

hydraulic vehicles / N. F. Metlyuk, V. P. Avtushko // М.: М.: Mechanical engineering, 1980. – 231 p.

8. Tractors. Types and testing programs: GOST 25836-83. – Moscow : IPK Publishing House of Standards, 2003.

9. Grebennikova, I. V. Methods of mathematical processing of experimental data : an educational and methodical manual / I. V. Grebennikova // Ural University Publishing House, Yekaterinburg. – 2015. – 124 p.

10. Pneumatic brake system drives of motor vehicles. Technical requirements: GOST 4364-81. – Moscow : Standartinform, 2006.

11. Tractors and self-propelled agricultural machines. General safety requirements: GOST 12.2.019-2015. – М : Standartinform, 2015.

12. Tractor trains / P. P. Artemyev [et al.]; edited by V. V. Guskov. – Moscow: М.: Mechanical engineering, 1982. – 181 p.

УДК 629.114

ЕРМИЛОВ С. В., ст. преп.

E-mail: gpa\_atf@bntu.by

ЖИЛЕВИЧ М. И., канд. техн. наук, доц.

Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 25.08.2023

## **МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МОДУЛЯТОРА ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА С ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ СИСТЕМОЙ**

*Применение различных методов получения математических моделей позволяет значительно сократить сроки на проектно-конструкторские и исследовательские работы в ходе разработки гидравлических приводов.*

*В настоящее время применение мощных персональных компьютеров дает возможность существенно повысить качество получаемых результатов разрабатываемых математических моделей благодаря более детальному описанию процессов, определить структуру разрабатываемого гидравлического привода либо его отдельных элементов и выбрать параметры, оказывающие наибольшее влияние на динамические процессы, протекающие в исследуемом объекте.*

*В данной работе получена математическая модель модулятора антиблокировочной тормозной системы автомобиля особо большой грузоподъемности, представленного в виде системы с сосредоточенными параметрами.*

*Также в работе рассмотрены основные методы составления математических моделей гидроприводов и проанализированы работы, посвященные разработке различных математических моделей, позволяющих описать гидравлический привод с различной степенью точности, что дает возможность выбрать наиболее рациональный способ составления математической модели модулятора гидравлической антиблокировочной тормозной системы автомобиля особо большой грузоподъемности с учетом принятых допущений.*

*Решение системы дифференциальных уравнений, описывающих полученную математическую модель, при помощи численных методов или различных специализированных программных сред, например, таких как Matlab с расширением Simulink, в дальнейшем позволяет исследовать влияние внутренних параметров на динамические процессы в предложенном модуляторе гидравлической антиблокировочной системы и выбрать их наиболее оптимальные значения.*

**Ключевые слова:** математическая модель, модулятор, антиблокировочная система, гидропривод, автомобиль особо большой грузоподъемности.

## Введение

Гидравлические тормозные приводы являются нелинейными системами, переходные процессы в которых описываются линейными и нелинейными дифференциальными уравнениями. Нелинейность обусловлена рядом факторов: податливостью рабочей жидкости и гидравлического контура в целом; непостоянством внешней нагрузки, потерями давления в магистралях и аппаратах привода и т. д.

При исследовании динамики гидропривода принимают ряд допущений. Например, постоянные свойства жидкости (несжимаемая, невязкая, с постоянной упругостью), режим ее течения жидкости (только ламинарный либо только турбулентный) и т. д. Упростить расчеты позволяют приближенные зависимости, полученные на основании уравнений Навье-Стокса, Бернулли и др.

Применение математического моделирования делает возможным описать математическими выражениями как отдельные элементы гидропривода, так и привод целиком и изучить поведение исследуемого объекта. Полученные системы уравнений решаются либо численными методами, либо с применением специализированного программного обеспечения.

## Анализ публикаций

Некоторые методы составления математических моделей гидравлического привода рассмотрены в работах [1–12].

Методы, предложенные в [1; 2], ориентированы на конструкторские отделы, занимающиеся разработкой гидроприводов, но их использование на практике затруднительно, из-за необходимости применения дополнительного высокоточного оборудования, с целью определения параметров, описание которых отсутствует в технической документации.

В [3–5] допущения принятые в ходе составления математических моделей упрощают систему уравнений до линейных зависимостей, что позволяет исследовать частные случаи поведения привода.

В работах [6–8] составлены подробные математические модели гидравлических приводов с учетом протекающих в них физических процессов (магнитный гистерезис, переменную индукцию, воздействие гидродинамических сил на элементы гидропривода и прочее). Они имеют высокую точность, однако применение внесистемных единиц существенно ограничивает применение таких математических моделей.

В работах [9; 10] представлена математиче-

ская модель золотникового распределителя с подробной методикой определения всех необходимых для расчетов параметров, но без учета характера движения гидроцилиндра

Вопросы исследования динамики и расчета гидравлического тормозного привода автомобилей рассмотрены в работах [11; 12].

## Цель и постановка задачи.

Целью данной работы является построение математической модели модулятора гидравлической антиблокировочной системы (АБС) тормозного привода автомобиля особо большой грузоподъемности, позволяющую в дальнейшем исследовать ее динамические характеристики. Так как составление математической модели модулятора может быть реализовано различными способами необходимо выбрать наиболее рациональную методику, позволяющую получить относительно простую и адекватную модель.

## Основные методы составления математических моделей гидроприводов

В зависимости от принятых допущений выделяют два основных метода составления математических моделей гидравлических приводов [15].

В соответствии с первым методом жидкость представляется как система с распределенными параметрами. Изменения давления и расхода в трубопроводе постоянного сечения при невязкой сжимаемой жидкости определяют при помощи волновых уравнений:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{\rho}{f} \cdot \frac{\partial Q}{\partial t}; \quad \frac{\partial p}{\partial t} = -\frac{E}{f} \frac{\partial Q}{\partial x}, \quad (1)$$

где  $p$  и  $Q$  – давление и расход рабочей жидкости соответственно;

$t$  – время;

$x$  – координата вдоль оси трубопровода;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости;

$E$  – модуль объемной упругости жидкости;

$f$  – площадь проходного сечения трубопровода.

Телеграфные уравнения давления и расхода [15; 16] позволяют учесть вязкость жидкости при неустановившемся движении и записываются в виде:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{\rho}{f} \cdot \left( \frac{\partial Q}{\partial t} + 2 \cdot \zeta \cdot Q \right); \quad \frac{\partial p}{\partial t} = -\frac{E}{f} \frac{\partial Q}{\partial x}, \quad (2)$$

где  $\zeta$  – коэффициент гидравлического сопротивления трубопровода.

Математические модели гидроприводов, составленные по данной методике, позволяют исследовать высокочастотные движения поршня и волновые процессы в трубопроводах большой длины.

Главным недостатком метода является сложная форма записи результирующей системы дифференциальных уравнений в частных производных, описывающих математическую модель, и сложный математический аппарат необходимый при ее решении.

При использовании второго метода гидропривод заменяется динамической схемой и рассматривают как систему с сосредоточенными параметрами. При расчетах для большинства динамических схем гидроприводов могут быть приняты следующие допущения: жидкость является однородной и ее свойства не изменяются во время переходного процесса, отсутствуют утечки и кавитация, потери давления не зависят от нестационарности потока рабочей жидкости. Также могут не учитываться сжимаемость жидкости, силы трения, потери в сливных магистралях.

Как правило, при составлении системы уравнений, описывающих физические процессы в гидроприводе, используют три основных типа выражений:

– уравнения баланса мгновенных объемных расходов в узловых точках расчетной схемы;

– дифференциальные уравнения движения подвижных элементов гидропривода под действием приложенных сил и моментов;

– дифференциальные уравнения движения рабочей жидкости в элементах гидропривода.

Для  $i$ -го узла уравнение расходов с учетом сжимаемости жидкости имеет вид:

$$\sum Q_{\text{вх } i} = \sum Q_{\text{вых } i} + Q_{\text{д } i},$$

где  $\sum Q_{\text{вх } i}$  – сумма входящих расходов в  $i$ -ый узел;

$\sum Q_{\text{вых } i}$  – сумма выходящих расходов из  $i$ -ого узла;

$Q_{\text{д } i}$  – расход на деформацию жидкости, сосредоточенной в  $i$ -ом узле.

Расход на деформацию жидкости может быть определен по формуле:

$$Q_{\text{д } i} = V_i \cdot \psi(p_i) \cdot \frac{dp_i}{dt},$$

где  $V_i$  – объем жидкости, сосредоточенной в  $i$ -ом узле;

$\psi(p_i)$  – коэффициент податливости жидкости;

$p_i$  – давление в  $i$ -м узле.

Зависимости для определения  $\psi(p_i)$  приведены в [15; 17; 18]. Наиболее простым для расчетов можно принять:

$$\psi(p_i) = \frac{1}{(E_{a0} + a_p \cdot p_i)},$$

где  $E_{a0}$  – адиабатический модуль объемной упругости жидкости;

$a_p$  – коэффициент, учитывающий влияние давления.

Уравнения движения рабочей жидкости составляются на основе баланса давлений для  $k$ -го участка гидроцепи:

$$P_{\text{вх } k} = P_{\text{вых } k} + \Delta P_k,$$

где  $P_{\text{вх } k}$ ,  $P_{\text{вых } k}$  – соответственно давления на входе и выходе участка гидроцепи;

$\Delta P_k$  – потери энергии движущейся вязкой жидкости на рассматриваемом участке гидроцепи.

Выделяют три основных вида потерь давления: по длине ( $\Delta P_{lk}$ ), местные ( $\Delta P_{mk}$ ) и инерционные ( $\Delta P_{jk}$ ), которые могут быть определены по формулам:

$$\Delta P_{lk} = \frac{27,5 \cdot \rho \cdot \nu \cdot l_k}{f_k} \frac{dx_k}{dt} + \frac{0,443 \cdot k_{\varepsilon k} \cdot \rho \cdot l_k}{\sqrt{f_k}} \cdot \left( \frac{dx_k}{dt} \right)^2,$$

$$\Delta P_{mk} = \frac{1}{2} \cdot \zeta_k \rho \cdot \left( \frac{dx_k}{dt} \right)^2; \quad \Delta P_{jk} = \rho \cdot l_k \cdot \left( \frac{dx_k}{dt} \right)^2,$$

где  $\rho$ ,  $\nu$  – плотность и кинематическая вязкость рабочей жидкости;

$l_k$ ,  $f_k$  – длина и площадь сечения участка трубопровода;

$k_{\varepsilon k}$ ,  $\zeta_k$  – коэффициент, зависящий от относительной шероховатости внутренних стенок трубопровода и коэффициент местного сопротивления;

$x_k$  – перемещение столба жидкости на участке.

Дифференциальные уравнения движения, отражающие равновесие движущегося элемента под действием приложенных сил (моментов). Для поступательно-движущихся элементов

$$m \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} = P_A - P_C,$$

где  $m$  – приведенная к подвижному элементу масса;

$x$  – перемещение подвижного элемента;

$P_A$  – сумма активных сил;

$P_C$  – сумма сил сопротивления.

Для элементов, совершающих вращательное движение,

$$J \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = M_A - M_C,$$

где  $J$  – приведенный момент инерции массы вращающихся частей;

$\varphi$  – угол поворота подвижного элемента;

$M_A$  – сумма моментов активных сил;

$M_C$  – сумма моментов сил сопротивления.

В общем случае приведенная к подвижному элементу масса включает сумму масс механических подвижных элементов и рабочей жидкости, заключенной в магистралях гидравлического привода на рассматриваемом участке.

После математических преобразований конечную модель приводят к замкнутой системе дифференциальных уравнений, решаемой численными методами, например, методом Рунге-Кутты четвертого порядка.

В настоящее время для моделирования гидроприводов разработаны различные программные продукты.

Среда моделирования *DSHplus* фирмы *Fluidon* [19] позволяет выполнять динамические расчеты сложных гидравлических систем. В среде *DSHplus* возможна связь с другими программными пакетами. В ходе работы программы на дисплее в режиме реального времени отображается анимация подвижных элементов системы (золотников распределителей, запорных элементов клапанов, штоков гидроцилиндров и пр.) и изменение давления в узловых точках разрабатываемой системы, что позволяет непрерывно контролировать работоспособность модели и оперативно ее корректировать. Для автоматизации моделирования имеются дополнительные библиотеки, загружаемые через Интернет.

Пакет *Matlab* с расширением *Simulink* [20] позволяет смоделировать как линеаризованную, так и нелинейную систему автоматического управления и оперативно получить ее переходные процессы. Пользовательский интерфейс позволяет составить модель на основании готовых блоков, извлекаемых из библиотеки данных на рабочее поле, где между элементами устанавливаются соответствующие взаимосвязи. При моделировании имеется возможность изменения параметров модели и наблюдения за полученными результатами при помощи цифровых осциллографов.

Пользовательский интерфейс системы *HydroCAD* [21] адаптирован для разработки гидравлических приводов, виртуальные модели которых позволяют отобразить происходящие в них физические процессы и получить на мониторе переходные характеристики всех исследуемых параметров.

В работе [22] разработана методика формализованного моделирования, алгоритм и программа автоматического синтеза динамической модели гидропривода по его топологии, что позволяет рассчитывать переходные процессы в гидроприводе без специальных знаний в данной области, приблизить решение исследовательских задач к инженерной практике и уменьшить объем экспериментальных исследований при проектировании гидроприводов. В работе описан способ формирования расчетной схемы и способ ее цифрового кодирования. В данный метод включен универсальный алгоритм моделирования типовых входных воздействий изменением проходного сечения гидроаппаратов и давления на входе исследуемого контура. Все коэффициенты в зависимости от структуры гидропривода и его параметров формируются в автоматическом режиме.

#### Математическая модель модулятора АБС

В модуляторах гидравлических тормозных приводов с антиблокировочными системами для регулирования давления в тормозных цилиндрах в качестве исполнительного элемента применяют, как правило, гидрораспределители с электромагнитным управлением. При небольших расходах рабочей жидкости размеры золотниковых пар получаются небольшими, для управления ими не требуются большие усилия, вследствие чего могут применяться серийно выпускаемые электромагниты.

Однако с увеличением расхода рабочей жидкости (например, применительно к тормозным системам автомобилей особо большой грузоподъемности, в частности, БелАЗ) обостранно растут конструктивные размеры золотниковых пар модулятора и их инерционность. Для управления такими золотниками необходимо использовать либо гидроусилители, что снижает быстродействие тормозного привода в целом и не позволяет обеспечить требуемую частоту срабатывания модулятора, либо специальные форсированные электромагниты, обеспечивающие заданные частоту и усилие на толкателе.

Для уменьшения инерционности элементов гидравлического модулятора с целью обеспечения заданного быстродействия антиблокировочной системы автомобиля особо большой

грузоподъемности, предложена схема гидравлического модулятора АБС, в котором параллельно впускному клапану с электромагнитным управлением установлен нормально закрытый клапан с гидравлическим управлением [23]. Схема модулятора представлена на рисунке 1.

Модулятор содержит впускной клапан 1, выполненный в виде двухпозиционного трехлинейного распределителя, нормально закрытый выпускной клапан 4 и нормально закрытый клапан 6 с гидравлическим управлением. Клапаны 1 и 6 установлены параллельно и соединены с линией 2 подачи рабочей жидкости и линией 3 подвода рабочей жидкости к тормозному цилиндру. Выпускной клапан 4 соединен с линией 3 подвода рабочей жидкости к тормозному цилиндру и линией 5 сброса давления. Управление впускным клапаном 1 осуществляется посредством электромагнита 9 и возвратной пружины 10, управление выпускным – посредством электромагнита 11 и возвратной пружины 12. Давление в линиях 7 и 8 управляет клапаном 6, пружина 13 обеспечивает возврат клапана 6 в исходное положение.

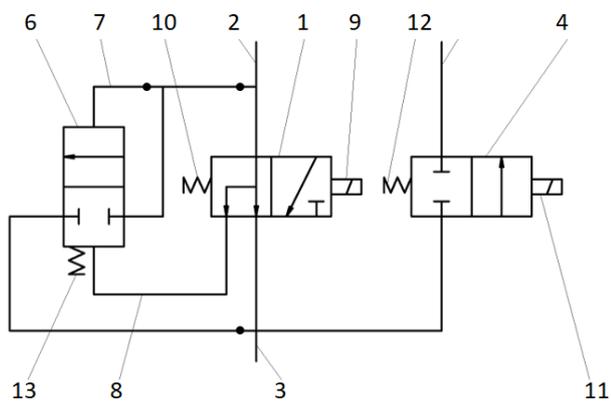


Рисунок 1 – Гидравлический модулятор автомобиля особо большой грузоподъемности

Работа модулятора описана в [24; 25].

На рисунке 2 приведена динамическая схема предлагаемого гидравлического модулятора для гидравлической тормозной антиблокировочной системы автомобиля особо большой грузоподъемности.

Составим уравнения балансов расходов жидкости в узлах для описания связи между параметрами жидкости на смежных участках, используя методику, предложенную в [15].

В расчетной схеме (рисунок 2) имеются следующие узлы с разделением потока:

- узел  $Y_1$  – разделение потока жидкости, входящего в модулятор, на основной и вспомогательный;
- узел  $Y_3$  – разделение потока на выходе из модулятора на сливной (идущий к сливному

клапану  $P_2$ ) и рабочий (идущий к исполнительному гидроцилиндру). Так же в данном узле происходит объединение основного и вспомогательного потоков рабочей жидкости.

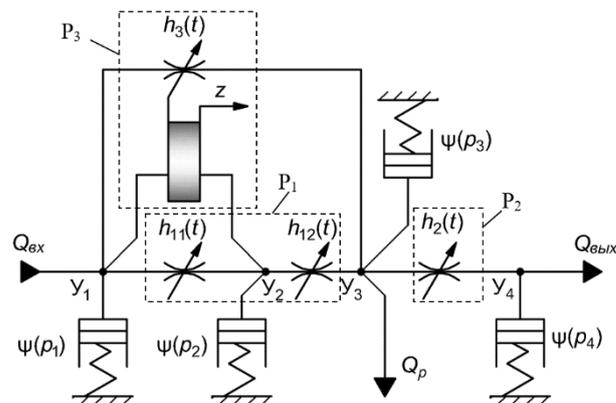


Рисунок 2 – Динамическая схема модулятора автомобиля особо большой грузоподъемности

Узлы без разделения потока:

- узел  $Y_2$  описывает поток рабочей жидкости, проходящей через основной клапан  $P_1$ , где вход и выход – соответственно расходы через впускное и выпускное окна;
- в узле  $Y_4$  входным является расход клапана  $P_2$ , а выходным – поток жидкости, идущей на слив.

Все рассмотренные узлы учитывают сжимаемость сосредоточенного в них объема жидкости.

Запишем уравнения балансов расходов жидкости в узлах.

Узел  $Y_1$ :

$$Q_{вх} - \mu \cdot \pi \cdot d_{p1} \cdot h_{11}(t) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho}} - \mu \cdot \pi \cdot d_{p3} \cdot h_3(t) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_3)}{\rho}} - \frac{V_1}{E_{a0} + a_p \cdot p_1} \cdot \frac{dp_1}{dt} = 0, \quad (1)$$

где  $Q_{вх}$  – расход жидкости на входе в модулятор;  
 $\mu$  – коэффициент расхода золотникового распределителя;

$d_{pi}$  – диаметр золотника  $i$ -го распределителя ( $i = 1, 3$ );

$h_{11}(t)$  – закон перемещения золотника распределителя  $P_1$ , влияющий на площадь входного отверстия  $P_1$ ;

$h_3(t)$  – закон перемещения золотника распределителя  $P_3$ ;

$p_i$  – давление в  $i$ -ом узле ( $i = 1, 2, 3$ );

$V_1$  – объем жидкости, сосредоточенный в узле  $Y_1$ .

Узел  $У_2$ :

$$\begin{aligned} & \mu \cdot \pi \cdot d_{p1} \cdot h_{11}(t) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho}} - \\ & - \mu \cdot \pi \cdot d_{p1} \cdot h_{12}(t) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_2 - p_3)}{\rho}} - \\ & - \frac{V_2}{E_{a0} + a_p \cdot p_2} \cdot \frac{dp_2}{dt} = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} & \mu \cdot \pi \cdot d_{p1} \cdot h_{11}(t) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho}} + \mu \cdot \pi \cdot d_{p3} \cdot h_3(t) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_3)}{\rho}} - \\ & - Q_{ГЦ} - \mu \cdot \pi \cdot d_{p2} \cdot h_2(t) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_3 - p_4)}{\rho}} - \frac{V_3}{E_{a0} + a_p \cdot p_3} \cdot \frac{dp_3}{dt} = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

где  $Q_{ГЦ}$  – расход жидкости в идущей к исполнительному гидроцилиндру;  
 $d_{p2}$  – диаметр золотника второго распределителя;  
 $h_2(t)$  – закон перемещения золотника распределителя  $P_2$ ;  
 $V_3$  – объем жидкости, сосредоточенный в узле  $У_3$ .

Узел  $У_4$ :

$$\begin{aligned} & \mu \cdot \pi \cdot d_{p2} \cdot h_2(t) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_3 - p_4)}{\rho}} - Q_{вых} - \\ & - \frac{V_4}{E_{a0} + a_p \cdot p_4} \cdot \frac{dp_4}{dt} = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

где  $Q_{вых}$  – расход жидкости, идущей на слив;  
 $V_4$  – объем жидкости, сосредоточенный в узле  $У_4$ .

Уравнение движения золотника клапана  $P_3$  формируется на основе равновесия движущегося элемента под действием приложенных сил.

$$m_{зол3} \cdot \frac{d^2 z}{dt^2} = P_{Азол3} - P_{Сзол3},$$

где  $m_{зол3}$  – масса золотника распределителя  $P_3$ ;  
 $z$  – перемещение золотника распределителя  $P_3$ ;

$P_{Азол3}$  – активная сила, действующая на золотник клапана  $P_3$ ;

$P_{Сзол3}$  – силы сопротивления, действующие на золотник клапана  $P_3$ .

Активной силой, приводящей золотник в движение, является сила давления:

$$P_{Азол3} = (p_1 - p_2) \cdot f_{зол3},$$

где  $f_{зол3}$  – площадь торца золотника клапана  $P_3$ .

где  $h_{12}(t)$  – закон перемещения золотника распределителя  $P_1$ , влияющий на площадь выходного отверстия  $P_1$ ;

$V_2$  – объем жидкости, сосредоточенный в узле  $У_2$ .

При описании уравнений балансов расходов в узлах  $У_1$  и  $У_2$  не учитываются расходы рабочей жидкости в управляющих золотником вспомогательного клапана  $P_3$  линиях, т. к. их величина незначительна.

Узел  $У_3$ :

Сила сопротивления описывается выражением:

$$P_{Сзол3} = P_{упр3} + P_{тр.зол3} \cdot \operatorname{sgn} \left( \frac{dz}{dt} \right),$$

где  $P_{упр3}$  – сила упругости возвратной пружины;  
 $P_{тр.зол3}$  – сила трения золотника вспомогательного клапана  $P_3$ .

Сила упругости возвратной пружины:

$$P_{упр3} = C_3 \cdot z,$$

где  $C_3$  – коэффициент упругости возвратной пружины.

Таким образом, конечное выражение, описывающее работу клапана  $P_3$  будет иметь вид:

$$\begin{aligned} & m_{зол} \cdot \frac{d^2 z}{dt^2} = (p_1 - p_2) \cdot f_{зол3} - \\ & - \left( C_3 \cdot z + P_{тр.зол3} \cdot \operatorname{sgn} \left( \frac{dz}{dt} \right) \right) \end{aligned} \quad (5)$$

Конечная система включает уравнения (1–5). Решение системы может быть выполнено численными методами.

### Заключение

Рассмотрены основные методы составления математических моделей гидравлических приводов. Разработана математическая модель

модулятора гидравлической антиблокировочной системы тормозного привода автомобиля особо большой грузоподъемности, позволяющая проверить работоспособность предлагаемого схемного решения модулятора АБС.

## Литература

1. Объемный гидропривод и гидропневмоавтоматика / Аврунин Г. А., [и др.] – Харьков: ХНАДУ, 2008. – 412 с.

2. Башта, Т. М. Машиностроительная гидравлика / Т. М. Башта. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.

3. Gray, J. Parameter Identification for Electrohydraulic Valvetrain Systems / J. Gray, M. Krstic, N. Chaturvedi // *J. of Dynamic Systems. Measurement and Control*. – 2011. – № 6. – P. 157–162.

4. Mintsas, H. A. Feedback Linearization-Based Position Control of an Electrohydraulic Servo System With Supply Pressure Uncertainty / H. A. Mintsas, R. Venugopal, J. P. Kenne, C. Belleau // *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. – 2012. – № 4. – P. 1092–1099.

5. Ferreira, J. A. Hybrid models for hardware-in-the-loop simulation of hydraulic systems. Part 1: theory / J. A. Ferreira, F. G. Almeida, M. R. Quintas, J. P. Estima de Oliveira // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*. – 2004. – Vol. 218. – № 6. – P. 465–474.

6. Pohl, J. Modelling and validation of a fast switching valve intended for combustion engine valve trains / J. Pohl, M. Sethson, P. Krus, J. O. Palmberg // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*. – 2002. – Vol. 216. – № 2. – С. 105–116.

7. Боровин, Г. К. Моделирование динамики гидропривода ноги шагающей машины / Г. К. Боровин, А. В. Костюк // *Препринты Института прикладной математики им. М. В. Келдыша РАН*. – 2002. – С. 8–28.

8. Боровин, Г. К. Моделирование гидравлической системы экзоскелетона / Г. К. Боровин, А. В. Костюк, Д. Сит, В. В. Ястребов // *Математическое моделирование*. – 2006. – № 10. – С. 39–54.

9. Арановский, С. В. Моделирование и идентификация динамики золотникового гидрораспределителя. Часть I. Моделирование / С. В. Арановский, Л. Б. Фрейдович, Л. В. Никифорова, А. А. Лосенков // *Изв. вузов. Приборостроение*. – 2013. – Т. 56. – № 4. – С. 52–56.

10. Арановский, С. В. Моделирование и идентификация динамики золотникового гидрораспределителя. Часть II. Идентификация / С. В. Арановский, Л. Б. Фрейдович, Л. В. Ни-

кифорова, А. А. Лосенков // *Изв. вузов. Приборостроение*. – 2013. – Т. 56. – № 4. – С. 57–60.

11. Автушко, В. П. Исследование динамики пневмогидравлического тормозного привода автомобилей и автопоездов : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / В. П. Автушко ; БПИ. – Мн.: 1972. – 23 с.

12. Балакин, В. Д. Аналитическое исследование торможения колеса с противоблокировочным устройством / В. Д. Балакин, М. А. Петров // *Автомобильная промышленность* – 1965. – № 11. – С. 17–20.

13. Булгаков, Н. А. Исследование взаимодействия автомобиля с дорогой в процессе торможения : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Н. А. Балакин – Харьк. автомоб.-дор. ин-т – Харьков: 1973. – 28 с.

14. Капустин, В. В. Исследование динамики и обоснование параметров модулятора противоблокировочного устройства гидравлического тормозного привода большегрузных автомобилей : дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / В. В. Капустин – Минск, 1977. – 239 с.

15. Метлюк, Н. Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко – М. : Машиностроение, 1980. – 231 с.

16. Левитский, Н. И. Расчет управляющих устройств для торможения гидроприводов / Н. И. Левитский, Е. А. Цуханова – М.: Машиностроение, 1971. – 321 с.

17. Колебания элементов аксиально-поршневых гидромашин / К. В. Фролов [и др.]; под ред. К. В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.

18. Кондаков, Л. А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем / Л. А. Кондаков. – М.: Машиностроение, 1982. – 216 с.

19. Fluidon [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://fluidon.com/en>. – Дата доступа: 22.09.2023.

20. Simulink [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.mathworks.com/products/simulink.html>. – Дата доступа: 22.09.2023.

21. HydroCad [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.hydrocad.net/>. – Дата доступа: 22.09.2023.

22. Жилевич, М. И. Обоснование параметров встроенной системы диагностирования объединенного гидропривода для повышения безопасности и эффективности карьерных самосвалов БелАЗ : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / М. И. Жилевич; БНТУ – Минск, 2006. – 249 с.

23. Гидравлический модулятор для тормозной системы транспортного средства : пат ВУ 19812 С1 / М. И. Жилевич, С. В. Ермилов. – Оpubл. 28.02.2016

24. Модулятор гидравлического тормозного привода с большим расходом рабочей жидкости / М. И. Жилевич [и др.] // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета : сб. науч. тр. / Харьк. нац. автомоб.-дор. ун-т ; редкол.: В. А. Богомолов

(глав. ред.) [и др.]. – Харьков : ХНАДУ, 2016. – Вып. 75. – С. 83–88.

25.. Zhilevich, M., Method of calculating the design parameters of a modulator anti-lock braking system with a high flow of working fluid. / M. Zhilevich, [et al.] // Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport. / ed. P. Czech (editor-in-chief) [et al.]. – The Publishing House of the Silesian University of Technology, 2021. – Vol. 110. – P. 199–210.

UDC 629.114

YERMILOV. SERGEY V., Senior Lecturer  
E-mail: gpa\_atf@bntu.by

ZHYLEVICH Michael I., Ph. D. in Engineering, Associate Professor

Belarussian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

Received 25.08.2023

## MATHEMATICAL MODEL OF THE MODULATOR OF THE BRAKE DRIVE OF A DUMP TRUCK WITH A HYDRAULIC ANTI-LOCK SYSTEM

*The use of various methods for obtaining mathematical models can significantly reduce the time for design and research work during the development of hydraulic drives.*

*Currently, the use of powerful personal computers makes it possible to significantly improve the quality of the results of the mathematical models being developed due to a more detailed description of the processes, determine the structure of the hydraulic drive being developed or its individual elements and select the parameters that have the greatest impact on the dynamic processes occurring in the object under study.*

*In this paper, a mathematical model of the modulator of the anti-lock braking system of a particularly heavy-duty vehicle, presented in the form of a system with concentrated parameters, is obtained.*

*The paper also discusses the main methods of compiling mathematical models of hydraulic drives and analyzes the work devoted to the development of various mathematical models that describe the hydraulic drive with varying degrees of accuracy, which makes it possible to choose the most rational way to compile a mathematical model of the modulator of the hydraulic anti-lock braking system of a particularly heavy-duty vehicle, taking into account the assumptions made.*

*Solving a system of differential equations describing the resulting mathematical model using numerical methods or various specialized software environments, for example, such as Matlab with the Simulink extension, further allows us to investigate the influence of internal parameters on dynamic processes in the proposed hydraulic anti-lock system modulator and select their most optimal values.*

**Keywords:** *mathematical model, modulator, anti-lock system, hydraulic drive, heavy-duty vehicle.*

### References

1. Volumetric hydraulic drive and hydropneumautomatics / Avrunin G. A., [et al.] – Kharkiv: KHNADU, 2008. – 412 p.

2. Bashta, T. M. Machine-building hydraulics / T. M. Bashta. – M.: Mashinostroenie, 1971. – 672 p.

3. Gray, J. Parameter Identification for Electrohydraulic Valvetrain Systems / J. Gray, M. Krstic,

N. Chaturvedi // Dynamic Systems, measurement and Control. – 2011. – № 6. – P. 157–162.

4. Mintsu, H. A. Feedback Linearization-Based Position Control of an Electrohydraulic Servo System With Supply Pressure Uncertainty / H. A. Mintsu, R. Venugopal, J. P. Kenne, C. Belleau // IEEE Transactions on Control Systems Technology. – 2012. – N 4. –P. 1092–1099.