

**МАШИНИ І ЗАСОБИ МЕХАНІЗАЦІЇ  
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА**

УДК 621.224

**ДИНАМИЧЕСКАЯ КОМПЕНСАЦИЯ КОЛЕБАНИЙ В  
МЕХАТРОННОМ ГИДРОАГРЕГАТЕ МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ**

Лурье З.Я., д.т.н.,

*Национальный технический университет**«Харьковский политехнический институт»*

Панченко А. И., д.т.н.,

*Таврический государственный агротехнологический университет*

Цента Е. Н., к.т.н.

*Национальный технический университет**«Харьковский политехнический институт»*

Тел. (057) 707-66-46

**Аннотация** – в статье впервые обсуждается снижение колебаний скорости движения навесного оборудования и пульсаций давления рабочей жидкости мехатронного гидроагрегата. На основе разработанной математической модели выполнен синтез корректирующих устройств, существенно снижающих колебания скорости и давлений для различных нагрузок. Предложено решение, позволяющее, с достаточной для практики точностью, включить в устройство управления одно синтезированное корректирующее устройство с постоянными коэффициентами.

**Ключевые слова** – математическая модель, мехатронный гидроагрегат, навесное оборудование, ПИД-регулятор, корректирующее устройство, критерий оптимальности, оптимизация, синтез.

**Постановка проблемы.** Современное развитие гидроагрегатов навесного оборудования (ГА НО) трактора связано с переходом на введение в его состав микропроцессорной техники, т.е. на проектирование мехатронных ГА НО (МГА НО). При этом открывается возможность решать весьма важные проблемы, решение которых было сопряжено с большими трудностями либо практически невозможно. К их числу следует отнести такие актуальные проблемы: поиск эффективного метода снижения значительных колебаний скорости перемещения НО (штоков силовых цилиндров) в режиме подъема и пульса-

ций давлений рабочей жидкости (РЖ) в различных точках МГА за счет больших инерционных масс и объемов сжимаемой РЖ при подъеме НО; повышение статической и динамической точности отработки малых заданных перемещений и др., направленные на обеспечение рабочего процесса МГА НО с высокими показателями качества.

Настоящая статья посвящена проблеме снижения колебаний скорости перемещения НО и пульсаций давления в МГА НО, на базе разработанной нелинейной математической модели, путем синтеза корректирующего устройства (КУ) по динамическому критерию. Введение синтезированного КУ и выполняет роль динамического компенсатора инерционных масс (кинетическая энергия) и воздействий сжимаемой (РЖ) (потенциальная энергия).

*Анализ последних исследований.* Один из современных подходов к постановке и решению подобных задач, связанных с управлением технологического оборудования – это ввод в устройство управления компенсационных устройств, обеспечивающих замкнутой системе выполнение необходимых требований к характеру переходных процессов [1].

Общие принципы методологии синтеза компенсационных (корректирующих) устройств (КУ) изложены в работе [2]. Однако, пути реализации принципа, в основе которого при решении задачи лежит условие достижение приближенного, в известном смысле, равенства правой и левой части операторного уравнения замкнутой системы за счет выбора параметров КУ, не предложено. Вариант пути решения задач синтеза динамической компенсации согласно данного принципа для компьютерной системы управления гидротурбиной и МГА НО трактора предложен в работах [3, 4].

*Формулирование целей статьи (постановка задания).* Результаты анализа последних публикаций показали, что обеспечение современных высоких технических требований к рабочему процессу МГА НО трактора, а именно снижение колебаний скорости и давлений, продолжает оставаться нерешенной актуальной задачей.

*Основная часть.* На рис.1 изображена расчетная схема МГА НО, на основе которой разработано математическое описание элементов, их совокупности и процессов, протекающих в целом.

Гидроаппараты изображены в исходном положении. Возле каждого аппарата указаны: обозначения величин, наличие измерительных преобразователей, линия чувствительности по нагрузке (LS).

Укрупненно, согласно приведенной схеме, МГА НО в режиме положения работает следующим образом. После подачи управляющего воздействия с ЭУМ, например, на ЭМ<sub>1</sub> плунжер ЭП<sub>1</sub>, перемещаясь, увеличивает давление  $p_3$ . При этом золотник ГР смещается влево в позицию В и открывает доступ РЖ в поршневые полости ГЦ. Про-

исходит подъем НО до заданной высоты. Со штоковых полостей РЖ сливается в бак. Сигналы о фактическом перемещении золотника ГР и штоков ГЦ поступают в МПБУ, где в совокупности с другими сигналами обеспечивают заданную высоту. Опускание НО происходит при подаче управляющего сигнала на ЭМ<sub>2</sub> (на ЭМ<sub>1</sub> сигнал равен 0) и работе перечисленных элементов в обратном порядке.

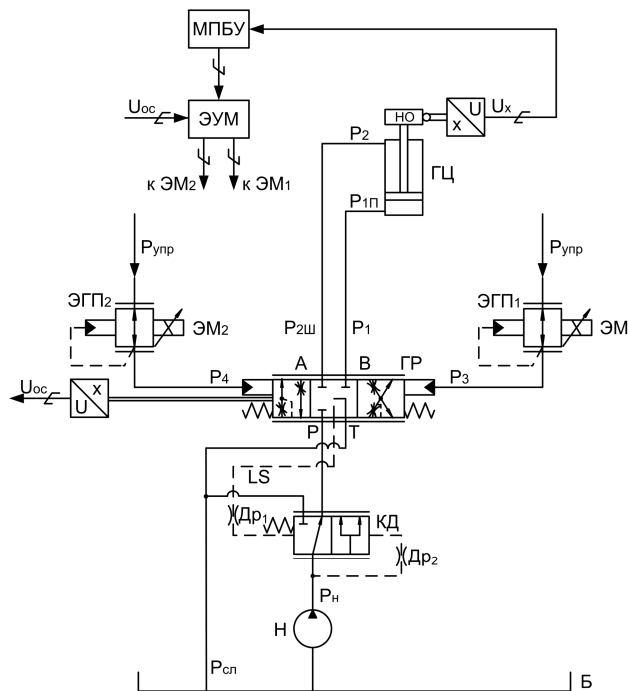


Рис. 1. Расчетная схема МГА НО для режима положения:  
 Н – насос; КД – клапан давления; ГР – гидрораспределитель;  
 ЭГП<sub>1</sub>, ЭГП<sub>2</sub> – электрогидравлические преобразователи;  
 ЭМ<sub>1</sub>, ЭМ<sub>2</sub> – электромагниты; ГЦ – гидроцилиндры;  
 Др<sub>1</sub> и Др<sub>2</sub> – дроссели; Р<sub>1</sub> – Р<sub>4</sub>, Р<sub>1п</sub>, Р<sub>2ш</sub>, Р<sub>сл</sub>, Р<sub>упр</sub>, Р, Т – давления РЖ  
 в соответствующих точках схемы; LS – линия чувствительности к  
 нагрузке; ЭУМ – электронный усилитель мощности; МПБУ – микро-  
 процессорный блок управления; НО – навесное оборудование;  $\square \times U$ ,  
 $\square \times U'$  – соответственно измерительные преобразователи перемещения  
 (положения) НО и перемещения (положения) золотника ГР.

На рис. 2 приведена функциональная схема МГА НО, включающая: МПБУ; ПИД – пропорционально-интегро-дифференциальный регулятор; ЭУМ; ЭГП; ГР;  $q$  – источник подачи РЖ; ГЦ; НО; ИП<sub>ГР</sub>, ИП<sub>ГЦ</sub>, – измерительные преобразователи соответственно положений золотника ГР, ГЦ;  $U_3$  – сигнал задания;  $U_\varepsilon$  – сигнал рассогласования;  $U_{\dot{o}_z} = K_{oz} \cdot y_z$  – сигнал обратной связи по положению штока ГЦ;

$U_{x_{\bar{A}D}} = K_{0\bar{A}D} \cdot x_{\bar{A}D}$  – сигнал обратной связи по перемещению золотника ГР;  $U_y$  – сигнал на входе ЭГП.

Из рис. 2 четко видна двухконтурность МГА. Внутренним контуром является узел «ЭУМ – ЭГП – золотник ГР», охваченный обратной отрицательной связью по положению  $x_{ГР}$  золотника ГР. Входом внутреннего контура служит сигнал  $U_{ПИД}$ , выходом – перемещение  $x_{ГР}$  золотника ГР.

Внешний контур охватывает все устройства МГА от МПБУ с ПИД и ЭУМ и заканчивается ГЦ с НО. Входом внешнего контура является сигнал  $U_3$  задания высоты подъема НО, а выходом – перемещение  $y_z$  штока ГЦ.

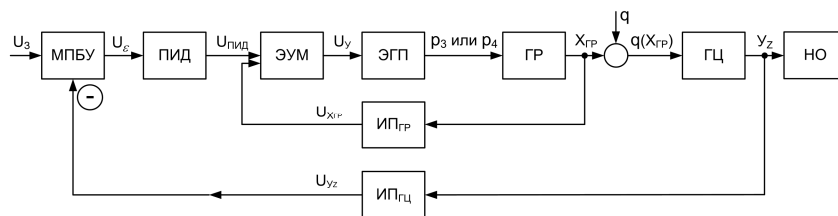


Рис. 2. Функциональная схема ГА НО

Усовершенствованная нелинейная математическая модель (ММ) динамики МГА в режиме подъема НО с учетом нелинейностей гидроустройств, переменностей коэффициентов расходов в функции числа Рейнольдса, приведенных модулей упругости двухфазной РЖ и др. представлена системой (1) из 12 дифференциальных уравнений первого порядка (из которых 7 – нелинейные) в нормальной форме Коши.

Для получения однозначного решения определяются начальные условия (согласно системе уравнений (1) их 12) на основе статической модели и состояния МГА НО в момент, предшествующий началу движения.

На основе анализа выполненных ранее работ [5-11] и исследований математических моделей гидроустройств, близких к рассматриваемому в настоящей работе МГА НО по физическим процессам [12, 13], а также по результатам предварительного моделирования на ЭВМ, при построении математических моделей элементов и МГА НО в целом приняты следующие допущения:

РЖ однородна, ее разрыв исключается;

температура, плотность, вязкость РЖ приняты постоянными, равными средним значениям;

РЖ в зазорах трущихся пар клапана давления, гидрораспределителя считаем несжимаемой в связи с тем, что длина зазоров значительно меньше длины волн колебаний, распространяемых в сжимаемых средах;

утечки РЖ через зазори в елементах МГА (криме насоса) не учитываем, ввиду их малости по сравнению с расходами в системе;

инерционность РЖ в гидролиниях ГР, КД мала по сравнению с силами гидравлического воздействия на золотники;

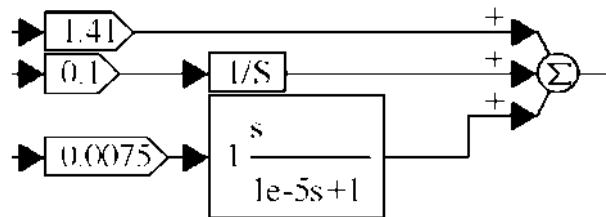
волновые процессы в гидролиниях МГА не учитываем ввиду незначительной их протяженности и сравнительно большого диаметра труб, а также ограниченного быстродействия прохождения через МГА управляющего сигнала [5];

угловая скорость вращения вала насоса принята постоянной; потери давления в нагнетательной и сливной магистралях от ГР к ГЦ не учитываем, ввиду их малости по сравнению с давлением в МГА.

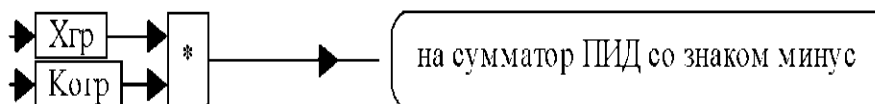
$$\left. \begin{aligned}
 1. \quad \frac{dx_{\text{Э}}}{dt} &= v_{\text{Э}}, \\
 2. \quad \frac{di}{dt} &= \frac{1}{T_L} \left( \frac{U_{\text{V}} - K_{\text{ПЭ}} v_{\text{Э}} - i}{R} - i \right), \\
 3. \quad \frac{dv_{\text{Э}}}{dt} &= (K_{\text{Fi}} i - p_3 A_{\text{Э}} - \beta_{\text{Э}} v_{\text{Э}} - F_{\text{ТРО.Э}} \text{sign } v_{\text{Э}} - F_{\text{ГДЭ}}) / m_{\text{Э}}, \\
 4. \quad \frac{dx_{\text{ГР}}}{dt} &= v_{\text{ГР}}, \\
 5. \quad \frac{dv_{\text{ГР}}}{dt} &= [p_3 (A_{\text{ЗОЛ}} - A_{\text{XB}}) - C_{\text{ПР}} (x_{\text{0ГР}} + x_{\text{ГР}}) - F_{\text{ТР.ГР}} - \beta_{\text{ГР}} v_{\text{ГР}} - F_{\text{ГД.ГР}}] / m_{\text{ГР}}, \\
 6. \quad \frac{dp_1}{dt} &= (q_{\text{ГР.П1}} - A_{\text{П}} v_Z) / \left( \frac{V_{\text{01}} + A_{\text{П}} y_Z}{E_{\text{Ц.П}}} + \frac{V_{\text{T}}}{E_{\text{T1}}} \right), \\
 7. \quad \frac{dp_2}{dt} &= (A_{\text{Ш}} v_Z - q_{\text{ГР.Ш1}}) / \left( \frac{V_{\text{02}} - A_{\text{Ш}} y_Z}{E_{\text{Ц.Ш}}} + \frac{V_{\text{T}}}{E_{\text{T2}}} \right), \\
 8. \quad \frac{dy_Z}{dt} &= v_Z, \\
 9. \quad \frac{dv_Z}{dt} &= (A_{\text{П}} p_1 - A_{\text{Ш}} p_2 - F_{\text{CZ}} - \beta_Z v_Z - F_{\text{ТРО.Z}} \text{sign } v_Z) / m_Z, \\
 10. \quad \frac{dx_{\text{КД}}}{dt} &= v_{\text{КД}}, \\
 11. \quad \frac{dv_{\text{КД}}}{dt} &= [A_{\text{КД}} (p_{\text{ДР2}} - p_{\text{ДР1}}) - F_{\text{ПР.КД}} - F_{\text{ТР.КД}} - \beta_{\text{КД}} v_{\text{КД}}] / m_{\text{КД}}, \\
 12. \quad \frac{dp_{\text{H}}}{dt} &= \frac{E_{\text{H}}}{V_{\text{H}}} (q_{\text{НГ}} - q_{\text{НУ}} - q_{\text{НП}} - q_{\text{ГР.П1}} - q_{\text{КД}} - q_{\text{УП.КД}}).
 \end{aligned} \right\} (1)$$

На основе модели (1) и схемы рис.2 строится структурно-функциональная схема (диаграмма вычислительных блоков пакета VisSim), позволяющая исследовать динамику. Ввиду того, что МГА

НО в целом является двухконтурной системой с внешней и внутренней обратными связями, формирование закона управления каждым контуром, как показало предварительное исследование динамики, вызвало потребность ввода ПИД-регулятора. Внешний контур с обратной связью по перемещению штока ГЦ формирует управление через ПИД, структура и значения параметров каналов настройки которого показаны на рисунке.



Внутренний контур с обратной связью  $K_{огр}$  по перемещению золотника ГР формирует управление через сумматор ПИД, его структура показана на рисунке.



В целом диаграмма вычислительных блоков устройства управления, входящего в состав МГА НО, формирующая входной сигнал на электрогидравлическую часть показана на рис. 3.

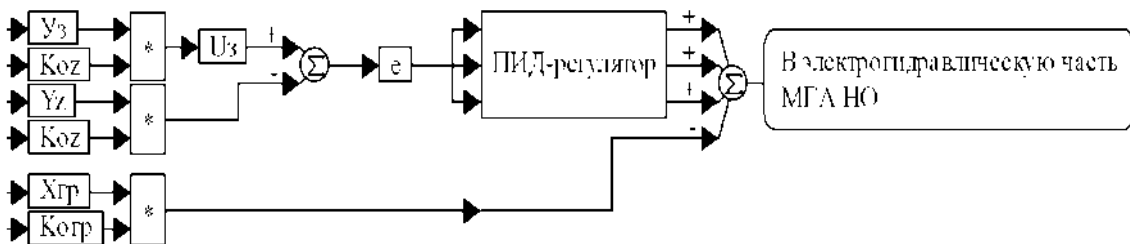


Рис. 3. Диаграмма вычислительных блоков устройства управления:  $U_z$ ,  $Y_z$  – соответственно заданное и фактическое значения перемещения штока ГЦ;  $K_{оз}$ , В/м – коэффициент обратной связи по перемещению штока ГЦ;  $U_z$  – электрическое напряжение задания перемещения;  $e$  – величина рассогласования.

Перейдем к исследованию динамики. На рис.4 изображены осциллограммы трёх переменных при отработке максимального задающего воздействия, при котором шток ГЦ в режиме подъема проходит путь, равный 0,1 м (с учетом коэффициента передачи  $i = 4$  НО проходит путь 0,4 м).

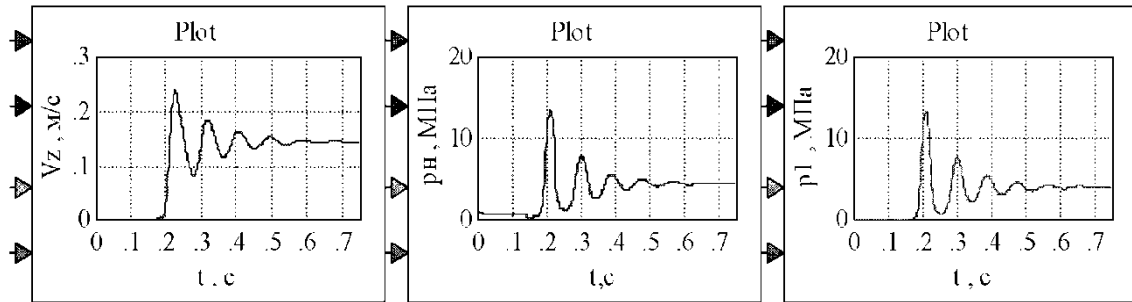


Рис. 4. Осциллограммы переменных  $v_z$ ,  $p_H$ ,  $p_1$  при подъеме НО с силой веса 5000 Н (приведенная к оси ГЦ сила 20 кН) и массой 510 кг (приведенная к оси ГЦ масса 8160 кг) на высоту 0,1 м

Как видно из рис.4 рассматриваемый процесс подъема характеризуется значительными колебаниями скорости  $v_z$  перемещения штока ГЦ (а следовательно, НО), давлений РЖ на выходе насоса  $p_H$  и в поршневой  $p_1$  полости ГЦ (а также в штоковой, на рис. 4 не показано).

Колебательный характер  $v_z$ ,  $p_H$  и  $p_1$  связан со взаимным переходом части кинетической энергии, обусловленной приведенной массой  $i^2 \cdot m_{НО}$ , в потенциальную энергию сжимаемого объема РЖ и наоборот. В связи с этим возникает важная задача, решение которой направлено на снижение пульсаций скорости  $v_z$ , а следовательно, и давлений  $p_H$  и  $p_1$ , и в целом улучшения показателей качества рабочего процесса МГА НО в динамике. Речь идет о вводе КУ в состав МГА, с помощью которого будет реализована компенсация отрицательного действия наиболее крупной приведенной массы, в частности массы  $i^2 \cdot m_{НО}$ .

Выбор приближенной модели КУ основывался на укрупненной оценке описания объекта управления (НО) линеаризованным дифференциальным уравнением 3-го порядка. Это позволило представить КУ реальным дифференцирующим звеном 3-го порядка, неизвестные коэффициенты которого при каждой производной и искомой функции (всего 4) подлежат определению в процессе оптимизации по динамическому критерию.

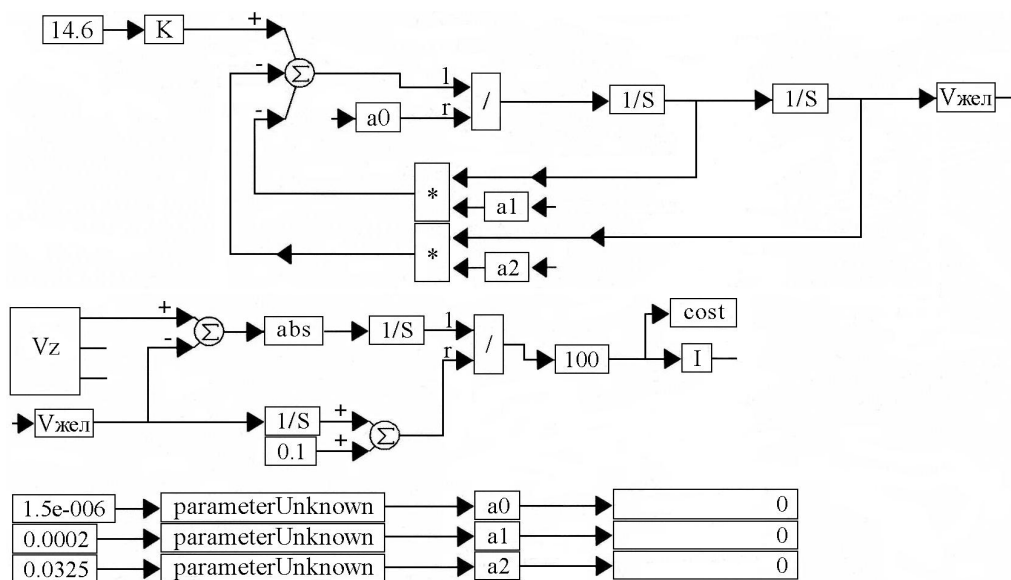
Предполагается, что эталонная (желаемая) кривая скорости  $v_{ЖЕЛ}$ , необходимая при назначении критерия, является решением линейного дифференциального уравнения 2-го порядка

$$a_0 \frac{d^2 v_{ЖЕЛ}(t)}{dt^2} + a_1 \frac{dv_{ЖЕЛ}(t)}{dt} + a_2 v_{ЖЕЛ}(t) = K, \quad (2)$$

у которого три неизвестных коэффициентов  $a_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$  (при второй и первой производных искомой функции) определялись решением дополнительной оптимизационной задачи.

Была выбрана кривая скорости  $v_z$  (см. рис.4) в интервале времени  $0 - 0,75$  с (время наблюдения колебаний), полученная на модели МГА НО без КУ. В качестве критерия принята относительная интегральная оценка, минимум которой оценивает близость модельной и желаемой кривых.

Вычислительная схема поиска оптимальных значений коэффициентов  $a_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$  (согласно уравнению (2)) желаемой кривой в пакете VisSim показана ниже.



Верхняя цепочка блоков построена по выражению (2), где  $a_0 - a_2$  – искомые коэффициенты. Ниже расположена цепочка блоков, построенная по уравнению критерия (3). Блок «Cost» включает блоки критерия в процесс оптимизации. Блок  $v_z$  – это блок импорта кривой скорости математической модели без КУ в данную схему для вычисления критерия. Последняя группа блоков входит в состав аппаратной части процесса оптимизации в пакете VisSim.

Критерий для синтеза КУ также представляет собой относительную интегральную оценку

$$I = \frac{\int_0^{t_k} |v_z(t) - v_{\text{ЖЕЛ}}(t)| dt}{\int_0^{t_k} v_{\text{ЖЕЛ}}(t) dt} \cdot 100, \% . \quad (3)$$



Диаграмма вычислительных блоков пакета VisSim для процедуры синтеза КУ показана на рис. 5.

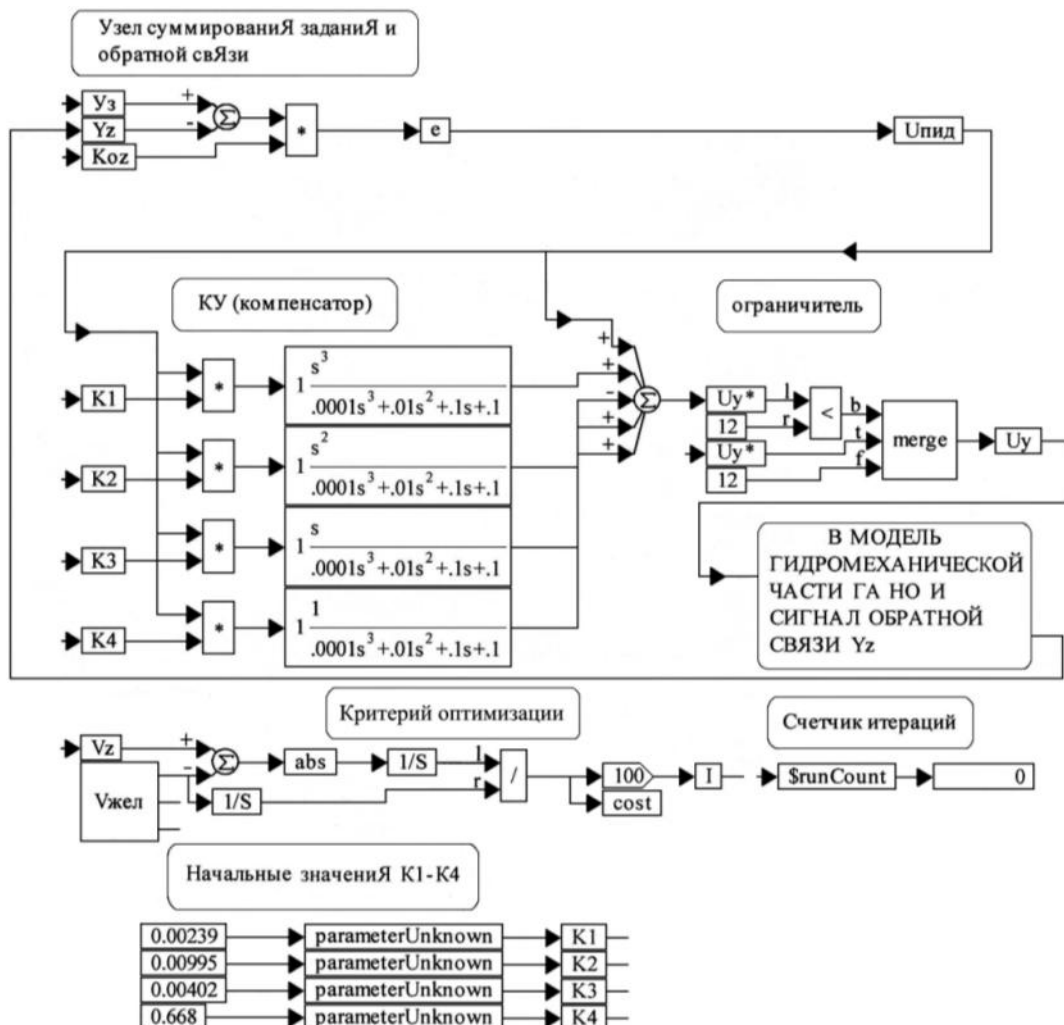


Рис. 5. Структурно-функциональная схема синтеза КУ (компенсатора) с многопараметрической оптимизацией коэффициентов K1 – K4, существенно снижающего колебания скорости перемещения штока ГЦ и пики давлений РЖ при подъеме НО

Верхняя цепочка блоков реализует сигнал задания с пульта управления. Корректирующее устройство содержит микросхемы с передаточными функциями реально дифференцирующих звеньев от третьего до нулевого порядка (что видно по значениям степени оператора Лапласа (S)), сумматоры, ограничители, множители и 4 элемента с оптимальными значениями параметров K1 – K4. Вход КУ соединен с выходом ПИД-регулятора, а выход подключен к модели гидромеханической части ГА НО. Ниже расположены цепочки блоков для критерия оптимизации (3) и начальные значения коэффициентов K1 – K4 до оптимизации.

На рис. 6 изображены кривые переходных процессов, полученные на модели МГА в результате ввода в устройство управления синтезированного КУ в режиме подъема при разгоне и выходе на установившееся движение.

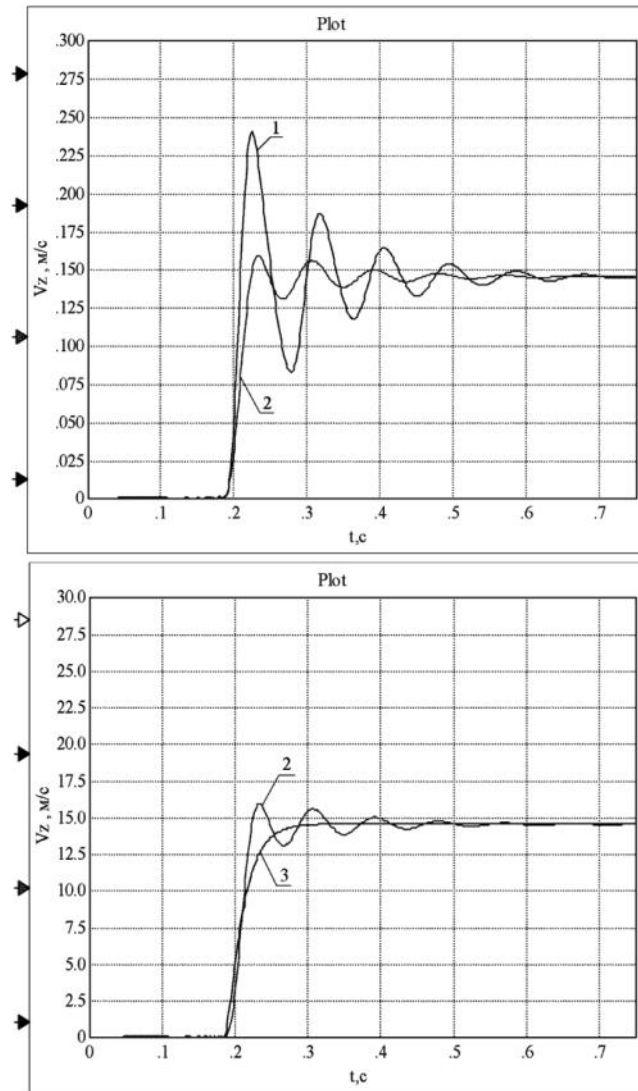


Рис. 6. Кривые скорости перемещения штока ГЦ при моделировании МГА НО в режиме подъема и выхода на установившееся движение и желаемая скорость при  $G = 5000 \text{ Ї}$  и  $m_{НО} = 510 \text{ кг}$ :

1 – без КУ; 2 – с КУ; 3 –  $v_{ЖЕЛ}$ .

Ввод КУ обеспечил существенное уменьшение значения первого колебания скорости и последующих и в целом улучшил показатели качества рабочего процесса МГА НО при подъеме (рис. 7). Хотя критерий оптимизации принят относительно скорости  $v_z$ , но и пики давлений также снизились (рис. 7). Визуальное сравнение кривых  $p_H$  и  $p_1$  рис. 4 и 7 это подтверждает.

В процесі експлуатації за счет зміни сільхозорудий, одне-решуваної технологією обробки ґрунту, вага НО ( $G_{НО}$ ) змінюється в інтервалі (5000 – 15000 Н). Априорно можна вважати, що для всього інтервалу ваг знадобиться синтез не одного КУ. Якщо виконати процедуру синтезу для трьох значень  $G_{НО}$  (5000, 10000 і 15000 Н) при одній і тій же  $v_{ЖЕЛ}$  і критерії оптимізації, то отримаємо значення коефіцієнтів К1 – К4 синтезованого КУ для кожного  $G_{НО}$  (таблиця 1).

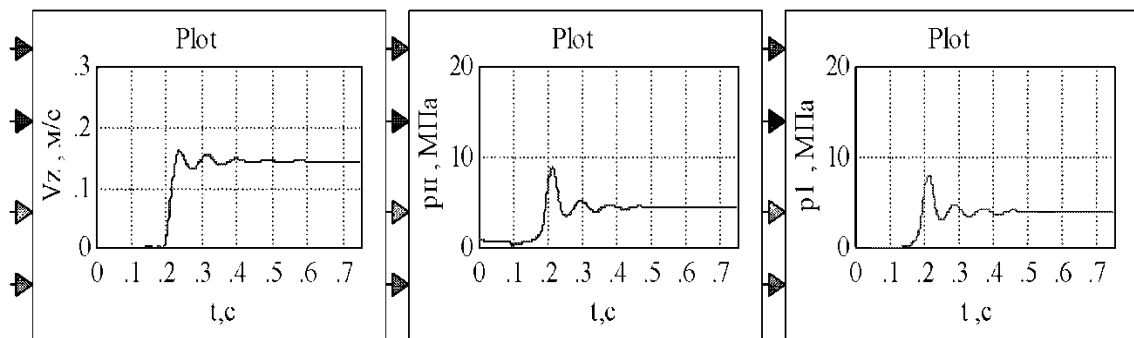


Рис. 7. Криві швидкості переміщення  $v_z$  штока ГЦ, тиску  $p_n$  на виході насоса і  $p_1$  в поршневій порожнині ГЦ, отримані при моделюванні МГА НО з КУ в режимі підйому і виходу на установившеся рух при  $G = 5000$  Н

Таблиця 1 – Значення коефіцієнтів К1 – К4 при синтезі КУ з різними вагами НО

$G_{НО}, Н$	К1	К2	К3	К4
5000	$2,39 \cdot 10^{-3}$	$9,95 \cdot 10^{-3}$	$4,02 \cdot 10^{-3}$	0,668
10000	$2,02 \cdot 10^{-3}$	$1,218 \cdot 10^{-2}$	$-6,73 \cdot 10^{-3}$	0,65
15000	$3,85 \cdot 10^{-3}$	$2,23 \cdot 10^{-2}$	$6,186 \cdot 10^{-2}$	0,677

Аналіз даних табл. 1 показує, що значення коефіцієнта К4 для інтервалу ваг практично одне і те саме, а різниця значень для коефіцієнтів К1 – К3 поки можна прийняти допустимим для наступних розрахунків. Тому з точки зору універсальності рішення динамічної компенсації – зменшення колибателности швидкості і піків тиску – можна поступити наступним чином. В пристрій управління МГА НО ввести синтезоване КУ з постійними (незмінними) коефіцієнтами К1 – К4 для середнього значення ваги НО (в даному випадку 10000 Н). Результати виконаних досліджень підтвердили правомірність такого підходу (таблиця 2).

Таблиця 2 – Критерии оптимизации ( I ) для трех  $G_{HO}$  при неизменных коэффициентах К1 – К4, полученных при синтезе КУ только для веса НО 10000 Н

$G_{HO}$ , Н	Значение критерия I, % (в круглых скобках при своем КУ)	$\Delta$ – увеличение критерия I в абсолютных величинах
5000	5,945 (3,665)	2,28
10000	3,845 (3,845)	0
15000	12,1 (5,868)	6,232

В табл. 2 в скобках приведены значения I, полученные при синтезе КУ только для каждого НО;  $\Delta$  – ухудшение (рост критерия в абсолютном значении) за счет того, что не используется свое синтезированное КУ.

Пример того, как выглядят кривые  $v_z$ ,  $p_H$ ,  $p_1$  при 5000 Н, с КУ, синтезированным при 10000 Н, показан на рис. 8.

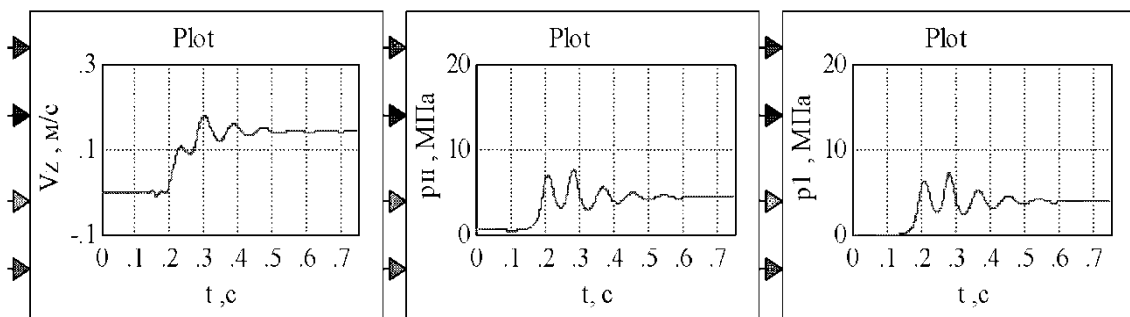


Рис. 8. Кривые  $v_z$ ,  $p_H$ ,  $p_1$  при нагрузке 5000 Н с КУ, синтезированным при нагрузке 10000 Н, критерий I (по скорости) равен 5,945

Сравнение кривых рис. 8 и 4 показывает, что такой подход к существенному снижению колебаний скорости и пиков давлений эффективен и позволяет в МГА НО обойтись одним синтезируемым КУ по среднему значению  $G_{HO} = 10000$  Н принятого интервала 5000 – 15000 Н. Отметим, что реализация синтезированного КУ в МГА возможна программно или аппаратно с помощью решающих электронных усилителей с большим коэффициентом усиления входного сигнала.

Введение синтезируемого КУ позволяет по значению критерия оптимальности численно оценить допущение, принимаемое в ряде работ [5], от замены, изменяемого в функции числа Рейнольдса, коэффициента расхода  $\mu$  постоянным значением. Если синтез КУ выполнить с ММ, в которой принят  $\mu = var$ , а затем в ММ заменить только

$\mu = \text{var}$  на  $\mu = \text{const}$  (наприклад, 0,72), то появляется возможность оп-ределить значения критерия для каждого  $\mu$  (таблица 3).

Таблица 3 – Оценка точности математического описания коэффици-ента расхода  $\mu$

$G_{HO}, Н$	Критерий I при $\mu = \text{const}$	Критерий I при $\mu = \text{var}$	Процент увеличения критерия при $\mu = \text{var}$ по сравнению с $\mu = \text{const}, \%$	Примечание
5000	3,2918	3,665	10,1	Хотя учет $\mu = \text{var}$ повышает I, но он точнее описывает физи-ку процесса
10000	3,817	3,985	4,2	
15000	4,938	5,868	15,85	

Анализ данных табл.3 показывает, что учет переменности ко-эффициентов расхода при построении ММ МГА НО повышает ее аде-кватность реальному образцу.

#### *Выводы.*

1. Разработанная математическая модель МГА НО, представ-ляющая собой систему уравнений 12-го порядка, открывает возмож-ности:

исследовать влияние различных параметров на динамические харак-теристики;

оценить максимальные значения давлений в нагнетательной и слив-ной магистральных;

определить перемещения и скорости золотников электро-гидравлического преобразователя, гидрораспределителя и клапана давления, что затруднительно измерить на реальном объекте;

оценить влияние двухфазной РЖ;

поставить и решить задачи оптимизации и синтеза по существенному улучшению рабочего процесса МГА.

2. Обосновано, принятое в математической модели МГА, опре-деление приведенных веса и массы НО к оси штока ГЦ, в предполо-жении сосредоточенности силы веса в одной точке, на основе равен-ства мощностей и кинетических энергий поступательно перемещае-мых штока ГЦ и НО.

3. Предложен метод синтеза КУ для нелинейных систем, кото-рым является МГА НО. Он основан на приближенном физическом представлении, что колебания скорости НО и соответственно пульса-ции давлений в различных точках МГА, вызванные большой приве-денной массой ( $i^2 \cdot m_{HO}$ , кинетическая энергия) и значительным объе-

мом сжимаемой РЖ (потенциальная энергия), можно описать линейным уравнением 3-го порядка (или передаточной функцией колебательного звена 3-го порядка). При этом модель синтезируемого КУ принимается передаточной функцией реального дифференцирующего звена 3-го порядка, в которой числитель аналогичен знаменателю передаточной функции колебательного звена, чем и обеспечивается динамическая компенсация объекта управления. Поиск 4-х неизвестных коэффициентов определяется с помощью многопараметрической оптимизации по динамическому критерию в процессе синтеза.

4. Поиск эталонных (желаемых) кривых скоростей, необходимых при синтезе КУ, основан на решениях многопараметрических задач с применением относительных интегральных оценок (критериев).

5. Выполненный динамический синтез КУ по интегральному критерию, направленный на компенсацию значительных инерционных сил, существенно улучшил рабочий процесс МГА НО: амплитуды колебаний скорости перемещения штока ГЦ при нагрузках 5000 – 15000 Н снижаются в 2 – 6 раз; время затухания в 1,3 – 1,6 раза; максимальный пик давления рабочей жидкости на выходе насосной установки в 1,15 – 1,35 раза.

6. Выполненные исследования с достаточной для практики точностью показали, что для каждой нагрузки можно включить в устройство управления МГА НО один синтезируемый КУ с постоянными (неизменяемыми) коэффициентами  $K_1$  –  $K_4$  при любом весе НО в рассматриваемом диапазоне (5000 – 15000 Н), если синтез этого КУ выполняется при среднем значении (10000 Н).

7. Обосновано, что введение синтезируемого КУ в математическую модель МГА НО позволило, по значению критерия оптимальности, численно оценить погрешность допущения от замены, изменяемого в функции числа Рейнольдса коэффициента расхода, постоянным значением. Погрешность в зависимости от веса составляет 4,2 – 15,58 %.

8. Предложенная методика динамической компенсации может быть использована и для других МГА мобильных машин с существенными инерционными свойствами рабочих органов и большим объемом сжимаемой РЖ.

#### Литература:

1. *Изерман Р.* Цифровые системы управления / Р. Изерман ; пер. с англ. С. П. Забродина, А. И. Титкова, А. В. Шалашова ; под ред. И. М. Макарова. – М. : Мир, 1984. – 541 с.

2. Методы классической и современной теории автоматического управления : учебник для студентов вузов, обучающихся по машиностроит. и приборостроит. специальностям в 5 т. / К. А. Пупков, Н. Д.

Егупов, И. Г. Владимиров [и др.] ; под ред. К. А. Пупкова и Н. Д. Егупова. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М. : Изд. МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – Т. 3: Синтез регуляторов систем автоматического управления. – 616 с.

3. *Лурье З. Я.* Синтез компенсационных устройств компьютерных систем управления технологическим оборудованием / З. Я. Лурье, А. И. Панченко, Е. Н. Цента [и др.] // *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету.* – Мелітополь: ТДАТУ, 2008. – Вип. 8, т. 9. – С. 3 – 15.

4. *Цента Е. Н.* Синтез компенсационного устройства гидроагрегата навесного оборудования трактора / Е. Н. Цента // *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету.* – Мелітополь: ТДАТУ, 2009. – Вип. 9, т. 5. – С. 224 – 230.

5. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И. И. Бажин, Ю. Г. Беренгард, М. М. Гайцгори [и др.] ; под общ. ред. С. А. Ермакова. – М. : Машиностроение, 1988. – 312 с.

6. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы : учебник для машиностроит. ВУЗов / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов [и др.] – 2-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.

7. *Башта Т. М.* Машиностроительная гидравлика : справочное пособие / Т. М. Башта. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1971. – 672 с.

8. *Навроцкий К. Л.* Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов : учеб. для студ. вузов по спец. «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» / К. Л. Навроцкий. – М. : Машиностроение, 1991. – 384 с.

9. *Попов Д. Н.* Нестационарные гидромеханические процессы / Д. Н. Попов. – М. : Машиностроение, 1982. – 240с.

10. Проектирование гидравлических систем машин : учеб. пособие для студ. ВУЗов / Г. М. Иванов, С. А. Ермаков, Б. Л. Коробочкин, Р. М. Пасынков ; под общ. ред. Г. М. Иванова. – М. : Машиностроение, 1992. – 224 с.

11. *Цуканова Е. А.* Влияние динамических характеристик предохранительно-переливных клапанов на переходные процессы в гидроприводе / Е. А. Цуканова, Е. Я. Винницкий // *Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления.* – М. : Машиностроение, 1984. – Вып. 11. – С. 333 – 337.

12. *Коробочкин Б. Л.* Динамика гидравлических систем станков : учебник / Б. Л. Коробочкин. – М. : Машиностроение, 1976. – 240 с.

13. *Лурье З. Я.* Динамика гидропривода в режиме перегрузки с предохранительным клапаном непрямого действия / З. Я. Лурье, А. И. Гасюк // *Вестник Национального технического университета Украи-*

ны «Киевский политехнический институт». Машиностроение. – Сумы : СумГУ, 2000. – Вып. 38, т. 1. – С. 93 – 97.

## **ДИНАМІЧНА КОМПЕНСАЦІЯ КОЛИВАНЬ У МЕХАТРОННОМУ ГІДРОАГРЕГАТІ МОБІЛЬНОЇ МАШИНИ**

Лур'є З.Я., Панченко А.І., Цента Є.М.

*Анотація* – у статті вперше обговорюється зниження коливань швидкості руху навісного обладнання та пульсацій тиску робочої рідини мехатронного гідроагрегата. На основі розробленої математичної моделі виконано синтез коригувальних пристроїв, що суттєво знижують коливання швидкості та тисків для різних навантажень. Запропоновано рішення, що дозволяє, з достатньою для практики точністю, ввести у пристрій керування один синтезований коригувальний пристрій з постійними коефіцієнтами.

## **DYNAMIC COMPENSATION OF FLUCTUATION IN MECHATRONIC HYDRAULIC UNIT OF MOBILE MACHINE**

Z. Lurye, A. Panchenko, E. Tsenta

### **Summary**

**In the article for the first time the decrease of speed fluctuations of mounted equipment and hydraulic fluid pressure pulsations of mechatronic hydraulic unit is discussed. The synthesis of correcting devices significantly reducing the velocity and pressure fluctuations for different loads on the basis of the developed mathematical model is performed. The solution allowing with sufficient accuracy for practical control device to include one synthesized correcting device with constant coefficients is proposed.**