

УДК 629.113.592.6

**БЕРИЛГЕН ПАРАМЕТРЛЕРИ БАР ТОРМОЗДУК  
СИСТЕМАЛАРДЫН ГИДРАВЛИКАЛЫК  
КЫЙМЫЛДАТКЫЧТАРЫН ДИНАМИКАЛЫК  
ЭСЕПТӨӨ**

**ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ  
ПРИВОДОВ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ С  
ЗАДАННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ**

**DYNAMIC CALCULATION OF HYDRAULIC DRIVES  
OF BRAKE SYSTEMS WITH GIVEN PARAMETERS**

*Суюнтбеков И. Э., Нышанбаева А. Б., Кусейинов С. Ж.  
Суюнтбеков И. Э., Нышанбаева А. Б., Кусейинов С. Ж.  
Suyunzbekov I. E., Nyshanbaeva A. B., Kuseyinov S. Zh.*

*Бул изилдөө алдын ала белгиленген параметрлерди эске алуу менен тормоздук системалардын гидравликалык кыймылдаткычтарын динамикалык эсептөөнүн методологиясын иштеп чыгууга арналган. Иштин жүрүшүндө динамикалык жүктөр, тормоздук материалдардын мүнөздөмөлөрү жана системанын геометриялык параметрлери сыяктуу тормоздук механизмдердин натыйжалуулугуна таасир этүүчү негизги факторлор эске алынган. Алынган натыйжалар ар кандай иштөө режимдеринде, анын ичинде критикалык кырдаалдарда жана авариялык тормоздоодо гидравликалык дисктердин жүрүм-турумун болжолдоого жана анализдөөгө мүмкүндүк берет. Ошондой эле алардын ишенимдүүлүгүн жана эффективдүүлүгүн жогорулатуу максатында гидротехникалык системалардын конструкциясын оптималдаштыруу боюнча сунуштар сунушталат. Изилдөө транспорттордун тормоздук системаларын өнүктүрүү жана өркүндөтүү тармагына маанилүү салым болуп саналат, коопсуздуктун жогорулатылган деңгээлин жана аларды эксплуатациялоонун натыйжалуулугун камсыз кылат. Иштелип чыккан методологияны инженердик практикада да, бул багыттагы мындан аркы изилдөөлөрдө да колдонууга болот.*

*Настоящее исследование посвящено разработке методики для динамического расчета гидравлических приводов тормозных систем с учетом заранее заданных параметров. В процессе работы были учтены основные факторы, влияющие на эффективность*

тормозных механизмов, такие как динамические нагрузки, характеристики тормозных материалов и геометрические параметры системы. Полученные результаты позволяют прогнозировать и анализировать поведение гидравлических приводов в различных режимах работы, включая критические ситуации и аварийные торможения. Также предложены рекомендации по оптимизации конструкции гидравлических систем с целью повышения их надежности и эффективности. Исследование представляет собой важный вклад в область разработки и совершенствования тормозных систем транспортных средств, обеспечивая повышенный уровень безопасности и эффективности их эксплуатации. Разработанная методика может быть применена как в инженерной практике, так и в дальнейших исследованиях в данной области.

*This study is devoted to the development of a methodology for the dynamic calculation of hydraulic drives of brake systems, taking into account predetermined parameters. During the work, the main factors influencing the efficiency of brake mechanisms were taken into account, such as dynamic loads, characteristics of brake materials and geometric parameters of the system. The results obtained make it possible to predict and analyze the behavior of hydraulic drives in various operating modes, including critical situations and emergency braking. Recommendations are also offered for optimizing the design of hydraulic systems in order to increase their reliability and efficiency. The study represents an important contribution to the field of development and improvement of vehicle braking systems, providing an increased level of safety and efficiency of their operation. The developed methodology can be applied both in engineering practice and in further research in this area.*

**Негизги сөздөр:** гидравликалык жетек, тормоз системасы, динамикалык эсептөө, параметрлер, гидравликалык эффективдүүлүк, оптималдаштыруу, динамикалык жүрүм-турум, жүк.

**Ключевые слова:** гидравлический привод, тормозная система, динамический расчет, параметры, гидравлическая эффективность, оптимизация, динамическое поведение, нагрузка.

**Key words:** hydraulic drive, brake system, dynamic calculation, parameters, hydraulic efficiency, optimization, dynamic behavior, load.

Эта модель развивается в первую очередь для гидроприводов: относительно длинными трубопроводами. Математическая модель гидропривода может быть получена на основе уравнения Навье-Стокса, уравнения неразрывности течения, уравнения теплового баланса,

уравнения, устанавливающего зависимость вязкости, плотности и модуля объемной упругости жидкости от температуры и давления. К этим уравнениям присоединяются начальные и граничные условия. В общем случае исследуемая система оказывается нелинейной системой и расчет таких динамических систем приводит к значительным трудностям. Поэтому математическую модель можно упростить путем усреднения по сечению потока рабочей среды переменных величин давления, скорости и температуры.

В этом случае уравнение движение вязкой сжимаемой жидкости в упругой цилиндрической трубе круглого сечения принимает вид [1, 2]

$$\frac{\partial V}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\tau_{\text{он}}}{\rho} \quad (1)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -\left( \frac{E_{\text{ж}} \cdot \delta_{\text{т}} \cdot E_{\text{т}}}{E_{\text{т}} \cdot \delta_{\text{т}} + d_{\text{т}} \cdot E_{\text{ж}}} \right) \frac{\partial V}{\partial x} \quad (2)$$

где  $p$  и  $V$  – давление и скорость жидкости;  $t$  – время;  $x$  – координата вдоль оси магистрали;  $\rho$  и  $E_{\text{ж}}$  – плотность и модуль объемной упругости жидкости;  $d_{\text{т}}$ ,  $\delta_{\text{т}}$ ,  $E_{\text{т}}$  – соответственно диаметр, толщина стенки и модуль упругости материала трубопровода.

В уравнении (2) кроме  $p$  и  $V$  входит нестационарное касательное напряжение на стенке  $\tau$  трубы. Для получения замкнутой системы уравнений необходимо связать  $\tau_{\text{он}}$  с  $p$  или с  $V$ .

Величину  $\tau_{\text{он}}$  можно вычислить по известному из гидравлики соотношению:

$$\tau_{\text{он}} = \lambda \frac{\rho \cdot l}{2 \cdot d} V^2 \quad (3)$$

где  $\lambda$  – коэффициент потерь на трение;  $l$  и  $d$  – длина и диаметр трубы.

При ламинарном режиме ( $Re < 2300$ ) величина  $\tau_{\text{он}}$  определяется на основании уравнения Пуазейля:

$$\tau_{\text{он}} = \lambda \frac{8\pi \cdot \nu \cdot \rho \cdot l}{f} V \quad (4)$$

При турбулентном режиме ( $Re \geq 2300$ ):

$$\tau_{\text{он}} = \lambda \frac{0,443 \cdot \rho \cdot l}{f^{1/2}} V^2 \quad (5)$$

Коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  может зависеть от двух безразмерных параметров: числа Рейнольдса  $Re = V \cdot d / \nu$  и относительной шероховатости  $\varepsilon = k / d$ , где  $k$  – коэффициент шероховатости, следовательно  $\lambda = f(Re, k / d)$ .

Первые систематические опыты для выявления характера зависимости  $\lambda$  от числа  $Re$  и  $k/d$  были проведены И. Никурадзе. В результате опытов Никурадзе и других исследователей по сопротивлению трубопроводов были предложены различные эмпирические формулы для определения коэффициента гидравлического трения.

Для гидравлически гладких труб широкое распространение получила формула Блазиуса (для  $2300 < Re < 8000$ )

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25} \quad (6)$$

Применяется также предложенная И. Никурадзе зависимость

$$\lambda = 0,0032 + 0,221 / Re^{0,237} \quad (7)$$

Для вполне шероховатых труб применяется формула Шифринсона:

$$\lambda = 0,11(k / d)^{0,25} \quad (8)$$

А. Д. Альтшуль /45/ предлагает зависимость  $\lambda$  в следующем виде:

$$\lambda = 0,11(k / d + 68 / Re)^{0,25} \quad (9)$$

На пределах эта формула переходит в известные формулы Блазиуса (при  $Re(k/d) < 10$ ) и Шифринсона (при  $Re(k/d) > 500$ ).

Таким образом, для более реального определения коэффициента  $\lambda$  можно использовать приведенные формулы по участкам в зависимости от числа  $Re$ :

$$\lambda = \begin{cases} 64/Re & \text{при } Re \leq 2300 \\ 0,3164/Re^{0,25} & \text{при } 2300 < Re \leq 8000 \\ 0,11(k/d + 68/Re)^{0,25} & \text{при } 8000 < Re \leq 60000 \\ 0,11(k/d)^{0,25} & \text{при } Re < 600000 \end{cases}$$

Такая функциональная зависимость  $\lambda$  позволяет получить точные результаты расчета переходного процесса, однако при этом усложняется дифференциальное уравнение, в связи с чем его необходимо решать по участкам (и решение данного уравнения с учетом применение разностных схем становится проблематичным).

Как показали исследования, проведенные Метлюком Н.Ф. и Автушко В.П. [1] комплексное влияние числа Рейнольдса  $Re$  и относительной шероховатости  $\varepsilon$  магистрали на коэффициент  $\lambda$ , сопротивления трения с достаточной для практических расчетов точностью можно учесть, если аппроксимировать зависимость  $\lambda = f(Re, \varepsilon)$  гиперболической функцией вида

$$\lambda = 70/Re + k_\varepsilon \tag{10}$$

где  $k_\varepsilon$  – коэффициент аппроксимации, значение которого зависит от относительной шероховатости  $\varepsilon$  гидравлических магистралей.

Ниже приведены значения  $k_\varepsilon$ .

$\varepsilon$	0,0001	0,001	0,002	0,005	0,010
$k_\varepsilon$	0,0186	0,022	0,026	0,031	0,038

Тогда значение  $\tau_{он}$  с учетом (9) и (10) определяется по выражению

$$\tau_{он} = 27,5 \frac{v \cdot l \cdot \rho}{f} V + 0,443 \frac{k_\varepsilon \cdot l \cdot \rho}{f^{1/2}} V^2 \tag{11}$$

Выражение (11) дает возможность автоматически учитывать режим течения жидкости в магистрали при любых вариациях параметров гидравлического привода.

Подставляя (11) в уравнение (1) получим:

$$\frac{\partial V}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - 27,5 \frac{v \cdot l}{f} V - 0,443 \frac{k_{\varepsilon} \cdot l}{f^{1/2}} V^2, \quad (12)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -\left( \frac{E_{ж} \cdot \delta_{т} \cdot E_{т}}{E_{т} \cdot \delta_{т} + d_{т} \cdot E_{ж}} \right) \frac{\partial V}{\partial x} \quad (13)$$

или с учетом  $Q = V \cdot f$

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = -\frac{f}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - 27,5 \frac{v \cdot l}{f} Q - 0,443 \frac{k_{\varepsilon} \cdot l}{f^{3/2}} Q^2, \quad (14)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -\left( \frac{E_{ж} \cdot \delta_{т} \cdot E_{т}}{E_{т} \cdot \delta_{т} + d_{т} \cdot E_{ж}} \right) \frac{1}{f} \frac{\partial Q}{\partial x}. \quad (15)$$

Рассмотрим изменения вязкости, плотности и модуля объемной упругости жидкости в зависимости от давления и при постоянной температуре.

Влияние давления на динамическую вязкость жидкости оценивается зависимостью [4, 6]

$$\mu = \mu_0 \cdot e^{b_{cp} - p_0}, \quad (16)$$

где  $\mu$ ,  $\mu_0$  – значение динамической вязкости соответственно при давлениях  $p$  и  $p_0$  МПа;  $b$  – показатель степени, значение которого для минеральных масел изменяется в пределах 0,02...0,03 (нижний предел соответствует высоким температурам).

Изменения плотности определяется по формуле

$$\rho = \rho_0 \sqrt[A_a]{A_a \cdot P + B_a}, \quad (17)$$

где  $\rho_0$  – значение плотности при  $p_0$  и  $T_0$ , где  $A_a$  и  $B_a$  – параметры, зависящие от типа жидкости и ее температуры. Экспери-

ментальные значения параметров  $A_a$  и  $B_a$  при  $20^\circ \leq T \leq 80^\circ$  для различных рабочих жидкостей приведены в [4].

Для ряда минеральных масел [4, 5] модуль объемной упругости можно представить линейной эмпирической зависимостью

$$E_{ж} = A_a \cdot p + B_a, \quad (18)$$

Реальная рабочая жидкость представляет собой двухфазную гидровоздушную смесь. Воздух в этой смеси может находиться в растворенном и нерастворенном состоянии. Растворенный воздух практически не влияет на свойства рабочих жидкостей [1, 2, 5]. Нерастворенный воздух увеличивает податливость гидропривода и обуславливает запаздывание нарастания давления в исполнительных элементах, что оказывает существенное влияние на быстродействие всей системы управления [2, 3]. При динамическом расчете принимается, что количество газовой фазы в гидровоздушной смеси остается постоянным в переходном процессе.

Теоретическое и экспериментальное исследование модуля объемной упругости гидровоздушной смеси приведено в работах [5, 4]. В них в зависимости от принятых допущений получены различные выражения для изотермического и адиабатического модуля. В работе [11] модуль объемной упругости рекомендуется в виде:

$$E_{ж} = \frac{a \cdot (p_0 / p)^{1/n} + (1 - a) \sqrt[n]{(E_{a0} + A_a \cdot p_0) / (E_{a0} + A_a \cdot p)}}{a / (n \cdot p) \cdot (p_0 / p)^{1/n} + (1 - a) / (E_{a0} + A_a \cdot p)} \quad (19)$$

где  $a$  – относительный начальный объем газовой фазы;  $p_0$  и  $p$  – начальное и текущее давление жидкости;  $n$  – показатель политропы.

Рассмотрим участок гидропривода, содержащий длинный трубопровод с емкостью на конце объемом  $W$  (рисунок 1).

В начале трубопровода установлен отсечной золотник, в исходном положении перекрывающий трубопровод; давление перед золотником  $p_0 = \text{const}$ . В результате движения золотника в системе возникает нестационарные процессы. Напишем математическую модель рассматриваемого участка гидропривода.

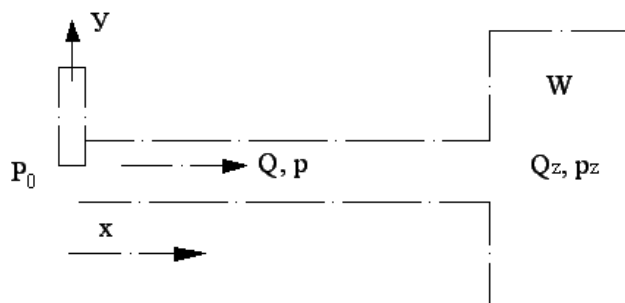


Рисунок 1 – Гидропривод

Движение жидкости в трубопроводе можно описать системой дифференциальных уравнений (14)-(15).

Расход через отсечной золотник определяется зависимостью:

$$Q_3 = \mu_p \cdot f(y) \sqrt{2 \cdot p_0 - p} / \rho \cdot \text{sign}(p_0 - p) \quad (20)$$

где  $f(y)$  – площадь проходного сечения,  $\mu_p$  – коэффициент расхода.

Изменение давления в емкости  $W$  может быть описано уравнением

$$\frac{dp_{ц}}{dt} = \frac{E_{ж}}{W} Q_{ц}, \quad (21)$$

где  $Q_{ц}$  – расход жидкости в емкость;

Начальные и граничные условия для системы уравнений (14)-(21) имеют следующий вид.

Начальные условия:

$$\text{при } t=0; \quad p(x,0) = p_{ц} = 4 \text{ мПа}, \quad Q_3 = Q(x,0) = Q_z = 0, \quad f(y) = 0. \quad (22)$$

Граничные условия:

$$\text{при } x = 0; \quad Q(0,t) = Q_3,$$

$$\text{при } x = l; \quad Q_{ц} = Q(l,t), \quad p(l,t) = p_{ц}. \quad (23)$$

Таким образом, система уравнений (14)-(22), совместно с начальными и граничными условиями (21)-(22) представляет собой математическую модель участка гидропривода.



Для численного решения предложенной математической модели применена модифицированная Берстейном двухслойная схема Лакса-Вендроффа [5]. Условия устойчивости для данной схемы  $\Delta t / \Delta x^2 \leq 0,5$ .

Результаты расчетов при  $l = 5,2$  м,  $d_T = 0,006$  м,  $p_0 = 10$  МПа,  $d_{\text{зол}} = 0,008$  м,  $f_{\text{max}}(y) = 0,0018$  в сравнении с экспериментальными данными [5, 6] и другими методами приведены на рис. 2.

Анализ сравнительных результатов показал, что среднее отклонение результатов, подсчитанное по формуле (в процентах)

$$\sigma = \frac{100}{n} \sum_{i=1}^n \frac{f_T(x_i) - f_0(x_i)}{f_0(x_i)},$$

где  $f_T(x_i)$ ,  $f_0(x_i)$  – теоретические и экспериментальные данные в точках интерполяции;  $n$  – число точек, составляет: по модели с сосредоточенными параметрами – 9,1 %; по методу характеристик – 6,47 %; по предложенной модели с распределенными параметрами – 2,8 %.

Очень важный вопрос при исследовании динамики гидропривода является определение пределов применения моделей.

В статье [5] рассмотрен динамический расчет гидравлического тормозного привода на основе модели с распределенными параметрами и модели с сосредоточенными параметрами. Причем для нестационарного касательного напряжения на стенке  $\tau_{\text{он}}$  выбрана линейная зависимость со скоростью. На основе анализа результатов расчета и сравнение их с экспериментальными данными сделан вывод, что модель с сосредоточенными параметрами дает общую качественную картину низкочастотных колебаний в тормозном приводе и ее можно использовать при расчетах гидравлических тормозных приводов с длиной магистрали до 10 м, исследование привода по предложенной модели позволяет дать количественную оценку как низкочастотных, так и высокочастотных колебаний жидкости и ее можно применять при расчетах гидравлических тормозных приводов с длиной магистрали свыше 10 м.

Проведенные в работе [5] специальные исследования показали, что для гидросистем с длиной магистрали меньше 5 м допустима

модель с сосредоточенными параметрами, выше 5 м данная модель дает большие погрешности и необходима применять модель с распределенными параметрами.

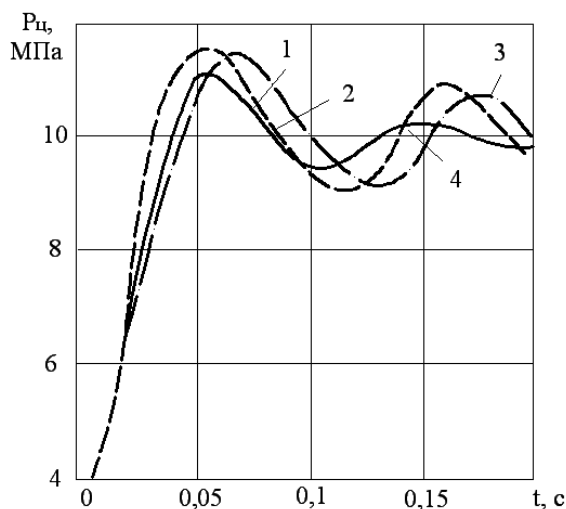


Рисунок 2 – Зависимость изменения давления в емкости:

- 1 – по методу с распределенными параметрами; 2 – по методу с сосредоточенными параметрами; 3 – по методу характеристик;  
4 – экспериментальные данные

Нами также рассмотрен вопрос пределов применимости предложенной модели относительно модели с сосредоточенными параметрами. Исследования показали [5], что предложенную нами модель можно применять в гидравлических приводах с длиной магистрали 3 м и выше.

## Литература

1. Суюнтбеков И. Э. Анализ современных методов управления работоспособностью автотранспортных средств. / Нышанбаева А.Б., Смайылова Ж. Э. / Наука, новые технологии и инновации Кыргызстана. – №5. – 2016 г. – С.44 – 47.
2. Суюнтбеков И.Э. Основные положения экологической безопасности автотранспортных средств / Суюнтбеков И. Э. / Наука и техника Казахстана. – № 4. – 2010 г. – ПГУ им. С. Торайгырова. – Павлодар, 2010г. – С. 81 – 88.
3. Суюнтбеков И. Э. Рекомендации по повышению дорожной и экологической безопасности автотранспортных средств / Суюнтбеков И. Э. / Ежеквартальный научно-практический журнал «Наука и новые технологии». – №4. – Бишкек, 2011 г. – С. 80 – 82.
4. Суюнтбеков И. Э. Нормативно-правовые аспекты повышения экологической безопасности автотранспортных средств / Суюнтбеков И. Э. / Известия вузов. – №5. – Бишкек, 2011. – С. 92– 95.
5. Беднарский В. В. Экологическая безопасность при эксплуатации и ремонте автомобилей / Текст / В. В. Беднарский: Учеб. пособие. – Ростов- н/Д: Феникс, 2003. – 384 с.
6. Бурячко В. Р. Автомобильные двигатели: Рабочие циклы. Показатели и характеристики. Методы повышения энергопреобразования / Текст / В. Р. Бурячко, А. В. Гук. – СПб.: НПИКЦ, 2005. – 292 с.
7. Морозов К. А. Токсичность автомобильных двигателей /Текст/ К. А. Морозов. – М.: Легион-Автодата, 2001. – 80 с.