

## РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОПРИВОДА ПОДЪЕМНОГО МЕХАНИЗМА КУЗОВА САМОСВАЛА

**Виктор Дуганец, Аркадий Божок, Василий Майсус, Николай Волынкин**

*Подольский государственный аграрно-технический университет*

*Ул. Шевченко, 13, г. Каменец-Подольский, Украина. E-mail: duganec-viktor@rambler.ru*

**Victor Duganets, Arkadiy Bozhok, Vasily Maysus, Nikolay Volynkin**

*Podolsky State Agricultural and Technical University*

*St. Shevchenko, 13, Kamenets-Podolskiy, Ukraine. E-mail: duganec-viktor@rambler.ru*

**Аннотация.** Одним из недостатков подъемных механизмов с гидроприводом современных самосвальных средств являются низкие динамические показатели переходных процессов подъема и опускания кузова, обусловленные заложенным в них принципом управления выдвиганием штока гидроцилиндра только по отклонению в них давления масла. Это снижает скорость подъема кузова, интенсивность сдвига грузов и замедляет процесс разгрузки, увеличивая продолжительность простоя под разгрузкой, снижает производительность и эффективность использования самосвальных средств.

Для улучшения динамических показателей предлагается ввести в закон управления гидроприводом в первой фазе подъема, из-за большой инерционности подвижных масс и уменьшения скорости, корректирующей сигнал продолжительный интеграл, во второй фазе, после отрыва кузова от упора и увеличения скорости подъема – дифференциалу от изменения давления масла в гидроприводе, а после разгрузки в обратном порядке в первой фазе быстрое, и по мере приближения к упору, второй фазе, замедленное опускание кузова. Для этого корпус гидроцилиндра соединяется через неподвижный фланец с рамой, в его верхней части устанавливается первый подвижный поршень, связанный через подпружиненный шток со средней точкой кузова, а в средней части – гидравлический суммирующий механизм и интегро-дифференцирующий блок со вторым и третьим подвижными поршнями, соединенными между собой полой тягой, и направляющей третьего поршня, с образованием нижней и верхней гидравлических полостей, и полости постоянно сообщенной с атмосферой. Присоединены к корпусу первый, а к неподвижному фланцу – второй дозаторы с перепускными клапанами с осевыми дросселями и упорами, взаимодействующими с обратной от седла поверхностью дозаторов, при этом для обеспечения обратной связи клапаны тягами соединены с первым подвижным поршнем. С гидравлическим приводом через кран управления и гидролинии верхняя полость может сообщаться через первый, а нижняя полость – через второй дозатор, непосредственно и через дроссели.

Вначале первой фазы подъема кузова имеет место вычитание двух перемещений, то есть его перемещение будет состоять из первого, пропорцио-

нального изменению давления в нижней и верхней полости гидроцилиндра, минус второго, пропорционального скорости изменения давления. В конце первой фазы подъема, через обратную связь первого подвижного поршня с дозаторами, гидропривод автоматически переводится в режим суммирования составных перемещений и перемещение кузова уже будет состоять из суммы перемещений, обусловленных изменением давления в полостях гидроцилиндра и скоростью его изменения.

После разгрузки кузова гидравлический привод автоматически обеспечит сначала быстрое, а с приближением до упора его замедленное опускание. Гидропривод улучшит динамику и обеспечит оптимальный характер переходного процесса подъема и опускания кузова самосвала.

**Ключевые слова:** дозатор, дроссель, фаза, коэффициент усиления, постоянная времени, аperiодическое звено, усилительное звено, интегро-дифференцирующее звено.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Актуальность тематики усовершенствования гидропривода подъемного механизма обусловлена повышением производительности и эффективности использования самосвальных средств.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Для подъема и опускания кузова автомобилей-самосвалов, тракторных самосвальных прицепов и других подъемно-транспортных средств они оснащены подъемными механизмами с гидроприводом. Несмотря на простоту конструкции, удобства ручного управления и ряд других преимуществ, недостатком их является низкие динамические показатели переходных процессов подъема и опускания кузова [1-5]. Последнее обусловлено заложенным в них принципом управления выдвиганием штока гидроцилиндра по отклонению в них давления масла [6-7]. Поэтому с момента отрыва от упора и до полного подъема скорость кузова постоянная с низкой интенсивностью смещения груза, замедлением процесса разгрузки и увеличением продолжительности простоя самосвальных средств.

Известные [8-10] принципы возможного улучшения динамических показателей в системах авто-

матического управления основаны на введении корректирующих сигналов, пропорциональных первым производным и интегралам от изменения сигналов управления. Известны также технические решения по усовершенствованию гидропривода механизма подъема кузова с использованием устройств дифференцирования, интегрирования, вычитания и суммирования формируемых ими корректирующих сигналов. Однако, недостатком их является сложность конструкции и увеличенные габаритные размеры, обусловленные наличием в них суммирующего рычажного механизма и зубчатой передачи обратной связи. Такой же недостаток имеет и гидропривод [13] с последовательным присоединением к гидроцилиндру распределителя потоков. Разработка компактного гидропривода с улучшенными динамическими показателями переходных процессов подъема и опускания кузова дала бы возможность, с уменьшением габаритных размеров, повысить производительность и эффективность использования всех видов самосвальных средств.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Усовершенствование конструкции гидропривода подъемных механизмов и выявления возможности автоматического управления его режимами подъема и опускания кузова самосвального средства.

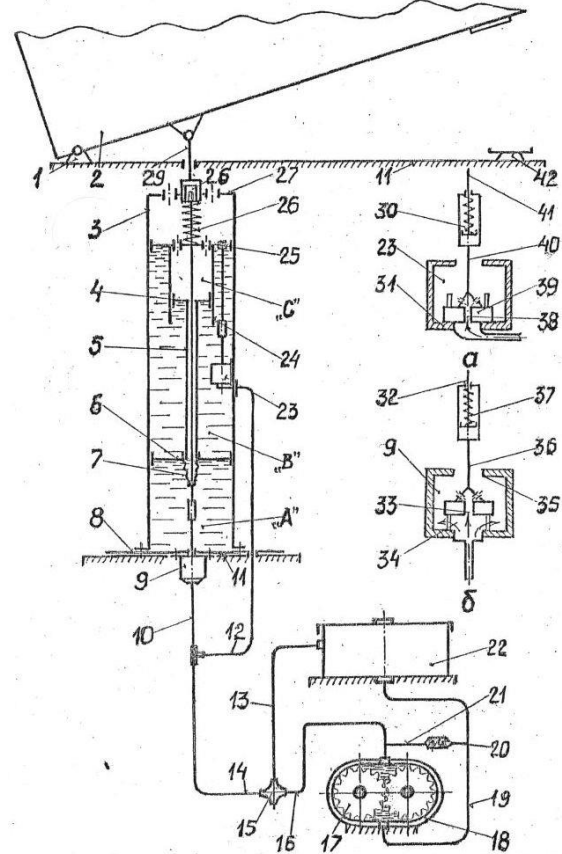
### ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Разработанный гидропривод с функционально возможным гидравлическим интегрированием, дифференцированием, вычитанием и суммированием выходных сигналов управление с непосредственными обратными связями его выходной тяги с дозаторами потока [14-19].

На рис.1 представлена схема гидропривода механизма подъема, который содержит корпус 3, укрепленный на раме 11 с установленными внутри подпружиненным первым поршнем 25 связанным через шток 29 с кузовом 2, интегро-дифференцирующий блок в составе подвижных соединенных тягой 5 второго 4 и третьего 6 поршней, дозаторы 9, 23 с клапанами 34, 39 соединенными тягами обратных связей с поршнем 25. Полости "А", "В" через дозаторы с насосом 17 могут сообщаться непосредственно и через дроссели, а полость "С" через отверстия – с атмосферой.

В первой фазе подъема масло от насоса 17 через гидролинии 16, 14, 42, дроссель 33 и клапан 34 дозатора 9 будет поступать в полость "А" непосредственно, а в полость "В" – через гидролинии 16, 14, 12 и дроссель 38. Из-за наличия дросселя давление в полости "В" будет повышаться медленнее, чем в полости "А". От чего поршень 6 переместится вверх и через тягу 5 за собой переместит поршень 4, уменьшая пророст давления в полости "В", вследствие этого поршень 25, а через шток 29 кузов 2 получат дополнительное замедление подъема. Итак, в первой фазе подъема, когда силы инерции большие, имеет место вычитание двух перемещений, и результирующее будет состоять из первого, обусловленного изменением давления в полостях "А", "В"

минус второе перемещение, обусловленное скоростью (первой производной) его изменения.



**Рис. 1.** Принципиальная схема гидропривода подъемного механизма кузова самосвала: а – схема первого дозатора; б – схема второго дозатора; 1 – шарнир; 2 – кузов; 3 – корпус; 4, 6, 25 – поршни; 5, 32, 36, 40, 41 – тяги; 7 – чехол; 8 – фланец; 9, 23 – дозаторы; 10, 12, 13, 14, 16, 19, 21 – гидролинии; 11 – рама; 15 – кран; 17 – насос; 18 – источник давления гидропривод; 20, 34, 39 – клапаны; 22 – бак; 24 – направляющая; 26, 30, 37 – пружины; 27 – крышка; 28 – гайка; 29 – шток; 31, 35 – седло; 33, 38 – дроссели; 42 – упор

**Fig. 1.** Schematic diagram of the hydraulic lifting mechanism of the truck: а – diagram of the first dispenser; б – scheme of the second dispenser; 1 – hinge; 2 – body; 3 – body; 4, 6, 25 – pistons; 5, 32, 36, 40, 41 – thrust; 7 – cover; 8 – flange; 9, 23 – feeders; 10, 12, 13, 14, 16, 19, 21 – line; 11 – frame; 15 – valve; 17 – pump; 18 – pressure source to the hydraulic actuator; 20, 34, 39 – valves; 22 – tank; 24 – a guide; 26, 30, 37 – springs; 27 – cover; 28 – nut; 29 – stem; 31 and 35 – seat; 33, 38 – chokes; 42 – emphasis

В конце первой фазы подъема, после преодоления сил инерции, поршень 25 подымится и автоматически переведет гидропривод из режима вычитания перемещения пропорционального скорости изменения давления в режиме его суммирования. Тогда, от действия тяг 40, 41 клапаном 39 будет открываться перепускное отверстие в дозаторе 23, но от действия тяг 36, 37 будет клапаном 34 перекрываться перепускное отверстие в дозаторе 9, и давление в полости "А" будет повышаться медленнее, чем в полости "В". В результате поршень 6 переместится

вниз и через тягу 5 переместит поршень 4, создавая дополнительное увеличение приращения давления в полости "В", вследствие чего поршень 25, а через шток 7 кузов 2 получают дополнительное увеличение подъема. Итак, во второй фазе подъема, когда силы инерции уменьшились, два выходные перемещения суммируются и результирующее будет складываться из первого, обусловленного изменением давления в полостях "А", "В" плюс другое перемещение, обусловленное скоростью (первой производной) его изменения.

После разгрузки кузова гидропривод в обратном порядке автоматически обеспечит сначала быстрое, а по мере приближения до упора замедленное его опускание.

Интегро-дифференцирующие возможности автоматического управления режимами подъема и опускания кузова оцениваются по переходным процессам гидропривода. В случае резкого изменения входного давления в первой фазе подъема кузова движение выходного штока и связанных с ним подвижных деталей опишется дифференциальным уравнением обратного апериодического звена первого порядка с передаточной функцией [6,8,9], которая выглядит как:

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

где:  $K_1$  – коэффициент усиления звена;  $T = \frac{V}{c}$  – постоянная времени звена, характеризующая его интегрирующие свойства;  $V$  – коэффициент гидравлического демпфирования;  $c$  – жесткость пружины;  $p = \frac{d}{dt}$  – оператор в преобразовании Лапласа.

Движение усилительного звена описывается алгебраическим уравнением, передаточная функция которого выглядит как:

$$W'_{yc}(p) = K_2, \quad (2)$$

где:  $K_2$  – коэффициент усиления звена.

Из полученных выражений (1, 2) следует, что гидропривод в первой фазе переходного процесса является интегрирующим динамическим звеном, образованным параллельным соединением апериодического звена первого порядка и усилительного звена [8-9]. Структурная схема такого соединения представлена на рис. 2а, с которой передаточная функция образованного звена выглядит как:

$$W'(p) = W'_a(p) + W'_{yc}(p) = K \frac{T_1 p - 1}{T p - 1}, \quad (3)$$

где:  $K = K_1 + K_2$  – общий коэффициент усиления звена;  $T_1 = \frac{K_2 T}{K_1 + K_2}$  – постоянная времени образованного звена, которая характеризует его интегрирующие свойства.

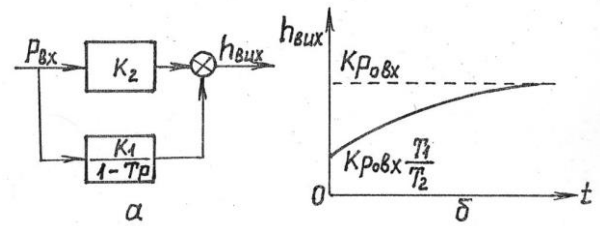


Рис. 2. Образование интегрирующего звена: а – структурная схема; б – переходный процесс

Fig. 2. Education integrating factor: a – structural diagram; b – transition

Дифференциальное уравнение движения образованного звена с полученной передаточной функцией выглядит как:

$$\frac{T dh_{\text{вых}}}{dt} - h_{\text{вых}} = K \left[ T_1 \frac{dp_{\text{вх}}}{dt} - p_{\text{вх}} \right], \quad (4)$$

где:  $h_{\text{вых}}$  – перемещение выходного штока;  $p_{\text{вх}}$  – давление на входе гидропривода подъемного механизма.

Характер переходного процесса интегро-дифференцирующего звена с преобладающими свойствами интегрирующего при скачкообразном изменении входного давления на  $p_{0\text{вх}}$  выглядит как:

$$h_{\text{вых}} = K p_{0\text{вх}} \left[ 1 + \left( \frac{T_1}{T} - 1 \right) e^{\frac{t}{T}} \right]. \quad (5)$$

и представленный на рис. 2 б.

Во второй фазе переходного процесса в гидроприводе подъемного механизма происходит обратное взаимодействие входных давлений. При этом передаточные функции составных динамических звеньев представляются как:

– апериодического первого порядка:

$$W''_a(p) = \frac{K_1}{1 + Tp}, \quad (6)$$

и усилительного:

$$W''_{yc} = K_2. \quad (7)$$

А образованное их параллельным соединением динамическое звено является дифференцирующим, структурная схема которого изображена на рис.3а. Из схемы передаточная функция этого звена выглядит как

$$W''(p) = W''_a(p) + W''_{yc}(p) = \frac{T_1 p + 1}{T p + 1}. \quad (8)$$

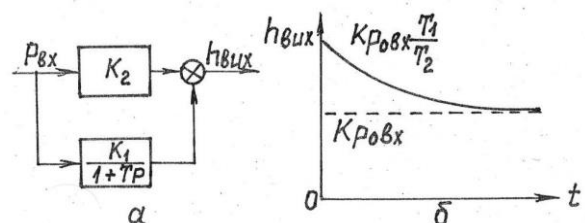


Рис. 3. Образование дифференцирующего звена: а – структурная схема; б – переходный процесс

Fig. 3. Education differentiating link: a – structural diagram; b – transition

Полученной передаточной функции дифференциальное уравнение движения звена выглядит как:

$$\frac{T dh_{\text{вых}}}{dt} + h_{\text{вых}} = K \left[ T_1 \frac{dp_{\text{вх}}}{dt} + p_{\text{вх}} \right]. \quad (9)$$

Выражение (9) является дифференциальным уравнением также интегро-дифференциального звена, которое по своим динамическим свойствам больше приближается к дифференцирующему звену, переходный процесс которого выглядит как:

$$h_{\text{вых}} = K p_{0\text{вх}} \left[ 1 + \left( \frac{T_1}{T} + 1 \right) e^{-\frac{t}{T}} \right], \quad (10)$$

а графически представлен на рис. 3б.

Общая передаточная функция усовершенствованного гидропривода с двухфазным переходным процессом подъема и опускания кузова самосвала выглядит как:

$$W(p) = K \frac{(T_1 p - 1)(T p + 1)}{(T p - 1)(T p + 1)}. \quad (11)$$

Таким образом, полученное выражение является передаточной функцией гидропривода подъемного механизма как интегро-дифференцирующего динамического звена с комбинированными свойствами, которые зависят от относительных величин  $T$ ,  $T_1$  и  $K$ .

## ВЫВОДЫ

1. Для улучшения динамических показателей переходного процесса гидропривода подъемного механизма кузова самосвала необходимо в закон управления дополнительно вводить корректирующий сигнал, пропорциональный скорости изменения входного давления, при этом в первой фазе подъема кузова ее отнимать, а во второй фазе - добавлять к основному сигналу, пропорциональному изменению входного давления.

2. Корректирующий сигнал формировать путем привлечения комбинированного интегро-дифференцирующего звена с преобладающими интегрирующими свойствами в первой фазе и дифференцирующими - во второй фазе переходного процесса подъема кузова.

3. Автоматическую перенастройку комбинированного звена с режима интегрирования на режим дифференцирования и наоборот осуществлять по выходным сигналам гидропривода, действием на перепускные клапаны дозаторов, которые кинематически должны быть связаны с выходным штоком и кузовом самосвала.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Анохин В. И. 1964.** Отечественные автомобили / В. И. Анохин. - Москва: Машиностроение. - 780.
2. **Михайловский Е. В. 1967.** Автомобили / Е.В. Михайловский, К. Б. Серебряков. - Москва: Машиностроение. - 372.
3. **Гуревич А. М. 1974.** Тракторы и автомобили / А. М. Гуревич, Е. М. Сорокин. - М: Колос. -

- 400.
4. **Краткий автомобильный справочник. 1984.** - Москва: Транспорт. - 320.
5. **Родичев В.А. 1987.** Тракторы и автомобили / В.А. Родичев, Г.И. Родичева. - Москва: Агропромиздат. - 352.
6. **Васильев Д.В. 1967.** Системы автоматического управления / Д.В. Васильев, В.Г. Чуич. - Москва: Высшая школа. - 419.
7. **Гамынин Н.С. 1972.** Гидравлический привод систем управления / Н. С. Гамынин. - Москва: Машиностроение. - 376.
8. **Бабаков Н.А., Воронов А.А., Воронова А.А. 1977.** Теория автоматического управления: Учеб. для ТЗЗ вузов по спец. «Автоматика и телемеханика». В 2-х ч. Ч. I. Теория линейных систем автоматического управления. - Москва: Высшая школа. - 303.
9. **Иващенко И.И. 1978.** Автоматическое регулирование. Теория и элементы систем / И. И. Иващенко. - Москва: Машиностроение. - 736.
10. **Гамынин Н.С. 1979.** Динамика быстродействующего гидравлического привода / Н. С. Гамынин, Ю. К. Жданов, А. Л. Климашин. - Москва. - 80.
11. Пат. 48451 Украина, МПК В 60 S 9/00. Устройство для подъема самосвального кузова / **А.М. Божок, В.А. Мельник.** - заявитель **А.М. Божок, В.А. Мельник.** - u2001085593; заяв. 07.08.2001, опубл. 15.08.2002, бюл. №8, 2002 г.
12. Пат. 52894 Украина, МПК В 60 S 9/00. Подъемный механизм самосвального кузова / **В.И. Дуганец, А.М. Божок, В.В. Майсус, Н.А. Венгер, Н.П. Волюнкин.** - заявитель В.И. Дуганец, А.М. Божок, В.В. Майсус, Н.А. Венгер, Н.П. Волюнкин. - u201004004; заяв. 06.04.2010, опубл. 10.09.2010, бюл. №17, 2010 г.
13. Пат. 96008 Украина, МПК В 60 S 9/00. Подъемный механизм самосвального кузова / **А.М. Божок, В.А. Мельник, В.А. Ридкевич.** - заявитель А.М. Божок, В.А. Мельник, В.А. Ридкевич. - u201408993; заяв. 11.08.2014, опубл. 12.01.2015, бюл. №1, 2015 г.
14. Пат. 98601 Украина, МПК В 60 S 9/00. Подъемный механизм кузова самосвального средства / **В.И. Дуганец, А.М. Божок, В.В. Майсус, Н.П. Волюнкин, В.А. Прокопчук, Н.А. Венгер.** - заявители В.И. Дуганец, А.М. Божок, В.В. Майсус, Н.П. Волюнкин, В.А. Прокопчук, Н.А. Венгер. - u201414116; заяв. 29.12.2014, опубл. 27.04.2015, бюл. №8, 2015 г.
15. Пат. 96879 Украина, МПК С 06 С 5/00. Комбинированный интегро-дифференциатор / **А.М. Божок, В.В. Понедилок.** - u201408797; заяв. 04.08.2014, опубл. 25.02.2015, бюл. №4, 2015 г.
16. **Крассов И.М. 1967.** Гидравлические элементы в системах управления / И. М. Крассов. - Москва: Машиностроение. - 256.
17. **Садовский Б.Д., Прокофьев В.Н., Кутузов В.К. 1972.** Динамика гидропривода. - Москва. - 288.

18. Денисов А.А. 1978. Пневматические и гидравлические устройства автоматики / А.А. Денисов, В. С. Нагорный. – Москва: Высшая школа. – 214.
19. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б., Байбаков О.В. 1982. Гидравлика, гидромашинны и гидроприводы. – Москва: Машиностроение. – 423.
20. Кожевников С.Н., Есипенко Я.Н., Раскин Я.М. 1976. Механизмы. Справочник: 4-е изд., перераб. и доп. – Москва: Машиностроение. – 784.
21. Топчиев Ю.И. 1989. Атлас для проектирования систем автоматического регулирования / Ю. И. Топчиев. – Москва: Машиностроение. – 752.
22. Крайнев А.Ф. 1987. Словарь-справочник по механизмам: 2-е изд., перераб. и доп. / А.Ф. Крайнев. – Москва: Машиностроение. – 560.

#### RESEARCH AND DEVELOPMENT OF HYDRAULIC LIFTING MECHANISM OF THE TRUCK

**Summary.** One of the disadvantages of lifting equipment with modern hydraulic tipper funds are low dynamic performance transient lifting and lowering of the body, due to the underlying principle of management by the extension of cylinder rod only to reject them in oil pressure. This reduces the rate of rise of the body, the intensity of shear loads and slows down the process of unloading, increasing the duration of downtime for unloading, reduces the performance and efficiency of using the dump tools.

To improve the dynamic performance is proposed to introduce a law to control the hydraulic actuator in the first phase of recovery, due to the large inertia of the moving masses and reduce the speed correction signal to the continuous integral, in the second phase, after separation of the body from the metal and increase the speed of ascent – the differential from the change of oil pressure in the hydraulic actuator, and after unloading in

reverse order in the first phase, fast, and as it approaches the stop, the second phase, the slow lowering of the body. For this purpose, the housing of the hydraulic cylinder is connected through the fixed flange with the frame, its upper part is installed first movable piston, which is connected through a spring loaded rod to a midpoint of the body, as in the middle part – a hydraulic totalizer mechanism and integro-differential unit with the second and third movable pistons interconnected by a hollow rod, and the guide of the third piston, with formation of the upper and lower hydraulic cavity, and the cavity is constantly communicated with the atmosphere.

Attached to the first housing, and fixed to the flange of the second dispensers, the bypass valve with axial chokes and stops interacting with the opposite from the seat surface of the dispensers in order to provide feedback valves rods are connected with the first movable piston. Hydraulically driven through the valve control and the brake hose upper cavity may be communicated through the first and the lower cavity through the second dispenser, directly and through chokes.

At the beginning of the first phase of body lift is the subtraction of two movements, that is, its movement will consist of the first, proportional to the pressure change in the lower and upper cylinder cavity, minus the second, is proportional to the rate of change of pressure. At the end of the first phase of the ascent, through a feedback of the first rolling piston with dispensers, hydraulic actuator is automatically switched into the mode of summation integral of the displacement and movement of the body will consist of the sum of the displacements due to a change of pressure in the cylinder and speed of its change.

After unloading the body of the hydraulic actuator will automatically provide first rapidly and is approaching to stop him for a slow lowering. Hydraulic drive for improving sheet dynamics and will provide optimum character of the transient process of lifting and lowering the truck body.

**Key words:** dispenser, throttle, phase, gain, time constant, aperiodic link, amplifying circuit, integro-differential link.