $f_1, f_2, f_3$  – площі каналів АРШ

Таким чином, при  $P_{\text{доо}} \leq P_{\text{доо}}$  і відповідно  $p_1 \leq p_0$ , робоче вікно з площею  $f_2$  закрито і злив з підпоршневої порожнини Б ГЦ до баку перекрито. Через те, що тиск  $p_2$  в порожнині Б більше  $p_1$ , то золотник ЗЛ2 знаходиться в крайньому лівому положенні і рідина з порожнини Б через канал площею  $f_3$  між золотниками АРШ і робоче вікно з площею  $f_1$  потрапляє до порожнини А. Робота ГЦ характеризується режимом диференційного включення.

Другий режим роботи АРШ характеризується навантаженням

$$P_{\text{де}} = P_{\text{де}_0} + \Delta P_{\text{де}}. \quad (2)$$

При цьому  $p_1 > p_{1_0}$ , золотник ЗЛ1 стискаючи пружину, пересувається праворуч і відкриває через вікно площею  $f_2$ , відбувається злив з порожнини Б до баку. Тиск  $p_2$  в порожнині Б зменшується, але залишається більшим ніж  $p_1$ , внаслідок чого зменшується швидкість руху поршня:

В третьому режимі роботи АРШ навантаження

$$P_{\text{де}} > P_{\text{де}_0} + \Delta P_{\text{де}}. \quad (3)$$

В цьому випадку  $p_2 < p_1$ ; золотник ЗЛ2 займає крайнє ліве положення і перекриває вікно площею  $f_1$ . До порожнини А подається лише витрата від насоса. Зі збільшенням сили  $P_{\text{де}}$  під дією тиску  $p_1$ , що збільшується доти, доки тиск робочої рідини не досягне налаштованого тиску пружини. Золотник ЗЛ1 збільшує площу  $f_2$  робочого вікна, у зв'язку з чим тиск  $p_2$  продовжує зменшуватися.

Для опускання поршня ГЦ перемикаємо ГР1 в крайнє положення ліворуч. В цьому випадку припиняється надходження робочої рідини до напірної магістралі, робоча рідина подається до магістралі В керування АРШ. Це необхідно для того, щоб в підпоршневі порожнині ГЦ не сталося розриву робочої рідини при опусканні штока, що може привести до виникнення вагань ГЦ разом з навантаженням. З поршневої порожнини ГЦ1 і з АРШ робоча рідина зливається через редуційний клапан (РК), гідрозамок, який відкривається від керуючого сигналу гідророзподільника ГР2 і фільтр (відбувається опускання вантажу). Зауважимо, що величина на яку підіймається чи опускається вантаж залежить від моменту часу, в який відбувається перемикання ГР1 та ГР2.

Математична модель ГС підйомного механізму стрілочного крану. При її розробці були прийняті наступні припущення: виконується рівняння нерозривності течії робочої рідини; кавітація відсутня; трубопроводи мають великий діаметр і незначну довжину, втрати тиску в них незначні, хвильовими процесами в них нехтуємо; температура і щільність робочої рідини – постійні і рівні їхнім середнім значенням за час роботи ГС. Також вважаємо, що робоча рідина містить 1,5 % нерозчиненого повітря, який за час роботи ГС не змінюється, що впливає на модуль об'ємної пружності робочої рідини, який з урахуванням газовмісту розраховується згідно залежності наведеної в [5].

Математична модель ГС представлена наступними рівняннями:

– рівняння руху золотника ЗК з осциляцією

$$m\ddot{x}_{\text{зрє}} = P_{\text{уп}}(t) - P_{\text{пр}\Sigma}(t) - P_{\text{пр}}(t) - P_{\text{гд}}(t) - P_{\text{тр}}(t) + P_{\text{осц}}(t) - P_{\text{дем}}(t), \quad (4)$$

– рівняння руху золотників АРШ

$$m_1\ddot{x}_1 = f_{11}P_6 + c_{\text{пр}_1}x_1 - f_{12}P_a - P_{\text{тр}_1}(t) - P_{\text{гд}_1}(t), \quad (5)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = f_{21} p_6 - f_{22} p_a - P_{тп2}(t) - P_{гд2}(t), \quad (6)$$

– рівняння руху навантаженого штока гідроциліндра

$$m_{цц} \ddot{y} = f_{нор} p_1 - f_{шт} p_2 - P_{мп0} \delta(\dot{y}) - P_{мпк} \text{sign}(\dot{y}) - k_{мпv} \dot{y} - P_{нк}, \quad (7)$$

– рівняння нерозривності

$$Q_{н}(t) = Q_{нав}(t) + Q_{зк}(t) + Q_{ст}(t) + Q_{уп}(t), \quad (8)$$

– рівняння, що описують зміну стану робочої рідини

$$T_a = const, \quad \rho = const. \quad (9)$$

До рівнянь (4),(7) – (9) входять наступні величини і які визначаються за залежностями наведеними в статті [1]:  $m$  – маса золотника ЗК та приведена до осі ЗК маса всіх рухомих частин;  $\ddot{x}_{зк}$  – прискорення золотника ЗК;  $P_{уп}(t)$  – сила керування;  $P_{пр\sigma}(t)$  – сумарна сила пружин;  $P_{рпр}(t)$  – сила рідинної пружини;  $P_{гд}(t)$  – гідродинамічна сила;  $P_{тп}(t)$  – сила тертя;  $P_{дем}(t)$  – сила демфірування;  $m_{цц}$  – маса поршня ГЦ та приведена до осі ГЦ маса всіх рухомих частин;  $\ddot{y}$ ,  $\dot{y}$  – прискорення та швидкість поршня ГЦ;  $f_{нор}$ ,  $f_{шт}$  – площі поршня ГЦ, відповідно, зі сторони поршневої та штокової порожнин;  $p_1$ ,  $p_2$  – тиск у поршневій і штоковій порожнинах;  $P_{мп0}$ ,  $P_{мпк}$  – сили тертя спокою та рідинного тертя;  $k_{тпv}$  – коефіцієнт кінематичного тертя;  $P_{нк}$  – сила, що прикладена до штоку ГЦ;  $Q_{н}$  – витрати на виході з насоса;  $Q_{нав}(t)$  – витрата навантаження;  $Q_{зк}(t)$  – витрата через ЗК;  $Q_{ст}(t)$  – витрата стиску;  $Q_{уп}(t)$  – витрата керування.

До рівнянь (5) і (6) входять величини [5]:  $f_{11}$ ,  $f_{22}$  – площі каналів АРШ;  $p_a$ ,  $p_b$  – тиск в порожнинах А і Б;  $x$  – хід золотника АРШ;  $c_{пр}$  – жорсткість пружини, останні аналогічно до вище згаданих. Індексами 1 і 2 відмічені величини, що описують рух двох золотників ЗЛ1 і ЗЛ2 АРШ (рис.2). Переміщення золотників ЗЛ1 і ЗЛ2 знаходиться в наступних межах

$$0 \leq x_1 \leq x_{1\max}, \quad (10)$$

$$0 \leq x_2 < x_{2\max}. \quad (11)$$

Обмеження швидкості руху золотників ЗЛ1 і ЗЛ2 визначається як

$$\frac{dx_1}{dt} = \begin{cases} 0, & \text{при } \frac{dx_1}{dt} > 0, & x_1 = x_{1\max} \\ 0, & \text{при } \frac{dx_1}{dt} < 0, & x_1 = 0 \\ \frac{dx_1}{dt}, & \text{при } 0 < x_1 < x_{1\max} \end{cases}, \quad (12)$$

$$\frac{dx_2}{dt} = \begin{cases} 0, & \text{при } \frac{dx_2}{dt} > 0, & x_2 = x_{2\max} \\ 0, & \text{при } \frac{dx_2}{dt} < 0, & x_2 = 0 \\ \frac{dx_2}{dt}, & \text{при } 0 < x_2 < x_{2\max} \end{cases} . \quad (13)$$

Витрати через канали АРШ  $f_1$  і  $f_2$  визначаємо

$$Q_{f_1}(t) = \mu_{f_1}(\text{Re}, x_1) f_1(t, x_1) \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{p_1(t) - p_a(t)}} , \quad (14)$$

$$Q_{f_2}(t) = \mu_{f_2}(\text{Re}, x_2) f_2(t, x_2) \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{p_2(t) - p_{3a}(t)}} . \quad (15)$$

Витрата через внутрішній канал 3 АРШ визначаємо

$$Q_{f_3}(t) = G \sqrt{|p_1(t) - p_2(t)|} , \quad (16)$$

де  $G$  – провідність каналу 3.

Вважаючи, що діаметр каналів, по котрим робоча рідина підводиться та відводиться до АРШ дорівнює діаметру трубопроводів, що підводять, їхній опір не враховуємо.

Для першого режиму роботи АРШ швидкість руху поршня ГЦ визначається, як

$$v_1 = \frac{Q_n}{F(1-k)} , \quad (17)$$

де  $Q_n$  – витрата, що створює насос;  $k = \frac{F_2}{F_1}$ ;  $F_1$ ,  $F_2$  – ефективні площі

поршня в порожнинах А і Б.

При цьому режимі злив через не відбувається, тому  $Q_{f_2}(t) = 0$ ,

Другий режим роботи АРШ характеризується швидкістю руху поршня ГЦ

$$v_2 = \frac{Q_n + Q_1}{F_1} . \quad (18)$$

В цьому випадку тиск  $p_2(t) = p_1(t)$ , витрата  $Q_{f_1}(t) = 0$ , а швидкість  $v_2 = \frac{Q_n}{F_1}$ .

В третьому режимі швидкість поршня визначається, як

$$v_3 = \frac{Q_n}{F_1} . \quad (19)$$

Таблиця 1 – Параметри ГС підйомного механізму стрілочного крану в залежності від режиму навантаження.

№ режиму	$p_1(t), p_2(t)$	$Q_{f_1}(t)$	$Q_{f_2}(t)$	$Q_{f_3}(t)$
1	$p_2(t) \gg p_1(t)$	$Q_{f_1}(t) \neq 0$	$Q_{f_2}(t) = 0$	$Q_{f_3}(t) = Q_{f_2}(t)$
2	$p_2(t) > p_1(t)$	$Q_{f_1}(t) = 0$	$Q_{f_2}(t) \neq 0$	–
3	$p_2(t) < p_1(t)$	$Q_{f_1}(t) = 0$	$Q_{f_2}(t) \neq 0$	$Q_{f_3}(t) = 0$

Висновки. Розроблена більш повна математична модель елементів ГАЖ (переливний клапан прямої дії з осциляцією [4]) і моделі ГС підйомного механізму стрілочного крану вцілому з урахуванням їх нелінійностей та функціональних обмежень. Розроблена математична модель ГС дає можливість отримати графіки перехідних процесів величин, аналіз котрих дозволить оцінити динамічні характеристики, точність стабілізації швидкості ГА з використанням АРШ.

Список літератури: 1. Андренко П. Н., Клітної В. В., Панамарьова О. Б. Математична модель малогабаритного гідроагрегата живлення // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – Луганськ, СНУ ім. В. Даля, 2007. – №3(109) Ч. 2. – С. 13 – 17. 2. В. А. Дусанюк, Н. И. Иванов Автоматическое управление режимом работы гидропривода грузоподъемных устройств // Гидропривод и пневмоавтоматика. – К.: Техника, 1976. – №12. – С. 58 – 64. 3. Ремарчук М. П. Энергобережения в системах управления рабочим оборудованием подъемно-транспортных и дорожных машин // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця, 2004. – №2(4). – С. 7 – 12. 4. Лур'є З. Я., Андренко П. Н. Обґрунтування правомірності дослідження характеристик гідроапаратів з гідравлічним вібраційним контуром по їх лінеаризованим математичним моделям // Східно – Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2006. – №6/3(24). – С. 15 – 19. 5. Чекмасова І. А.. Динаміка гідроагрегата з дросельним керуванням на базі регулятора витрати. Дис. на здоб. наук. ст. к. т. н. за спец. 05. 05. 17 – «Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати» НТУ «ХП», Харків, 2003р. – С. – 258.

*Поступила до редколегії 27.09.07*

**УДК 62-753: 629.73**

*М.С. СВИНАРЕНКО*

### **МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ МОДЕРНІЗОВАНОГО ГІДРОБЛОКУ З ПАСИВНИМ ГАСИТЕЛЕМ ПУЛЬСАЦІЙ З АВТОМАТИЧНИМ РЕГУЛЮВАННЯМ ПАРАМЕТРІВ**

У статті приведена розроблена нелінійна математична модель модернізованого гідроблоку з пасивним гасителем пульсацій з автоматичним регулюванням параметрів, яка враховує такі фактори, як: гідродинамічні процеси, що відбуваються в гідросистемі; силу тертя в гідравлічних апаратах; параметри робочої рідини.

Вступ. Питанням зниження шуму та екологічної безпеки, останнім часом, в більшості країн Європи, приділяють значну увагу. Так, в цих країнах,