

УДК 629.353:629.4.023.14-82

V. Duganec, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor,

A. Bozhok, Associate Professor,

V. Misus, Senior lecturer,

S. Oleksijko, assistant,

M. Volynkin, Researcher of State Agrarian and Engineering University in Podilya

DEVELOPMENT AND RESEARCH OF THE HYDRAULIC POWER UNIT OF THE LIFTING MECHANISM OF THE TIPPER'S BODY

Abstract. *Modern vehicles-tippers, tipper semitrailers tractor trailers and other handling vehicles through lengthy downtimes during unloading, caused by low dynamic indicators transients lifting-lowering the hydraulic drive of the body, do not fully use their operational capabilities.*

To improve the dynamic index of transient processes of hydraulic power unit an improvement is offered, significant signs of which are putting into law his automatic control correcting signals. The first signal is proportional to the integral of changing oil pressure in the executive hydro cylinder at the start of raising of the body, when the moving mass of the body and cargo have significant inertial and second signal is proportional to the differential, after dealing with the inertia of moving masses.

This is provided by consistent inclusion of the cumulative differential dynamic links into the cylinder in the composition of oil flow distributor associated with the rod of output signal, mechanisms of hydraulic integration, differentiation, adding and subtracting of the formed executive signal.

With such a technical solution inertial loading in kinematic pairs decreases, the dynamics of transient processes improves, the reliability and durability of the hydraulic unit increases, as well as it intensifies processes of lifting-blowing up of huge body and decreases the duration of discharge.

Technical implementation of advanced hydraulic unit does not require any changes in the basic design of mass-produced lifting mechanisms that will facilitate the implementation of it to modern handling vehicles.

Thanks to its versatility it can be used in the mechanisms of other lifting tools, increasing the efficiency of their use.

Keywords: *flow distributor, hollow craving, spool, the first derivative, gain, constant time, non-periodic link, the amplifier, cumulative differential link.*

*В.І. Дуганець, кандидат технічних наук, доцент,
А.М. Божок, доцент,
В.В. Майсус, старший викладач,
С.Л. Олексійко, асистент,
М.П. Волинкін, здобувач ПДАТУ*

РОЗРОБКА І ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОПРИВОДА ПІДЙОМНОГО МЕХАНІЗМУ САМОСКІДНОГО КУЗОВА

Наведено принципову схему та описано роботу удосконаленого гідропривода підйомного механізму самоскидного кузова, а також результати його дослідження. Для покращення динамічних показників перехідного процесу підйомного механізму самоскидного кузова необхідно в закон керування гідроприводом додатково вводити корегуючі сигнали, пропорційні швидкості (першій похідній) від змінювання тиску масла в гідроциліндрі, причому в першій фазі піднімання кузова цю складову віднімати, а в другій – додавати до основного сигналу, пропорційного змінюванню тиску масла.

***Ключові слова:** розподільвач потоків, порожниста тяга, золотник, перша похідна, фаза, коефіцієнт підсилення, постійна часу, аперіодична ланка, підсилювальна ланка, інтегрально-диференціальна ланка.*

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. Піднімання кузовів мобільних автомобілів-самоскидів, тракторних самоскидних причепів та інших підйомно-транспортних засобів (ПТЗ) здійснюється їх штатними підйомними механізмами з гідроприводами. Однак, незважаючи на малу масу і об'єм, що приходить на одиницю переданої потужності, високий коефіцієнт корисної дії, простоту і зручності ручного керування, основним їх недоліком є низькі динамічні показники перехідних процесів піднімання і опускання кузова. Останні обумовлені закладеним у них принципом керування висуванням штока гідроциліндра (ГЦ) тільки за відхиленням у них тиску масла, що в початковий момент піднімання кузова, через велику інерційність рухомих мас, викликає в кінематичних парах взаємодіючих деталей і вузлів підйомного механізму значні зусилля, а далі після відриву від упора спричинює малу швидкість його руху. Тому для забезпечення необхідної

міцності підйомні механізми виконують матеріалоємними, а мала швидкість підйому кузова через низьку інтенсивність зсування вантажів сповільнює процес розвантаження, що збільшує тривалість простоїв, понижує виробність і ефективність використання ПТЗ [1-3]. У зв'язку з цим покращення експлуатаційних показників сучасних ПТЗ, надійності і довговічності обумовлює потребу удосконалення гідропривода їх підйомних механізмів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми. Відомі принципи, за якими покращення динамічних показників в системі автоматичного регулювання і керування вводяться корегуючі сигнали, пропорційні першим похідним та інтегралам від змінювання вхідних сигналів [4-6].

Уперше для покращення динаміки перехідних процесів піднімання і опускання кузова ПТЗ було розроблено на кафедрі «Трактори, автомобілі та енергетичні засоби» технічне рішення, яке захищене патентом України № 52894. При цьому в закон керування гідроприводом вводились корегуючі сигнали, пропорційні як змінюванню тиску подачі масла в ГЦ, так і швидкості (першій похідній) від його змінювання. Фізично це реалізувалося шляхом залучення в конструкцію ГЦ інтегруючих, диференціюючих і підсумовуючих вихідних сигналів динамічних ланок гідромеханічного типу. Однак недоліком відомого удосконаленого гідропривода є складна конструкція і збільшені габаритні розміри, обумовлені наявністю підсумовуючого важеля і зубчастої передачі у його зворотному зв'язку з плунжером розподільного механізму.

Мета дослідження: удосконалити конструкцію відомого гідропривода підйомних механізмів і дослідити можливості автоматичного керування ним режимами підйому і опускання самокидного кузова ПТЗ.

Виклад основного матеріалу дослідження. Розроблений принципово новий (патент України № 96008) гідропривод з функціонально можливим гідравлічним інтегруванням, диференціюванням, додаванням і відніманням вихідних сигналів керування, а також безпосереднім зворотним зв'язком вихідної тяги з розподільним механізмом.

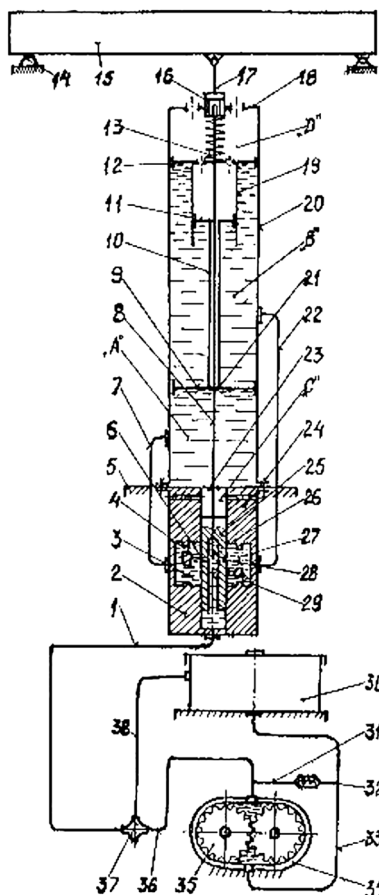


Рис. 1. Принципова схема гідропривода підйомного механізму самоскидного кузова:

- 1, 7, 22, 31, 33, 36, 38 – гідролінії;
 2 – розподільювач потоків;
 3, 27 – канали;
 4, 29 – канали з дроселем;
 5 – рама;
 6, 26, 28 – отвори;
 8, 10 – тяги;
 9, 11, 12 – поршні рухомі;
 13 – пружина;
 14 – упор;
 15 – кузов;
 16 – гайка регульовальна;
 17 – шток;
 18 – кришка;
 19 – напрямна;
 20, 24 – корпуси;
 21, 23 – ущільнення;
 25 – золотник;
 30 – бак;
 32 – клапан перепускний;
 34 – привод гідравлічний;
 35 – насос масляний;
 37 – кран.

Зображена на рис. 1 принципова схема гідроприводу механізму підйому самоскидного кузова, який містить порожнистий циліндричний корпус 20, нерухомо закріплений на рамі 5 ПТЗ, у середині якого установлені: в середній частині рухомий поршень 9, в нижній – розподільювач 2 потоків масла, а у верхній – підпружинений рухомий поршень 12 зі штоком 17, регульовальною гайкою 16, зв'язаний через кришку 18 з корпусом і пружиною 13, яка впирається одним торцем в регульовальну гайку, встановлену на різьбі кришки, а протилежним торцем – в поршень 12. У корпусі 20

встановлений гідравлічний підсумовуючий механізм і диференціатор з поршнем 11, зв'язаним порожнистою тягою 10 з поршнем 9, і напрямною 19, з'єднаною з поршнем 12. Корпус 20 з основою і поршнем 9 утворюють гідравлічну порожнину «А», а корпус 20 з поршнями 9, 12 і поршнем 11 диференціатора – гідравлічну порожнину «В». Шток 17 з'єднаний із середньою точкою кузова 15, один бік якого шарнірно зв'язаний з рамою 5, а другий – установлений на упорі 14.

Розподілювач 2 включає корпус 24, з'єднаний гідролінією 1 з гідравлічним приводом 34, а золотник 25 тягою 8 зв'язаний з поршнем 15 і штоком 17. У золотнику виконаний осьовий отвір 26 і два діаметрально від нього розміщені радіальні отвори 6, 28, а звільнююча золотником порожнина «С» через отвори в корпусі 24 сполучається з атмосферою. У корпусі 24 розміщені канали 5 і 4 з дроселем і канали 27 і 29 з дроселем з можливим сполученням отворів 6, 28 золотника через гідролінії 7, 22. Залежно від положення золотника з його осьовим отвором 26 порожнина «А» може сполучатися через радіальний отвір 6 і канал 3 безпосередньо або канал 4 з дроселем і гідролінією 7, а порожнина «В» – через радіальний отвір 28, канал 29 з дроселем або каналом 27 безпосередньо і гідролінією 22.

Гідравлічний привод включає бак 30 для масла, сполучений гідролініями 38, 33, 36 краном ручного керування 37 та масляного насоса 35, і обвідну гідролінію 31 з перепускним клапаном 32.

Для піднімання в першій фазі кузова 15 включається кран керування 37 і масло від насоса 35 через гідролінії 36, 1, осьовий 26 і радіальний 3 отвори золотника і гідролінію 7 безпосередньо поступає у порожнину «А», а через осьовий 26 і радіальний 28 отвори золотника, канал з дроселем 29 і гідролінію 22 – в порожнину «В». У результаті поршень 9 переміститься догори і через тягу 10 за собою перемістить поршень 11, створюючи додаткове зменшення приросту тиску масла у порожнині «В», внаслідок чого поршень 12, а через шток 17 середня точка кузова 15 одержить додаткове зменшення переміщення. Отже, в першій фазі піднімання, коли сили інерції великі, віднімаються два переміщення і результативне переміщення кузова 15 буде складатися з переміщення, ви-

кликаною зміною тиску в напірних порожнинах «А», «В», мінус переміщення, викликане швидкістю (першою похідною) його змінування.

У кінці першої фази піднімання кузова і здолання сил інерції поршень 12 підніметься і автоматично переведе гідропривод із режиму віднімання переміщення, пропорційного першій похідній, в режим додавання, при якому, завдяки дроселю 4, тиск масла в порожнині «А» буде наростати повільніше, ніж в порожнині «В». У результаті поршень 9 переміститься донизу і через порожнисту тягу 10 за собою перемістить поршень 11, створюючи додаткове збільшення приросту тиску у порожнині «В», від чого поршень 12, а через шток 17 середня точка кузова 15 одержить додаткове збільшення переміщення. Таким чином, в другій фазі піднімання, коли сили інерції зменшені, обидва вихідні переміщення додаються і результативне переміщення кузова 15 вже буде складатися з переміщення, обумовленого змінуванням тиску масла в порожнинах «А», «В», плюс переміщення, обумовлене швидкістю (першою похідною) змінування тиску в гідравлічному приводі.

Після розвантаження кузова гідропривод у зворотному порядку автоматично забезпечить спочатку швидке, а при наближенні до упору сповільнене його опускання.

При різкому змінуванні вхідного тиску Δp_{ex} в першій фазі піднімання кузова диференціальне рівняння руху штока і зв'язаних з ним деталей матиме вигляд зворотної аперіодичної ланки [4]:

$$K_1 \Delta p_{ex} = h_{1ex} - \frac{h}{c} \frac{dh_{1ex}}{dt}, \quad (1)$$

з якого передаточна функція набуде вигляду:

$$W'_a(p) = \frac{K_1}{1 - Tp}, \quad (2)$$

де K_1 – коефіцієнт підсилення ланки;

$T = \frac{v}{c}$ – постійна часу ланки, що характеризує його інтегруючі властивості;

v – коефіцієнт гідравлічного демпфування;

c – жорсткість пружини;

$d = \frac{d}{dt}$ – оператор в перетворенні Лапласа.

Рух підсилювальної ланки опишеться алгебраїчним рівнянням

$$K_2 \Delta p_{ex} = h_{2_{ex}} \quad (3)$$

з передаточною функцією

$$W'_{II}(p) = K_2, \quad (4)$$

де K_2 – коефіцієнт підсилення ланки.

Із (1-4) випливає, що гідропривод в першій фазі перехідного процесу є інтегруючою ланкою, утвореною паралельним з'єднанням аперіодичної і підсилювальної ланок [4, 5]. Структурна схема такого з'єднання представлена на рис. 2а, з якої передаточна функція утвореної ланки набуде такого вигляду:

$$W'(p) = W'_a(p) + W'_{II}(p) = \frac{K_1}{1 - Tp} + K_2 = K \frac{T_1 p - 1}{Tp - 1}, \quad (5)$$

де $K = K_1 + K_2$ – загальний коефіцієнт підсилення ланки;

$T_1 = (K_2 T) / (K_1 + K_2)$ – постійна часу утвореної ланки, що характеризує її інтегруючі властивості.

З одержаної передаточної функції диференціальне рівняння руху ланки матиме вигляд:

$$\frac{T dh_{ex}}{dt} - h_{ex} = K \left[T_1 \frac{dp_{ex}}{dt} - p_{ex} \right]. \quad (6)$$

Вираз (6) є диференціальне рівняння інтегрально-диференціальної ланки з переважаючими властивостями інтегруючої, перехідний процес якої при стрибкоподібному змінюванні вхідного сигналу Δp_{ex} набуде наступного вигляду:

$$h_{ex} = K p_{ox} \left[1 + \left(\frac{T_1}{T} - 1 \right) e^{\frac{t}{T}} \right], \quad (7)$$

представленому на рис. 2б.

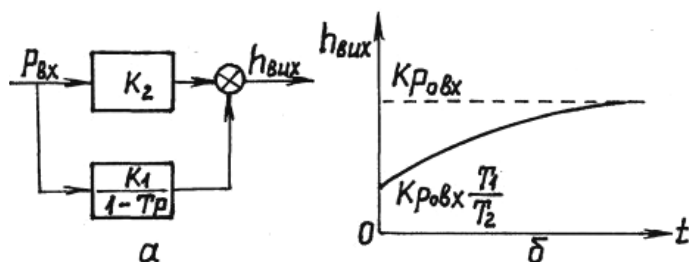


Рис. 2. Утворення інтегруючої ланки:
а – структурна схема; б – перехідний процес.

У другій фазі перехідного процесу в гідроприводі підйомного механізму відбувається зворотна взаємодія вхідних тисків. При цьому передаточні функції ланок матимуть вигляд [4, 5]

$$\text{аперіодичної} \quad W_a''(p) = \frac{K_1}{1 + T_1 p}; \quad (8)$$

$$\text{підсилювальної} \quad W_{II}''(p) = K_2. \quad (9)$$

А утворена паралельним їх з'єднанням динамічна ланка є диференціальною, структура якої зображена на рис. 3а. Із схеми передаточна функція утвореної ланки буде наступного вигляду:

$$W''(p) = W_a''(p) + W_{II}''(p) = \frac{K_1}{1 + T_1 p} + K_2 = K \frac{T_1 p + 1}{T_1 p + 1}. \quad (10)$$

Відповідно одержаній передаточній функції диференціальне рівняння ланки матиме вигляд:

$$\frac{T_1 dh_{\text{вух}}}{dt} + h_{\text{вух}} = K \left[T_1 \frac{dp_{\text{вх}}}{dt} + p_{\text{вх}} \right]. \quad (11)$$

Одержаний вираз є диференціальним рівнянням теж інтегрально-диференціальної ланки, але вже з переважаючими властивостями диференціуючої, перехідний процес якої представиться у вигляді:

$$h_{\text{вух}} = K p_{\text{ох}} \left[1 + \left(\frac{T_1}{T} + 1 \right) e^{-\frac{t}{T}} \right], \quad (12)$$

а графічно – на рис. 3б.

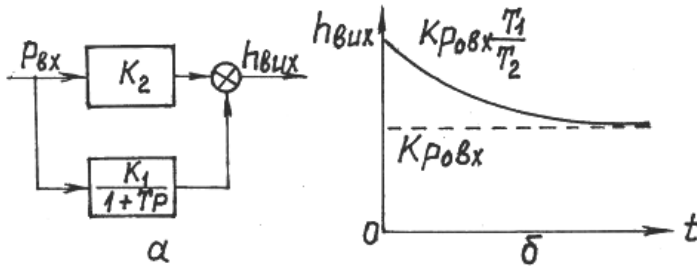


Рис. 3. Утворення диференціюючої ланки:
а – структурна схема; б – перехідний процес.

Загальна передаточна функція гідропривода з двофазним перехідним процесом підняття самоскидного кузова буде мати наступний вигляд [4, 5]:

$$W(p) = K \frac{(T_1 p - 1)(T_1 p + 1)}{(T p - 1)(T p + 1)}. \quad (13)$$

Таким чином, вираз (13) є передаточною функцією гідропривода підйомного механізму як інтегрально-диференціальної динамічної ланки з комбінованими властивостями. При певних відносних величинах T , T_1 і K ланка може набувати як інтегруючих, так і диференціюючих динамічних властивостей.

Висновки. Для покращення динамічних показників перехідного процесу підйомного механізму самоскидного кузова необхідно в закон керування гідроприводом додатково вводити корегуючі сигнали, пропорційні швидкості (першій похідній) від змінювання тиску масла в ГЦ, причому в першій фазі підняття кузова цю складову віднімати, а в другій – додавати до основного сигналу, пропорційного змінюванню тиску масла.

Корегуючі сигнали формувати шляхом залучення комбінованих інтегрально-диференціальних ланок з інтегруючими властивостями у першій фазі і диференціюючими – в другій фазі перехідного процесу підняття кузова.

Автоматичне перенастроювання комбінованої ланки з режиму інтегрування на режим диференціювання і навпаки виконувати

за вихідними сигналами гідропривода, діючи на розподілювач потоків масла, який кінематично повинен бути зв'язаний з вихідним штоком, з'єднаним з кузовом ПТЗ.

Список використаних джерел

1. Анохин В.И. Отечественные автомобили. Изд. 2-е, исправлен. и дополнен. – М.: Машиностроение, 1964. – 780 с.
2. Родичев В.А., Родичева Г.И. Тракторы и автомобили. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1987. – 320 с.
3. Краткий автомобильный справочник. – 10-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1984. – 320 с.
4. Иващенко Н.Н. Автоматическое регулирование. Теория и элементы систем. Учебник для вузов. Изд. 4-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1978. – 736 с.
5. Васильев Д.В., Чуич В.Г. Системы автоматического управления. – М.: Высшая школа, 1967. – 420 с.
6. Топчиев Ю.И. Атлас для проектирования систем автоматического регулирования. – М.: Машиностроение, 1989. – 752 с.
7. Кожевников С.Н., Есипенко Я.Н., Раскин Я.М. Механизмы. Справочник. Изд. 4-е, перераб. и доп. Под ред. С.Н. Кожевникова. – М.: Машиностроение, 1976. – 784 с.

***Аннотация.** Приведена принципиальная схема и описана работа усовершенствованного гидропривода подъемного механизма самосвального кузова, а также результаты его исследования.*

***Ключевые слова:** распределитель потоков, пустотелая тяга, золотник, первая производная, фаза, коэффициент усиления, постоянная времени, аperiodическое звено, усиленное звено, интегрально-дифференциальное звено.*