

УДК 630.3

DOI: 10.15393/j2.art.2018.4021

Статья

Оптимизация параметров гидропривода механизма подъёма манипулятора автосортиментовоза

Петр И. Попиков¹, Александр С. Черных¹, Ирина В. Четверикова^{1,*},
Дмитрий Н. Родионов¹ и Константин А. Меняйлов¹

¹ ФГБОУ ВО Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова, Воронеж, Россия 394087, Воронеж, ул. Тимирязева, 8; E-Mails: popikovpetr@yandex.ru (П. И.); as-umu@mail.ru (А. Ч.); chivles@rambler.ru (И. Ч.); rodionov-dm@bk.ru (Д. Р.); kos_menyailov@mail.ru (К. М.)

* Автор, с которым следует вести переписку; E-Mail: chivles@rambler.ru (И. Ч.);
Tel.: +7(473)2537251.

Получена: 19 декабря 2017 / Принята: 24 декабря 2017 / Опубликовано: 29 декабря 2017

Аннотация: В статье рассмотрены возможности конструктивного усовершенствования гидравлического привода механизма подъёма стреловой группы манипулятора, устанавливаемого на автосортиментовозы. Решена задача оптимизации положения гидроцилиндра стрелы с учётом сил инерции и коэффициента податливости гидропривода. При расчёте использована составленная программа на ЭВМ (свидетельство № 2008613437 РФ). В качестве исходных данных приняты параметры гидропривода манипулятора ЛВ-184А-06, установленного на автомобиль типа КамАЗ. Выявлено, что при выборе оптимального положения гидроцилиндра происходит снижение мгновенного пикового давления в системе с 34 до 20 МПа, а при использовании дополнительного демпфера уменьшается время затухания колебаний, влияющих на производительность гидроманипулятора. Для каждой полости демпфера по рассчитанным давлениям определены действующие на плунжер силы, скорость плунжера и его новое положение с учётом подачи и слива жидкости от гидронасоса при подъёме и опускании стрелы. Проведены компьютерные эксперименты с помощью разработанной программы на ЭВМ (свидетельство № 2009610503 РФ). Получены теоретические зависимости давления рабочей жидкости в штоковой и поршневой полостях гидроцилиндра от времени. Изучены двойные зависимости параметров, которые позволяют определить, как влияет

комбинация различных действующих на гидросистему факторов на эффективность демпфирования. Проведена двухфакторная оптимизация, в результате которой можно сделать вывод о том, что оптимальное значение диаметра дросселирующих каналов демпфера 3,5—4,5 мм. Установлено, что оптимизация положений гидроцилиндров механизма подъема манипулятора автосортиментовоза и параметров предлагаемого дополнительного демпфера позволяет снизить всплески давления рабочей жидкости в поршневой полости гидроцилиндра примерно на 47 %, в штоковой полости — на 25 % и продолжительность переходных процессов при подъеме груза — на 45 %.

Ключевые слова: гидроманипулятор; демпфер; давление; оптимизация; гидроцилиндр; транспортировка.

DOI: 10.15393/j2.art.2018.4021

Article

Optimization of hydraulic parameters of the lifting mechanism of the manipulator of the truck

Petr Popikov¹, Alexander Chernykh¹, Irina Chetverikova^{1,*}, Dmitriy Rodionov¹ and Konstantin Menyailov¹

¹ Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G. F. Morozov, Voronezh, Russia 394087, Voronezh, Timiryazev St., 8; E-Mails: popikovpetr@yandex.ru (P. P.); as-umu@mail.ru (A. Ch.); chivles@rambler.ru (I. Ch.); rodionov-dm@bk.ru (D. R.); kos_menyailov@mail.ru (K. M.)

* Author to whom correspondence should be addressed; E-Mail: chivles@rambler.ru (I. Ch.); Tel.: +7(473)2537251.

Received: 19 December 2017 / Accepted: 24 December 2017 / Published: 29 December 2017

Abstract: The article discusses the possible improvements in the design of a fluid driven lifting gear of a backhoe boom mounted on a forward. The authors have solved the problem of optimizing the position of a hydraulic cylinder of the boom with account of the inertia force and the compliance factor of the hydraulic drive. The calculations were made using the program (certificate No. 2008613437 RF). Parameters of a hydraulic actuator of the manipulator LV-184A-06, mounted on a car of KAMAZ-type were used as the input data. We found that when the hydraulic cylinder takes the optimal position there is a decrease in instantaneous peak pressure in the system from 34 MPa to 20 MPa, and the use of additional damper decreases the decay time of the oscillations that affect the performance of a hydraulic manipulator. For each cavity of the damper according to the calculated pressure we determined forces affecting the plunger, the plunger velocity and its new position taking into account the supply and drain of fluid from the hydraulic pump during boom lifting and lowering movements. Computer experiments were conducted using the developed software (certificate No. 2009610503 RF). Theoretical time dependences of the pressure of the working fluid in the cavities of the rod and piston of the hydraulic cylinder are obtained. Dual dependence parameters are studied, thus allowing us to determine the effect of a combination of different acting on the hydraulic system factors on the damping effectiveness. The conducted two-factor optimization led to the conclusion that the optimum value of the diameter of damper throttling channels is 3.5 to 4.5 mm. It is

established that optimization of the hydraulic cylinders position of the lifting mechanism of the manipulator of the car and the parameters of the proposed additional damper reduces the pressure surges of the working fluid in the piston cavity of the hydraulic cylinder by approximately 47 %, in the cavity of the rod by 25% and the duration of transients when lifting by 45%.

Keywords: the hydraulic manipulator; damper; pressure; optimization; hydraulic cylinder; hauling wood.

1. Введение

В лесной промышленности России широкое распространение получает сортиментная заготовка древесины с использованием автосортиментовозов, оборудованных гидроманипуляторами [1], [2], [3]. Повысить показатели технического уровня гидроманипуляторов возможно за счёт более глубоких исследований кинематики, динамики и компоновки гидроцилиндров подъёма стреловой группы, как наиболее нагруженного механизма. Нами предложен механизм подъёма, в котором гидроцилиндр при подъёме стрелы за счёт перекачивания роликов по криволинейным направляющим занимает оптимальное положение с наименьшим усилием на штоке. В серийных гидроцилиндрах в задних крышках устанавливаются гидравлические демпферы, чтобы в конце хода поршня гасить всплески давления жидкости, но когда стрела останавливается в промежуточных положениях при выполнении погрузочно-разгрузочных работ, возникают опасные всплески давления, негативно влияющие на работу всего механизма. Для уменьшения всплесков давления между гидролиниями гидроцилиндра стрелы нами предлагается подключить дополнительный демпфер через обратные клапаны, позволяющий снизить всплески давления в переходных режимах работы.

2. Материалы и методы

На рисунке 1 представлена гидрокинематическая схема механизма подъёма стреловой группы манипулятора (патент на изобретение № 2613203 РФ). Новизна технического решения заключается в том, что проушины штока и корпуса гидроцилиндра 3 стрелы 1 снабжены подвижными роликами с возможностью их перекачивания в криволинейных направляющих 4 и 7, закреплённых на поворотной колонне и стреле, при этом гильза гидроцилиндра 3 имеет жёсткую связь со штангой 2, установленную под прямым углом к оси гидроцилиндра. Второй конец этой штанги установлен подвижно на оси шарнира О стрелы и поворотной колонны. В процессе подъёма стрелы длина плеча усилия на штоке гидроцилиндра остаётся постоянной, поэтому будет постоянная угловая скорость, при которой не возникают угловые ускорения и динамические силы. Гидроцилиндр при подъёме стрелы за счёт перекачивания роликов по криволинейным направляющим будет занимать оптимальное положение с наименьшим усилием на штоке.

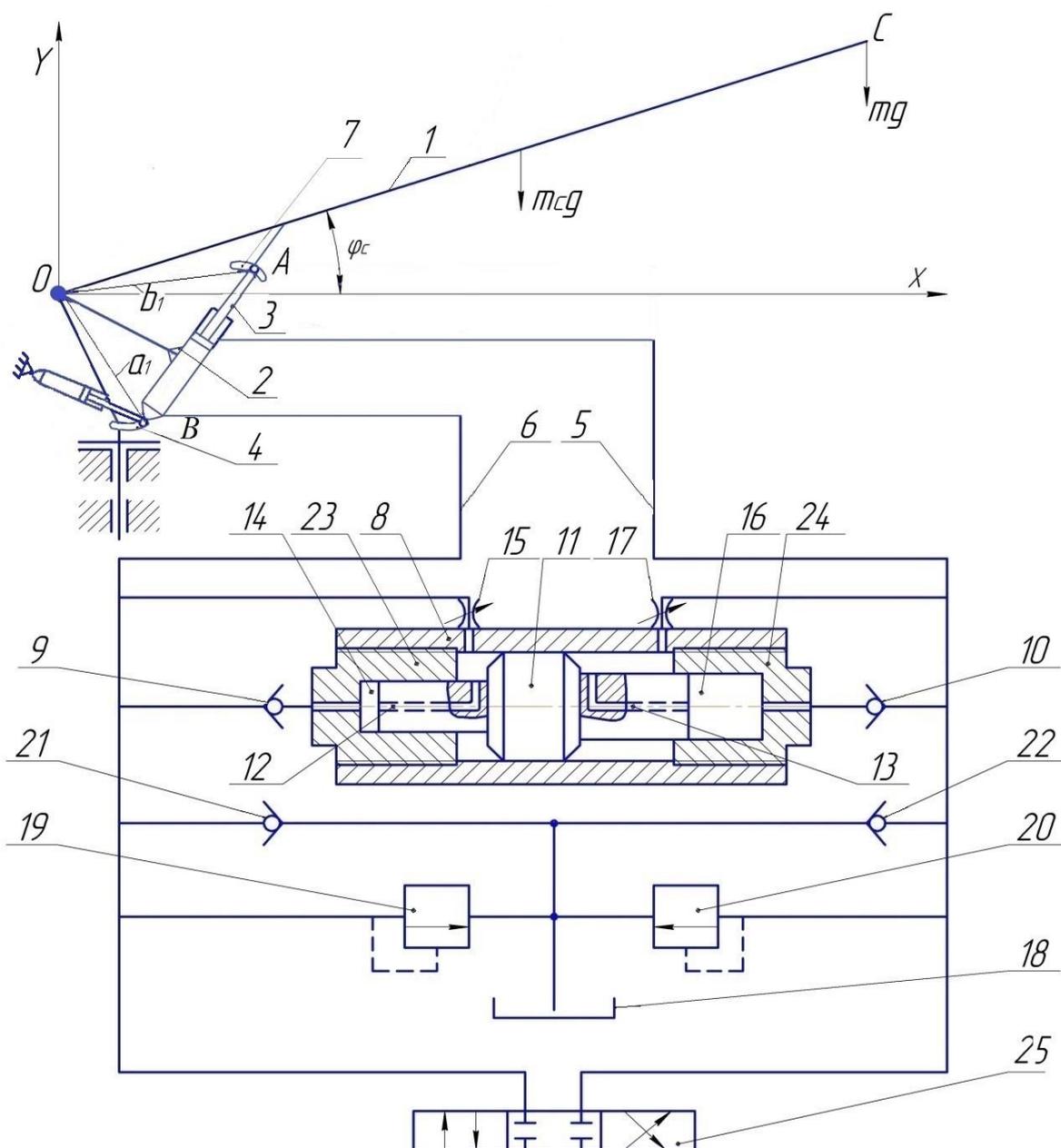


Рисунок 1. Гидрокинематическая схема механизма подъёма стреловой группы манипулятора: стрела 1, штанга 2, цилиндр 3, нижние направляющие 4, линии 5 и 6, верхние направляющие 7, корпус демпфера 8, клапаны обратные 9 и 10, плунжер 11, каналы дросселирующие 12 и 13, полость левая 14, дроссели регулируемые 15 и 17, полость правая 16, бак 18, клапаны предохранительные 19 и 20, клапаны подпиточные 21 и 22, пробки резьбовые 23 и 24, распределитель 25

Для уменьшения всплесков давления между гидролиниями 5 и 6 гидроцилиндра 3 нами предлагается подключить дополнительный демпфер 8 через обратные клапаны 9 и 10. В подвижном плунжере 11 выполнены осевые отверстия 12 и 13, за счёт которых гасятся всплески давления рабочей жидкости при остановках стрелы. При таких остановках за счёт

инерции стреловая группа совершает колебательные движения в вертикальной плоскости [4], [5], [6], [7], [8].

Когда стрела отклоняется вверх, давление в штоковой полости возрастает, и жидкость через обратный клапан 12 и регулируемый дроссель 17 поступает в полости демпфера, а ступенчатый плунжер 11 перемещается в левое положение. В этот момент закрывается обратный клапан 9 и рабочая жидкость из запертой полости 14 демпфера поступает в поршневую полость гидроцилиндра 3 через канал 13, дроссель 15 и гидролинию 6. За счёт дросселирования рабочей жидкости в демпфере снижаются всплески давления, и стрела 1 плавно тормозится.

При отклонении стрелы вниз возрастает давление в поршневой полости гидроцилиндра, плунжер демпфера перемещается в правое положение, происходит дросселирование жидкости и гашение колебаний давления в штоковой полости гидроцилиндра [9], [10].

Математическая модель подъёма стрелы включает уравнения расхода рабочей жидкости и движения стреловой группы манипулятора с учётом воздействия сил инерции и податливости гидропривода и имеет вид [11]:

$$Q_H K_t = \frac{\pi d_{nc}^2}{4} b_l \sin \beta_1 \frac{d\varphi_{1c}}{dt} + a_y P_{nc} + K_p \frac{dP_{nc}}{dt};$$

$$(J_c + ml^2) \frac{d^2 \varphi_{1c}}{dt^2} = \frac{\pi d_{nc}^2}{4} P_{nc} b_l \sin \beta_1 - g(ml + m_c l_{цмc}) \cos \varphi_{1c},$$
(1)

где Q_H — номинальная подача насоса, м³/с; t_H — время нарастания подачи рабочей жидкости от 0 до номинального значения Q_H , с; K_t — коэффициент нарастания подачи рабочей жидкости от 0 до номинального значения Q_H ($K_t = t/t_H$); J_c — момент инерции манипулятора относительно шарнира 0, кг·м²; m — масса груза, кг; l — вылет манипулятора, м; g — ускорение сил тяжести, м/с²; b_l — плечо усилия на штоке гидроцилиндра, м; m_c — масса стреловой группы, кг; $l_{цмc}$ — расстояние от шарнира 0 до центра масс стреловой группы, м; β_1 — угол между осями гидроцилиндра и стрелы, град.; d_{nc} — диаметр поршня гидроцилиндра, м; φ_{1c} — угол подъёма стрелы (текущее), град.; a_y — коэффициент утечек, м³/(с·Па); P_{nc} — давление рабочей жидкости, Па; K_p — коэффициент податливости упругих элементов гидропривода, м⁵/Па.

Для решения математической модели (1) составлена программа на языке программирования «Delphi» и реализована на ЭВМ (свидетельство № 2008613437 РФ). В качестве исходных данных принимались параметры гидропривода манипулятора ЛВ-184А, установленного на автомобиле типа КамАЗ.

Рисунки 2 и 3 наглядно демонстрируют теоретическую зависимость характера переходного процесса от коэффициента податливости.

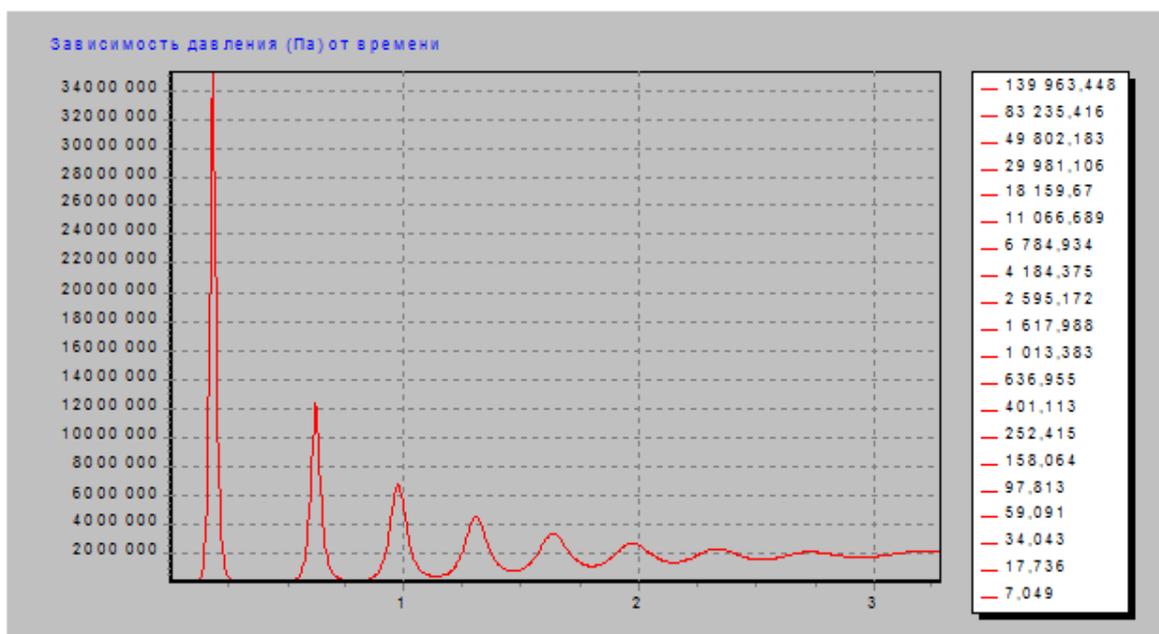


Рисунок 2. Теоретическая зависимость давления от времени при коэффициенте

податливости $K_p = \frac{10^{-5}}{7,28 \cdot P_{ПС} + 106}$, $м^5 / Па$

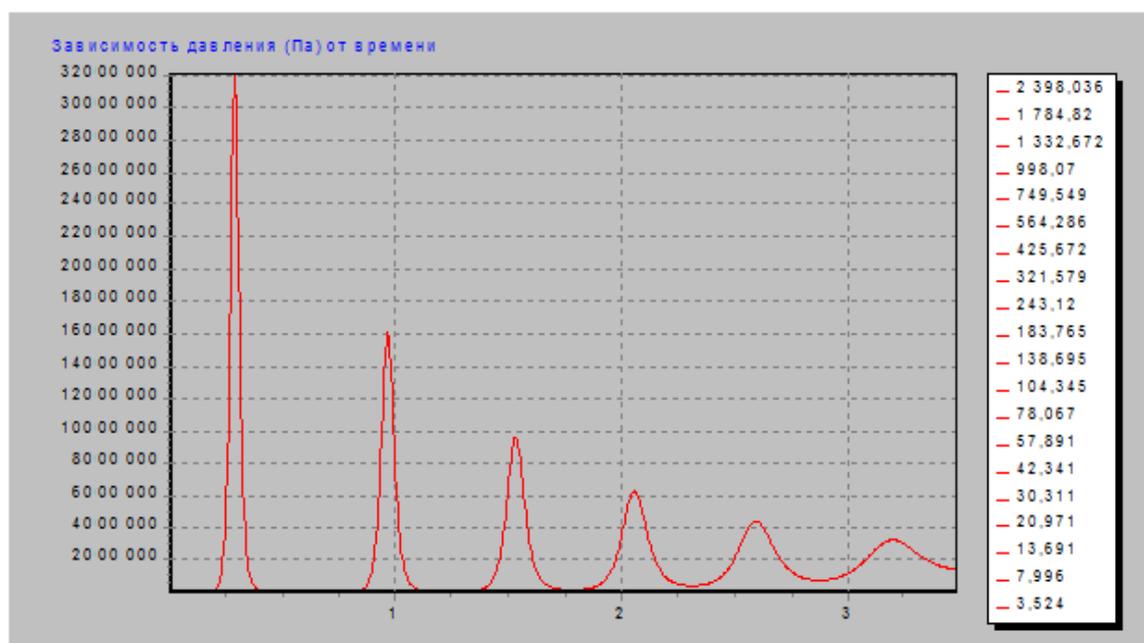


Рисунок 3. Теоретическая зависимость давления от времени при удвоенном

значении коэффициента податливости $K_p = 2 \cdot \frac{10^{-5}}{7,28 \cdot P_{ПС} + 106}$, $м^5 / Па$

На рисунке 2 коэффициент податливости рассчитывается по эмпирической зависимости:

$$K_p = \frac{10^{-5}}{7,28 \cdot P_{ПС} + 106}, \text{ м}^5 / \text{Па}, \quad (2)$$

а на рисунке 3 коэффициент податливости рассчитывается так:

$$K_p = 2 \cdot \frac{10^{-5}}{7,28 \cdot P_{ПС} + 106}, \text{ м}^5 / \text{Па}. \quad (3)$$

Таким образом, увеличение податливости упругих элементов гидропривода вызывает уменьшение теоретического значения пикового давления с 34 до 32 МПа, но время затухания колебаний возрастает с 2 до 4 с, что отрицательно скажется на производительности гидроманипулятора.

При оптимизации положений гидроцилиндра с учётом сил инерции и коэффициента податливости гидропривода использование полученных параметров позволяет снизить мгновенное пиковое давление с 34 до 20 МПа (рисунок 4), но время затухания колебаний давления рабочей жидкости переходного процесса составляет около 3 с.

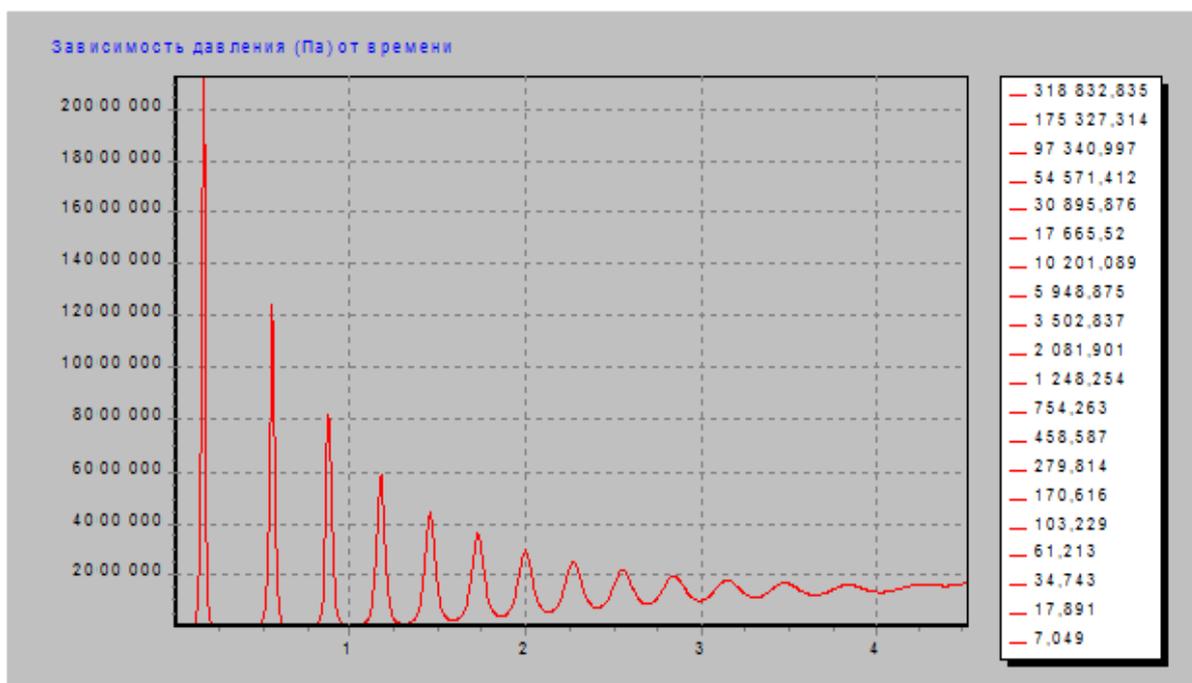


Рисунок 4. Теоретическая зависимость давления от времени после оптимизации положения гидроцилиндра стрелы

Уменьшить время затухания колебаний и пиковые значения давления можно за счёт оптимизации параметров дополнительного демпфера.

Расчётная схема плунжерного демпфера и его основные геометрические параметры представлены на рисунке 5, где $ГН$ — гидролиния насоса, A — гидролиния слива, $П$ — гидролиния, связанная с поршневой полостью гидроцилиндра, $П1$ — левая полость большой ступени плунжера, связанная с поршневой полостью гидроцилиндра, $П2$ — полость левой ступени плунжера, связанная с поршневой полостью гидроцилиндра, $Ш$ — гидролиния, связанная со штоковой полостью гидроцилиндра, $Ш1$ — правая полость большой ступени плунжера, связанная со штоковой полостью гидроцилиндра, $Ш2$ — правая полость малой ступени плунжера, связанная со штоковой полостью гидроцилиндра, H — длина большой ступени плунжера, $L_{ЦП}$ — длина малой левой ступени плунжера, $L_{ЦШ}$ — длина малой правой ступени плунжера, x_D — ход плунжера; $L_{ДП}$, L_D , $L_{ДШ}$ — линейные размеры корпуса демпфера; D_D , d_P , $d_{Ш}$ — диаметры большой и малых ступеней плунжера; $D_{П1}$, $D_{П2}$, $D_{П3}$, $D_{Ш1}$, $D_{Ш2}$, $D_{Ш3}$ — диаметры дроссельных каналов.

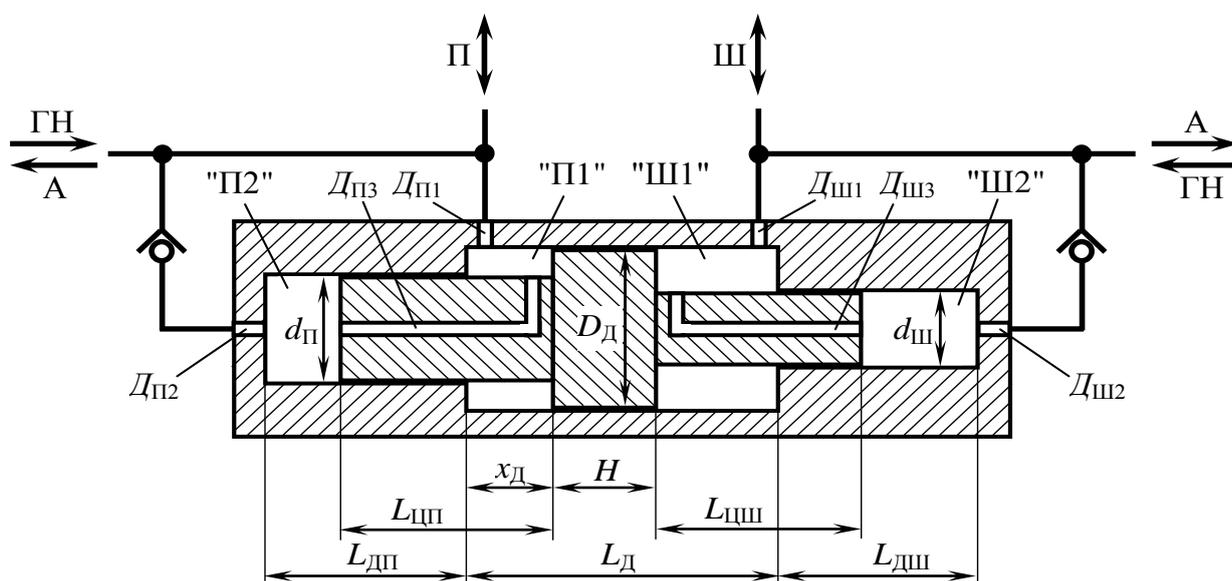


Рисунок 5. Схема расчётная плунжерного демпфера

Запишем дифференциальное уравнение перемещения плунжера в демпфере:

$$\ddot{x}_D^k = \frac{1}{m_D} \left(P_{П1} \frac{\pi(D^2 - d_P^2)}{4} + P_{П2} \frac{\pi d_P^2}{4} - P_{Ш1} \frac{\pi(D^2 - d_{Ш}^2)}{4} - P_{Ш2} \frac{\pi d_{Ш}^2}{4} - \dot{x}_D k_D \right), \quad (4)$$

где \dot{x}_D^k — скорость перемещения плунжера м/с; m_D — масса плунжера, кг; D_D — диаметр большой ступени плунжера, м; $P_{П1}, P_{П2}, P_{Ш1}, P_{Ш2}$ — давления в соответствующих полостях демпфера, Па; k_D — коэффициент трения плунжера в демпфере (при перемещениях).

Гидравлическая подсистема механизма подъёма стреловой группа включает полости плунжерного демпфера "П1" и "Ш1"; "П2" и "Ш2" (рисунок 5), полости цилиндра "П" и "Ш" (рисунок 6), которые сообщены между собой гидролиниями и дроссельными каналами.

Объёмы V_m соответствующих полостей и давлений P_m в полостях изменяются в процессе подъёма и опускания стрелы, и эти изменения связаны известной зависимостью [1]:

$$\frac{dP_m}{dV_m} = -\frac{E}{V_m}, \quad (5)$$

где E — объёмный модуль упругости рабочей жидкости.

При разности давлений в соседних полостях происходит перетечка рабочей жидкости, расход которой (Q_{ij}) определяется по формуле:

$$Q_{ij} = k_{ij} \text{sign}(P_i - P_j) \sqrt{|P_i - P_j|}, \quad (6)$$

где i и j — индексы соответствующих полостей; k_{ij} — коэффициент дросселирования; $\text{sign}(x)$ — функция, возвращающая знак переменной x .

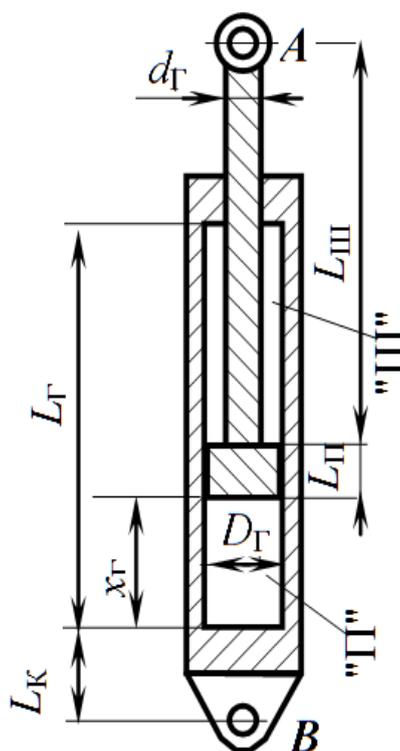


Рисунок 6. Схема расчётная для гидроцилиндра стрелы: *A*, *B* — проушины гидроцилиндра; полость "П" — поршневая; полость "Ш" — штоковая; D_{Γ} , d_{Γ} — диаметры поршня и штока гидроцилиндра; $L_{Ш}$, $L_{П}$, L_{Γ} , $L_{К}$ — длины штока, поршня, гильзы и крышки гидроцилиндра соответственно

Коэффициент дросселирования рассчитывается для круглого отверстия диаметром d_{ij} по зависимости:

$$k_{ij} = \mu \frac{\pi d_{ij}^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad (7)$$

где μ — коэффициент расхода жидкости; ρ — плотность рабочей жидкости, кг/м³.

При расчёте использован итерационный способ, при котором во множестве единичных шагов просчитывается угол поворота стрелы (элементарный), а также перемещение плунжера демпфера (элементарное). Для текущего значения угла подъёма стрелы определяется длина гидроцилиндра AB , а положение поршня X_{Γ} в гидроцилиндре находится по формуле, текущие обозначения которой представлены на рисунке 6:

$$x_{\Gamma} = AB - L_{Ш} - L_{К} - L_{П}. \quad (8)$$

Объёмы полостей гидроцилиндра (V_{II}, V_{III}) и демпфера ($V_{PI}, V_{PI2}, V_{ШИ1}, V_{ШИ2}$) определяются по нижеприведённым формулам (9) для каждого положения поршня гидроцилиндра $x_{Г}$ и положения ступенчатого плунжера демпфера $x_{Д}$, обозначения параметров указаны на рисунках 5 и 6:

$$\begin{aligned}
 V_{II} &= x_{Г} \frac{\pi D_{Г}^2}{4}; \\
 V_{III} &= (L_{Г} - L_{PI} - x_{Г}) \frac{\pi(D_{Г}^2 - d_{Г}^2)}{4}; \\
 V_{I1} &= (x_{\bar{A}} + L_{\bar{A}I} - L_{\bar{O}I}) \frac{\pi d_{I}^2}{4}; \\
 V_{I2} &= x_{\bar{A}} \frac{\pi(D_{\bar{A}}^2 - d_{I}^2)}{4}; \\
 V_{ШИ1} &= (L_{Д} + L_{ДШИ} - x_{Д} - H - L_{ЦИШ}) \frac{\pi d_{ШИ}^2}{4}; \\
 V_{ШИ2} &= (L_{Д} - x_{Д} - H) \frac{\pi(D_{Д}^2 - d_{ШИ}^2)}{4}.
 \end{aligned} \tag{9}$$

Давление жидкости (рабочей) на k -м шаге интегрирования можно рассчитать по формуле (6), представленной в конечных разностях:

$$P_m^k = P_m^{k-1} - E \frac{V_m^k - V_m^{k-1}}{V_m^k}, \tag{10}$$

где m — индекс, обозначающий конкретную полость, в которой вычисляется давление, варьируется в пределах: "II" — "III" — "PI1" — "PI2" — "ШИ1" — "ШИ2".

Некоторые давления P_m^k , после их просчёта в полостях, на шаге k могут стать отрицательными, т. к. на предыдущем шаге они были слишком малы. В данном случае, если $P_m^k < 0$, целесообразно принять $P_m^k = 0$.

3. Результаты

В компьютерном расчёте, согласно гидравлической схеме, учтена перетечка жидкости из одной полости в другую под влиянием разности соответствующих давлений. В результате возможны следующие варианты перетечек жидкости:

$$\begin{aligned}
 & \text{— перетечка } \Pi \rightarrow \Pi 1: \\
 & \text{при } P_{\Pi} > P_{\Pi 1}, \begin{cases} V_i^k = V_i^{k-1} - k_{\Pi\Pi 1} \sqrt{P_i - P_{i 1}} \Delta t; \\ V_{i 1}^k = V_{i 1}^{k-1} + k_{\Pi\Pi 1} \sqrt{P_i - P_{i 1}} \Delta t; \end{cases} \\
 & \text{— перетечка } \Pi 1 \rightarrow \Pi: \\
 & \text{при } P_{\Pi 1} > P_{\Pi}, \begin{cases} V_i^k = V_i^{k-1} + k_{\Pi\Pi 1} \sqrt{P_{i 1} - P_i} \Delta t; \\ V_{i 1}^k = V_{i 1}^{k-1} - k_{\Pi\Pi 1} \sqrt{P_{i 1} - P_i} \Delta t; \end{cases} \\
 & \text{— перетечка } \Pi \rightarrow \Pi 2: \\
 & \text{при } P_{\Pi} > P_{\Pi 2}, \begin{cases} V_i^k = V_i^{k-1} - k_{\Pi\Pi 2} \sqrt{P_i - P_{i 2}} \Delta t; \\ V_{i 2}^k = V_{i 2}^{k-1} + k_{\Pi\Pi 2} \sqrt{P_i - P_{i 2}} \Delta t; \end{cases} \\
 & \text{— перетечка } \Pi 1 \rightarrow \Pi 2: \\
 & \text{при } P_{\Pi 1} > P_{\Pi 2}, \begin{cases} V_{i 1}^k = V_{i 1}^{k-1} - k_{\Pi\Pi 2} \sqrt{P_{i 1} - P_{i 2}} \Delta t; \\ V_{i 2}^k = V_{i 2}^{k-1} + k_{\Pi\Pi 2} \sqrt{P_{i 1} - P_{i 2}} \Delta t; \end{cases} \tag{11} \\
 & \text{— перетечка } \Pi 2 \rightarrow \Pi 1: \\
 & \text{при } P_{\Pi 2} > P_{\Pi 1}, \begin{cases} V_{i 1}^k = V_{i 1}^{k-1} + k_{\Pi\Pi 1} \sqrt{P_{i 2} - P_{i 1}} \Delta t; \\ V_{i 2}^k = V_{i 2}^{k-1} - k_{\Pi\Pi 1} \sqrt{P_{i 2} - P_{i 1}} \Delta t; \end{cases} \\
 & \text{— перетечка } \Pi 3 \rightarrow \Pi 1: \\
 & \text{при } P_{\Pi 3} > P_{\Pi 1}, \begin{cases} V_{\emptyset}^k = V_{\emptyset}^{k-1} - k_{\Pi\Pi 1} \sqrt{P_{\emptyset} - P_{\emptyset 1}} \Delta t; \\ V_{\emptyset 1}^k = V_{\emptyset 1}^{k-1} + k_{\Pi\Pi 1} \sqrt{P_{\emptyset} - P_{\emptyset 1}} \Delta t; \end{cases} \\
 & \text{— перетечка } \Pi 3 \rightarrow \Pi: \\
 & \text{при } P_{\Pi 3} > P_{\Pi}, \begin{cases} V_{\emptyset}^k = V_{\emptyset}^{k-1} + k_{\Pi\Pi 1} \sqrt{P_{\emptyset 1} - P_{\emptyset}} \Delta t; \\ V_{\emptyset 1}^k = V_{\emptyset 1}^{k-1} - k_{\Pi\Pi 1} \sqrt{P_{\emptyset 1} - P_{\emptyset}} \Delta t; \end{cases}
 \end{aligned}$$

— перетечка Ш → Ш2:

$$\text{при } P_{Ш} > P_{Ш2}, \begin{cases} V_{\emptyset}^k = V_{\emptyset}^{k-1} - k_{\emptyset\emptyset 2} \sqrt{P_{\emptyset} - P_{\emptyset 2}} \Delta t; \\ V_{\emptyset 2}^k = V_{\emptyset 2}^{k-1} + k_{\emptyset\emptyset 2} \sqrt{P_{\emptyset} - P_{\emptyset 2}} \Delta t; \end{cases}$$

— перетечка Ш1 → Ш2:

$$\text{при } P_{Ш1} > P_{Ш2}, \begin{cases} V_{\emptyset 1}^k = V_{\emptyset 1}^{k-1} - k_{\emptyset 1\emptyset 2} \sqrt{P_{\emptyset 1} - P_{\emptyset 2}} \Delta t; \\ V_{\emptyset 2}^k = V_{\emptyset 2}^{k-1} + k_{\emptyset 1\emptyset 2} \sqrt{P_{\emptyset 1} - P_{\emptyset 2}} \Delta t; \end{cases}$$

— перетечка Ш2 → Ш1:

$$\text{при } P_{Ш2} > P_{Ш1}, \begin{cases} V_{\emptyset 1}^k = V_{\emptyset 1}^{k-1} + k_{\emptyset 2\emptyset 1} \sqrt{P_{\emptyset 2} - P_{\emptyset 1}} \Delta t; \\ V_{\emptyset 2}^k = V_{\emptyset 2}^{k-1} - k_{\emptyset 2\emptyset 1} \sqrt{P_{\emptyset 2} - P_{\emptyset 1}} \Delta t. \end{cases}$$

Корректировка объёмов перетекающей жидкости производится с учётом расходов в соответствующих трубопроводах. Необходимо учитывать подачу и слив жидкости от гидронасоса при подъёме и опускании стрелы. При подъёме стрелы предварительно определяются предполагаемые расходы жидкости:

$$\begin{aligned} & \text{— подача ГН} \rightarrow \text{П: если } P_{ГН} > P_{П}, \text{ то } Q_{ГНП} = k_{ГНП} \sqrt{P_{ГН} - P_{П}}; \\ & \text{— подача ГН} \rightarrow \text{П1: при } P_{ГН} > P_{П1}, \text{ то } Q_{ГНП1} = k_{ГНП1} \sqrt{P_{ГН} - P_{П1}}; \quad (12) \\ & \text{— подача ГН} \rightarrow \text{П2: при } P_{ГН} > P_{П2}, \text{ то } Q_{ГНП2} = k_{ГНП2} \sqrt{P_{ГН} - P_{П2}}, \end{aligned}$$

где $P_{ГН}$ — давление насоса, Па; $Q_{ГНП}$, $Q_{ГНП1}$, $Q_{ГНП2}$ — расходы жидкости в соответствующих полостях демпфера и гидроцилиндра, м³/с.

В случае превышения суммарным расходом ($Q_{ГНП} + Q_{ГНП1} + Q_{ГНП2}$) величины номинальной подачи гидронасоса $Q_{ном}$, целесообразно произвести корректировку расходов по следующим формулам:

$$\begin{aligned}
 Q_{ГНП} &= Q_{ГНП} \frac{Q_{ном}}{Q_{ГНП} + Q_{ГНП1} + Q_{ГНП2}}; \\
 Q_{ГНП1} &= Q_{ГНП1} \frac{Q_{ном}}{Q_{ГНП} + Q_{ГНП1} + Q_{ГНП2}}; \\
 Q_{ГНП2} &= Q_{ГНП2} \frac{Q_{ном}}{Q_{ГНП} + Q_{ГНП1} + Q_{ГНП2}}.
 \end{aligned}
 \tag{13}$$

После корректировки вычисляются новые объёмы жидкости в полостях с учётом:

$$\begin{aligned}
 &\text{— при } P_{ГН} > P_{П}, V_{П} = V_{П} + Q_{ГНП}; \\
 &\text{— при } P_{ГН} > P_{П1}, V_{П1} = V_{П1} + Q_{ГНП1}; \\
 &\text{— при } P_{ГН} > P_{П2}, V_{П2} = V_{П2} + Q_{ГНП2}.
 \end{aligned}
 \tag{14}$$

Когда гидронасос подаёт жидкость в поршневые полости гидроцилиндра и демпфера, жидкость из штоковых полостей поступает в сливную магистраль:

$$\begin{aligned}
 &\text{— слив Ш} \rightarrow \text{А: при } P_{Ш} > P_{А}, V_{Ш} = V_{Ш} - k_{ША} \sqrt{P_{Ш} - P_{А}} \Delta t; \\
 &\text{— слив Ш1} \rightarrow \text{А: при } P_{Ш1} > P_{А}, V_{Ш1} = V_{Ш1} - k_{Ш1А} \sqrt{P_{Ш1} - P_{А}} \Delta t.
 \end{aligned}
 \tag{15}$$

В режиме опускания стрелы расчёты производятся аналогично, учитывая предполагаемые расходы жидкости:

$$\begin{aligned}
 &\text{— подача ГН} \rightarrow \text{Ш: при } P_{ГН} > P_{Ш}, Q_{ГНШ} = k_{ГНШ} \sqrt{P_{ГН} - P_{Ш}}; \\
 &\text{— подача ГН} \rightarrow \text{Ш1: при } P_{ГН} > P_{Ш1}, Q_{ГНШ1} = k_{ГНШ1} \sqrt{P_{ГН} - P_{Ш1}}; \\
 &\text{— подача ГН} \rightarrow \text{Ш2: при } P_{ГН} > P_{Ш2}, Q_{ГНШ2} = k_{ГНШ2} \sqrt{P_{ГН} - P_{Ш2}}.
 \end{aligned}
 \tag{16}$$

При $(Q_{ГНШ} + Q_{ГНШ1} + Q_{ГНШ2}) > Q_{ном}$:

$$\begin{aligned}
 Q_{ГНШ} &= Q_{ГНШ} \frac{Q_{НОМ}}{Q_{ГНШ} + Q_{ГНШ1} + Q_{ГНШ2}}; \\
 Q_{ГНШ1} &= Q_{ГНШ1} \frac{Q_{НОМ}}{Q_{ГНШ} + Q_{ГНШ1} + Q_{ГНШ2}}; \\
 Q_{ГНШ2} &= Q_{ГНШ2} \frac{Q_{НОМ}}{Q_{ГНШ} + Q_{ГНШ1} + Q_{ГНШ2}}.
 \end{aligned}
 \tag{17}$$

Новые объёмы жидкости вычисляются также после корректировки:

$$\begin{aligned}
 &\text{— при } P_{ГН} > P_{Ш}, V_{Ш} = V_{Ш} + Q_{ГНШ}; \\
 &\text{— при } P_{ГН} > P_{Ш1}, V_{Ш1} = V_{Ш1} + Q_{ГНШ1}; \\
 &\text{— при } P_{ГН} > P_{Ш2}, V_{Ш2} = V_{Ш2} + Q_{ГНШ2}.
 \end{aligned}
 \tag{18}$$

В расчёте необходимо учесть слив жидкости из поршневых полостей согласно следующим зависимостям:

$$\begin{aligned}
 &\text{— слив П} \rightarrow \text{А: при } P_{П} > P_{А}, V_{П} = V_{П} - k_{ПА} \sqrt{P_{П} - P_{А}} \Delta t; \\
 &\text{— слив П1} \rightarrow \text{А: при } P_{П1} > P_{А}, V_{П1} = V_{П1} - k_{П1А} \sqrt{P_{П1} - P_{А}} \Delta t.
 \end{aligned}
 \tag{19}$$

Вычисленные величины объёмов $V_{П}$, $V_{Ш}$, $V_{П1}$, $V_{П2}$, $V_{Ш1}$, $V_{Ш2}$ жидкости в полостях будут использованы для расчёта давлений P_m на следующем шаге интегрирования $k + 1$.

Для каждой полости демпфера по рассчитанным давлениям определяются действующие на плунжер силы, скорость плунжера и его новое положение.

Дифференциальное уравнение перемещения плунжера демпфера интегрировали, применяя преобразованный метод Эйлера:

$$\begin{aligned}
 x_{Д}^k &= x_{Д}^{k-1} + \dot{x}_{Д}^{k-1} \Delta t + \frac{\ddot{x}_{Д}^k (\Delta t)^2}{2}; \\
 \dot{x}_{Д}^k &= \dot{x}_{Д}^{k-1} + \ddot{x}_{Д} \Delta t,
 \end{aligned}
 \tag{20}$$

где Δt — текущее время перемещения плунжера, с.

Для решения математической модели и проведения компьютерных экспериментов разработана компьютерная программа на языке ObjectPascal в интегрированной среде программирования Borland Delphi 7.0 (свидетельство № 2009610503 РФ). Получены теоретические зависимости давления рабочей жидкости $P_{\Pi}(t)$ и $P_{\text{Ш}}(t)$ от времени (рисунок 7). Исходные параметры соответствовали стендовому манипулятору ЛВ-210: $P_{\Gamma\text{Н}} = 4$ МПа; $Q_{\text{НОМ}} = 1330$ см³/с; $m_{\text{Г}} = 50$ кг; $m_{\text{С}} = 120$ кг; $k_{\text{ТС}} = 7000$ Н·м·с/рад; $L_{\text{Г}} = 2540$ мм; $L_{\text{С}} = 1200$ мм; $L_{\text{А}} = 274$ мм; $L_{\text{ВХ}} = 268$ мм; $L_{\text{ВУ}} = 1020$ мм; $D_{\text{Г}} = 90$ мм; $d_{\text{Г}} = 50$ мм; $L_{\text{Г}} = 600$ мм; $L_{\text{П}} = 80$ мм; $L_{\text{Ш}} = 600$ мм; $L_{\text{К}} = 60$ мм; $k_{\text{ГНП}} = k_{\text{ГНШ}} = k_{\text{ПА}} = k_{\text{ША}} = 1 \cdot 10^{-6}$.

Как видно из графиков, на рисунке 7 демпфер эффективно снижает всплески давления и для манипулятора ЛВ-210. В частности, давление в поршневой полости P_{Π}^{max} снижается с 11,3 до 7,4 МПа (на 34 %), в штоковой $P_{\text{Ш}}^{\text{max}}$ снижается с 17,5 до 6,7 МПа (на 62 %).

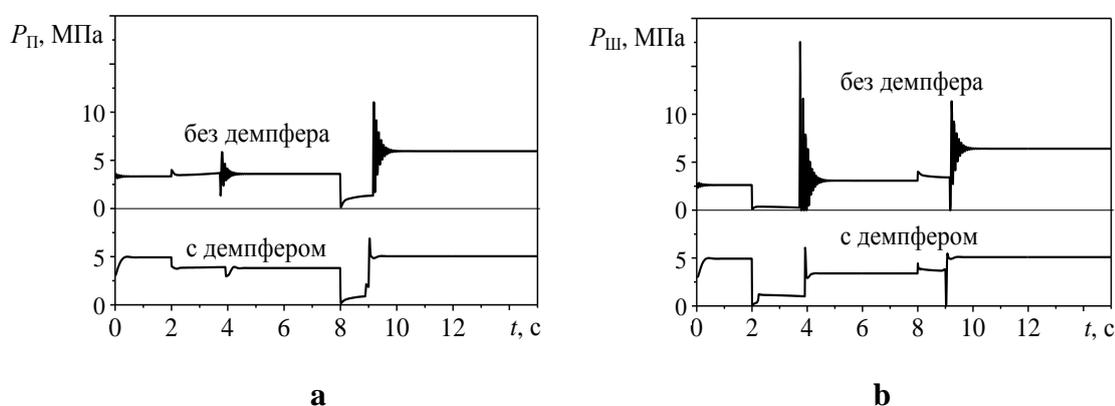


Рисунок 7: **а** — теоретические зависимости давления рабочей жидкости в поршневой $P_{\Pi}(t)$ полости от времени (t); **б** — теоретические зависимости давления рабочей жидкости в штоковой $P_{\text{Ш}}(t)$ полости от времени (t)

На рисунке 8 представлена зависимость максимального (пикового) давления в гидросистеме от диаметра дросселирующих каналов, построенная по результатам экспериментов.

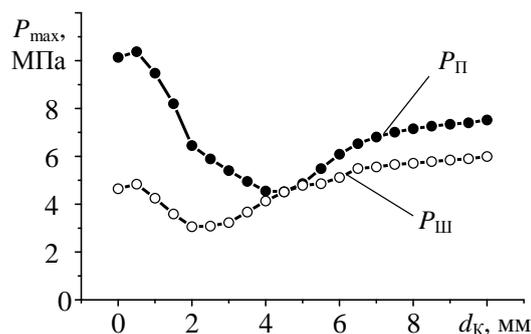


Рисунок 8. Зависимости максимального давления P^{max} в гидросистеме от диаметра дросселирующих каналов d_k штоковой и поршневой полостей

На зависимостях $P_{II}^{max}(d_k)$ наблюдается минимум при значениях диаметра в интервале 4,0—4,5 мм, а для $P_{III}^{max}(d_k)$ — в интервале 2,0—2,5 мм. Высокие значения P^{max} при малом диаметре d_k связаны с тем, что рабочая жидкость в ходе быстропротекающего переходного процесса не успевает протекать по дросселирующим каналам, и демпфер оказывается фактически исключённым из гидросистемы. С другой стороны, при увеличении d_k от значений 3—4 мм также происходит рост пикового давления P^{max} . Скорее, это связано с тем, что скачки давления, возникающие при смене режимов работы манипулятора, приводят к быстрому перемещению плунжера внутри демпфера, не встречающему препятствия в виде запертой жидкости. Однако при этом почти не происходит гашения гидродинамической энергии в гидросистеме, поэтому пиковое давление в момент смены режима остаётся практически таким же, как и в отсутствии демпфера.

Нами изучались двойные зависимости параметров, которые позволяют определить, как влияет комбинация факторов на эффективность демпфирования. При этом основной задачей был поиск такого набора факторов (F_1 , F_2), при которых пиковое давление P^{max} (F_1 , F_2) будет минимальным, т. е. решалась задача оптимизации. При этом в качестве P^{max} принимали только давление P_{II}^{max} ; давление P_{III}^{max} в расчёте не участвовало, т. к. оно существенно ниже P_{II}^{max} . Предварительный анализ показал, что на эффективность демпфирования большое влияние оказывают следующие конструктивные параметры: дросселирующие каналы, в частности их диаметры d_k ; соотношение диаметров запираемых полостей d_{II}/d_{III} ; размер демпфера, т. е. его масштабный коэффициент K .

Таким образом, решены основные задачи оптимизации целевых функций, где зависимые переменные $P_{II}^{max}(d_k, d_{II})$, $P_{II}^{max}(d_{кп}, d_{кш})$ и $P_{II}^{max}(d_k, K)$ комбинируются между собой. Интервалы варьирования факторов d_k , $d_{кп}$ и $d_{кш}$ изменялись от 0 до 9 мм с шагом 1 мм; d_{II} варьировали от 10 до 45 мм с шагом 5 мм (одновременно уменьшая d_{III} от 50 до 15 мм с тем же шагом). Коэффициент K варьировали от 0,7 до 2,5 с шагом 0,2. В каждой точке (F_1 , F_2) проводили отдельный компьютерный эксперимент, при этом общее количество

экспериментов, позволяющее получить функцию двух переменных, было равным $10 \times 10 = 100$ для каждой из функций.

Проведена двухфакторная оптимизация, при которой получены поверхности отклика и произведён их визуальный анализ (рисунок 9), в результате которого можно проследить определённую зависимость, а именно, представив каждую из поверхностей отклика в виде линий уровня, можно разделить имеющееся факторное пространство на благоприятное поле и поле неблагоприятное.

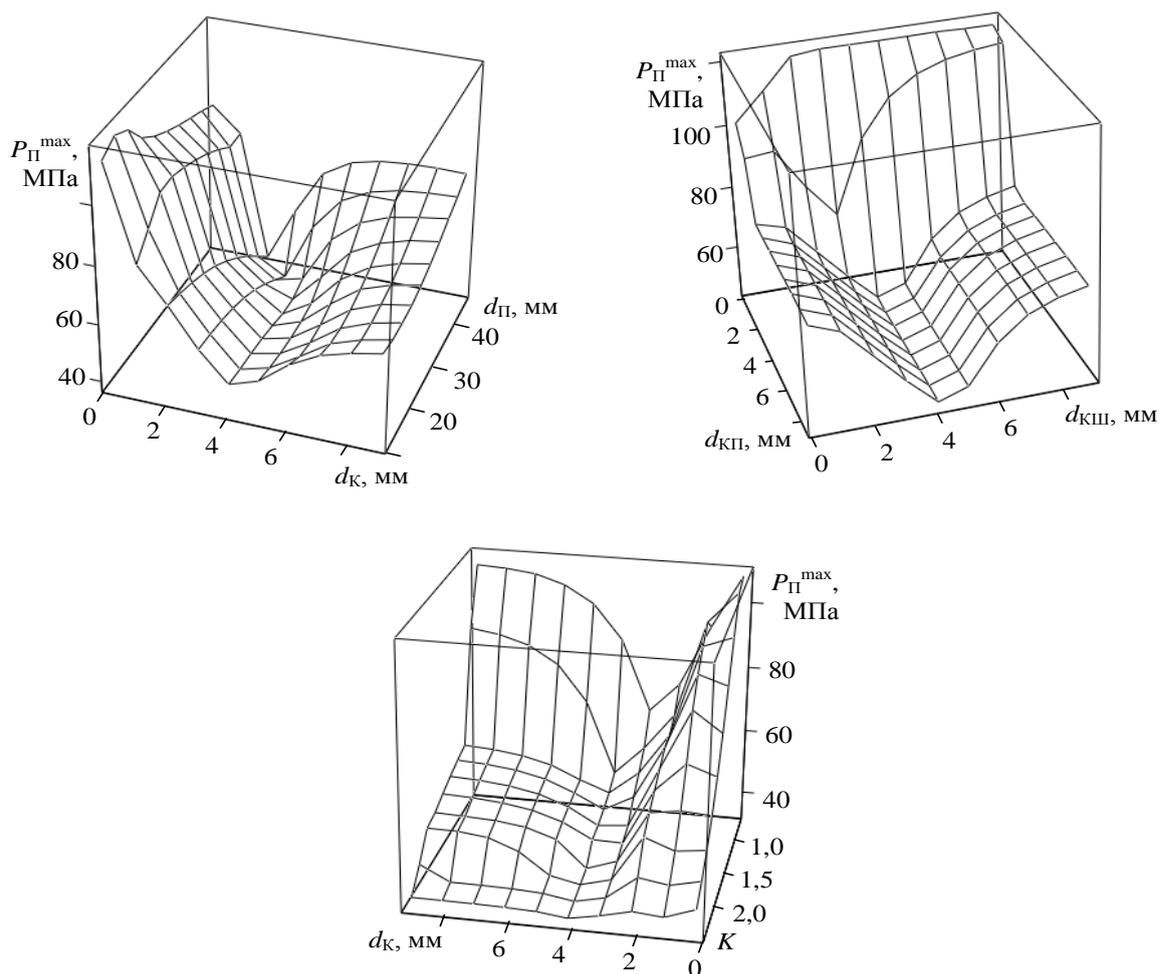


Рисунок 9. Общие поверхности отклика $P_{II}^{max}(d_K, d_{II})$, $P_{II}^{max}(d_{KII}, d_{KIII})$, $P_{II}^{max}(d_K, K)$

Благоприятное поле показано на рисунке 10 заштрихованным, здесь критерий оптимизации принимает свои *max* или *min* значения, которые и требовалось найти. Существует грань, так называемая пограничная полоса, между благоприятной и неблагоприятной областями, и данная граница выбирается экспериментально как некоторая средняя линия уровня.

В данном случае изолиния давления выстроена для всех трёх функций на отметке $P^{max} = 50$ МПа. Требования, которые необходимо учитывать при выборе изолинии, должны

удовлетворять следующим условиям: значения критерия (*max* или *min*) должны находиться в благоприятной области; критерий должен иметь значение, близкое к постоянному; благоприятное поле должно занимать значительную долю суммарного факторного пространства (20—40 %).

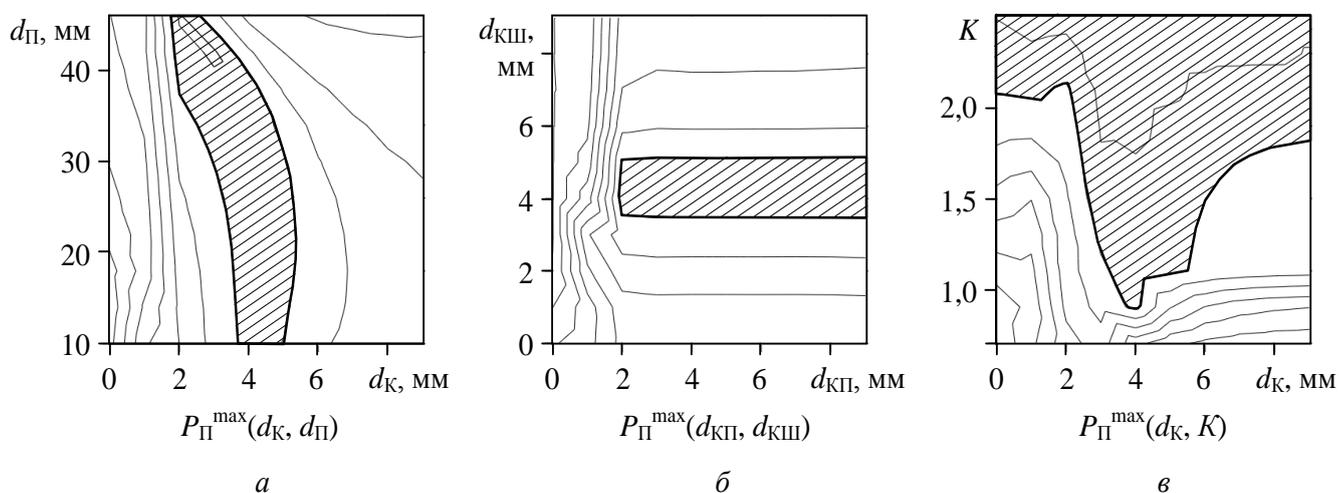


Рисунок 10. Фронтальное изображение поверхностей отклика функций (факторные пространства заштрихованы): *a* — $P_{\Pi}^{\max}(d_K, d_{\Pi})$, *б* — $P_{\Pi}^{\max}(d_{КП}, d_{КШ})$, *в* — $P_{\Pi}^{\max}(d_K, K)$

Анализируя полученные факторные пространства, можно сделать вывод о том, что оптимальное значение диаметра d_K уменьшается с 4—5 до 2—3 мм, если увеличивать диаметр d_{Π} . Диаметр дросселирующего канала $d_{КП}$ мало влияет на P^{\max} , поэтому его оптимальное значение можно выбирать со значения более 2 мм, однако оптимальный диаметр $d_{КШ}$ выбирается в диапазоне от 3,5 до 5 мм.

Целесообразно увеличивать размер демпфера как можно больше, если размер не ограничен другими факторами, такими как металлоёмкость, компактность и др., при этом демпфер работает эффективно, независимо от диаметра дросселирующих каналов.

Оптимальная область занимает значительную площадь факторного пространства для всех трёх функций, ввиду чего и при существенном изменении конструктивных параметров гарантировано эффективное снижение демпфером пикового давления, что позволяет выдвинуть гипотезу о стабильности работы предлагаемого демпфера при эксплуатации.

4. Обсуждение и заключение

Оптимизация положений гидроцилиндров механизма подъёма манипулятора автосортиментовоза и оптимизация параметров предлагаемого дополнительного демпфера позволяют существенно снизить всплески давления рабочей жидкости в поршневой полости

гидроцилиндра примерно на 47 %, в штоковой полости — на 25 % и продолжительность переходных процессов при подъёме груза — на 45 %.

Представленные материалы исследований могут быть применены при проектировании и производстве лесных манипуляторов на машиностроительных заводах, а также использованы в учебном процессе технических вузов при проектировании узлов и механизмов стреловой группы автотранспортных средств манипуляторного типа.

Список литературы

1. *Мазуркин, П. М.* Автоматизация технологического оборудования лесозаготовительного производства / П. М. Мазуркин // *Технология лесозаготовок и транспорта леса.* — Ленинград : ЛТА, 1984. — С. 92—97.
2. Манипуляторы гидравлические автомобильные МГА-40, ГЛГА-65, МГА-95 // *Наиболее важные отечеств. и зарубеж. достижения в обл. науки, техники и пр-ва по лесн. хоз-ву.* — Москва : ВНИИЦ лесресурс, 1995. — С. 68—69.
3. *Хуако, З. А.* Теоретическое обоснование эффективности совмещения движений трёх звеньев / З. А. Хуако // *Вестник АГУ.* — Майкоп, 2011. — № 3. — С. 24—29.
4. *Palpacelli, M. C.* A Redundantly Actuated 2-Degrees-Of-Freedom Mini Pointing Device / M. C. Palpacelli, G. Palmieri, M. Callegri // *Journal of Mechanisms and Robotics.* — 2012. — Vol. 4. — No. 3.
5. *Gerasimov, Y. Y.* Harvester crane key parameters: optimization in European Russian Pines / Y. Y. Cerasimov, V. S. Siounev // *Journal of Forest Engineering.* — 2000. — № 8. — P. 65—67.
6. *Anisimov, G. M.* Forest machines: Textbook. Allowance / G. M. Anisimov, S. G. Zhendayev, A. V. Zhukov // *Moskva : Forest industry,* 1989. — 512 p.
7. *Kuznetsov, E. S.* Technical exploitation of cars: Textbook. For higher education institutions / E. S. Kuznetsov, A. P. Boldin // *Moskva : Nauka,* 2001. — 535 p.
8. *Gerasimov, Y. Y.* Harvester crane key parameters: optimization in European Russian Pines / Y. Y. Cerasimov, V. S. Siounev // *Journal of Forest Engineering.* — 1997. — № 8 (1). — P. 63—73.
9. *Долженко, С. В.* Разработка методики экспериментальных исследований гидропривода механизма поворота лесного манипулятора сортиментовоза / С. В. Долженко // *Лесотехнический журнал.* — 2013. — № 1. — С. 127—137.
10. Математическая модель демпфирования рабочего процесса гидропривода механизма поворота колонны лесного манипулятора / С. В. Долженко, П. И. Попиков, А. В. Зубков, Е. П. Рыкованова // *Политематический сетевой электронный научный журнал КубГАУ.* — 2012. — № 79. — С. 243—259.
11. Математическое моделирование процессов в системе гидропривода лесных манипуляторов / П. И. Попиков, П. И. Титов, А. А. Сидоров, С. В. Долженко // *Политематический сетевой электронный научный журнал КубГАУ.* — 2011. — № 69. — С. 96—106.

References

1. *Mazurkin, P. M.* Automation of technological equipment forestry production / P. M. Mazurkin // *Technology of logging and wood transport.* — Leningrad : LTA, 1984. — P. 92—97.

2. Manipulators hydraulic car MGA-40, PGA-65, MGA-95 // The Most important domestic. and abroad. achievements in the region of science, technology and production in the forest. hoz-vu. — Moskva : VNIIZ lesresurs, 1995. — P. 68—69.
3. *Khuako, Z. A.* Theoretical substantiation of the effectiveness of combination of movements of the three links / Z. A. Khuako // Bulletin of the ASU. — Maykop, 2011. — No. 3. — P. 24—29.
4. *Palpacelli, M. C.* A Redundantly Actuated 2-Degrees-Of-Freedom Mini Pointing Device / M. C. Palpacelli, G. Palmieri, M. Callegri // Journal of Mechanisms and Robotics. — 2012. — Vol. 4. — No. (3).
5. *Gerasimov, Y. Y.* Harvester crane key parameters: optimization in European Russian Pines / Y. Y. Cerasimov, V. S. Siounev // Journal of Forest Engineering. — 2000. — No. 8. — P. 65—67.
6. *Anisimov, M. G.* 1989. Forest machines: Textbook. Allowance / G. M. Anisimov, S. G. Zhendayev, A. V. Zhukov // Moskva : Forest industry, 1989. — 512 p.
7. *Kuznetsov, E. S.* Technical exploitation of cars: Textbook. For higher education institutions / E. S. Kuznetsov, A. P. Boldin // Moskva : Nauka, 2001. — 535 p.
8. *Gerasimov, Y. Y.* Harvester crane key parameters: optimization in European Russian Pines / Y. Y. Cerasimov, V. S. Siounev // Journal of Forest Engineering. — 1997. — No. 8 (1). — P. 63—73.
9. *Dolzhenko, S. V.* Development of methodology of experimental studies of the hydraulic drive of the rotation mechanism of the manipulator forest timber / S. V. Dolzhenko // Journal of Forestry. — 2013. — No. 1. — P. 127—137.
10. Mathematical model of the damping of the working process of the hydraulic drive mechanism of rotation of the columns of forest manipulator / S. V. Dolzhenko, I. P. Parsons, V. A. Zubkov, E. P. Rykovanova // Polythematic network electronic scientific journal of the Kuban state agrarian University. — 2012. — No. 79. — P. 243—259.
11. Mathematical simulation of processes in the system of hydraulic drive of forestry manipulators P. I. Parsons, P. I. Titov, A. A. Sidorov, S. V. Dolzhenko // Polythematic network electronic scientific journal of the Kuban state agrarian University. — 2011. — No. 69. — P. 96—106.