

**ПОВЫШЕНИЕ ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ
ЛЕСОТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ МАНИПУЛЯТОРНОГО ТИПА В
СЛУЧАЕ ЭКСТРЕННОЙ РАЗГРУЗКИ ЗАХВАТА**

Попиков С.К.

*Воронежский государственный лесотехнический университет
имени Г.Ф. Морозова, Воронеж, Россия*

**INCREASING THE TRANSVERSE STABILITY OF A MANIPULATOR-
TYPE TIMBER TRANSPORT MACHINE IN THE CASE OF EMERGENCY
UNLOADING OF THE GRIPPER**

Popikov S.K.

*Voronezh State University of Forestry and Technologies
named after G.F. Morozov, Voronezh, Russia*

Аннотация: Проведен анализ способов повышения устойчивости грузоподъемных машин. Предложена гидросистема механизма автоматической разгрузки захвата гидроманипулятора лесотранспортной машины и математическая модель рабочего процесса гидроманипулятора в случае экстренной разгрузки захвата.

Abstract: The analysis of methods for increasing the stability of lifting machines is carried out. A hydraulic system of the mechanism for automatic unloading of the gripper of a hydraulic manipulator of a timber transport machine and a mathematical model of the working process of a hydraulic manipulator in the case of emergency unloading of the grip are proposed.

Ключевые слова: лесотранспортная машина, гидроманипулятор, поперечная устойчивость, разгрузка захвата, математическая модель.

Keywords: timber transport machine, hydraulic manipulator, transverse stability, unloading of the gripper, mathematical model.

В настоящее время, согласно статистическим сведениям, приведенным Ростехнадзором, выявлена тенденция роста чрезвычайных происшествий при эксплуатации грузоподъемных кранов и машин в различных отраслях народного хозяйства. Данная проблема характерна и для лесного комплекса [1]. В наши дни для повышения безопасности производства погрузочно-разгрузочных работ предлагается организация погрузочных площадок, а также обеспечение грузоподъемной техники средствами безопасной эксплуатации (ограничители грузоподъемности, выравниватели кабин и опорных платформ, аутригеры, демпферы, средства сигнализации и др.). Кроме того, следует отметить, что лесные почвы имеют неоднородную структуру и неравномерное увлажнение, что в совокупности со сложным рельефом местности может способствовать внезапно-

му проседанию грунта под опорными элементами аутригеров и наклону рамы базовой машины оснащенной гидравлическим манипулятором [2].

Совместно с профессором Дорняк О.Р. [3, 4] проведены теоретические исследования влияния угла наклона рамы базовой машины в диапазоне от 0 до 15 градусов на усилия в гидроцилиндрах стрелы, рукояти и телескопического удлинителя манипулятора Атлант-С100, выпускаемого Майкопским машиностроительным заводом, при различных положениях звеньев в статическом и динамическом режимах работы с учетом установки автоматического выравнивателя опорно-поворотного устройства. Полученные графики зависимостей давления рабочей жидкости и усилий в гидроцилиндрах манипулятора позволяют выявить оптимальные соотношения угловых параметров звеньев манипулятор, при которых обеспечивается поперечная устойчивость и требуемая производительность погрузки и выгрузки древесины. Однако предлагаемые выравниватели опорно-поворотных устройств гидроманипуляторов не обладают достаточным быстродействием и не оказывают существенного влияния на коэффициент поперечной устойчивости в момент возникновения критической ситуации. Предлагаемая принципиальная схема гидросистемы манипулятора лесотранспортной машины (рис. 1), обладает большим быстродействием, благодаря механизму автоматической разгрузки захвата.

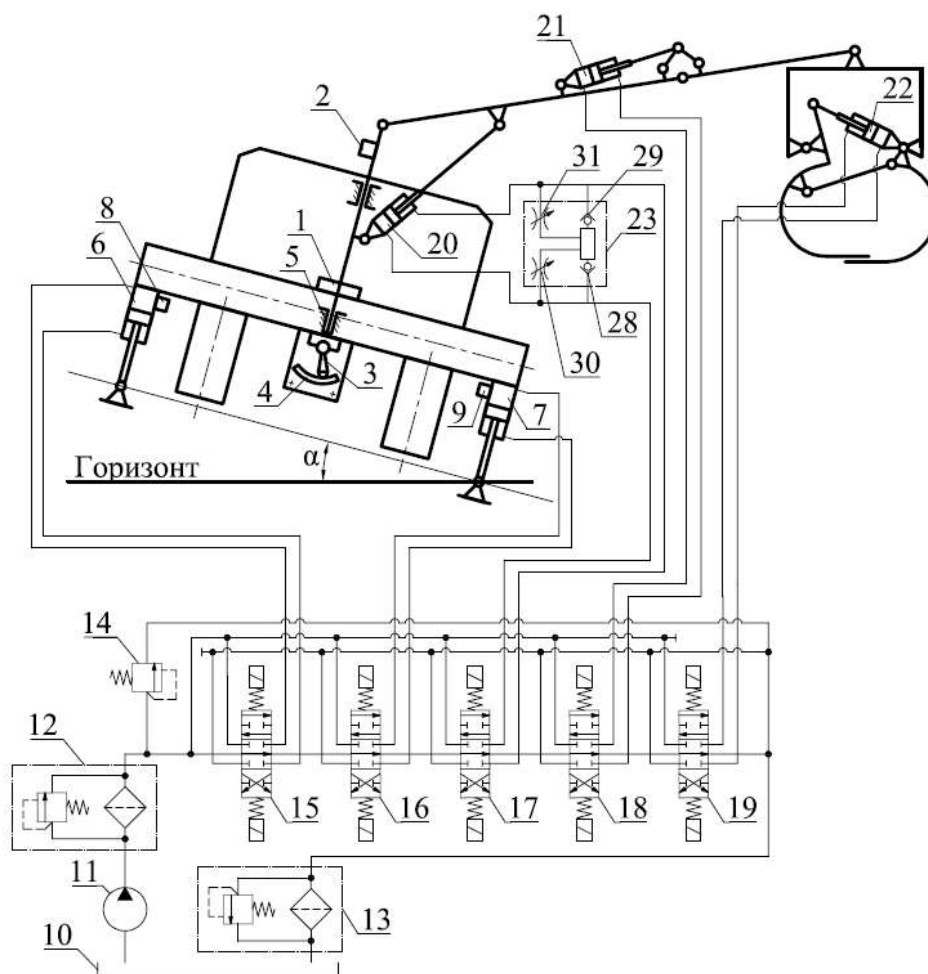


Рисунок 1 – Принципиальная схема механизма автоматической разгрузки захвата

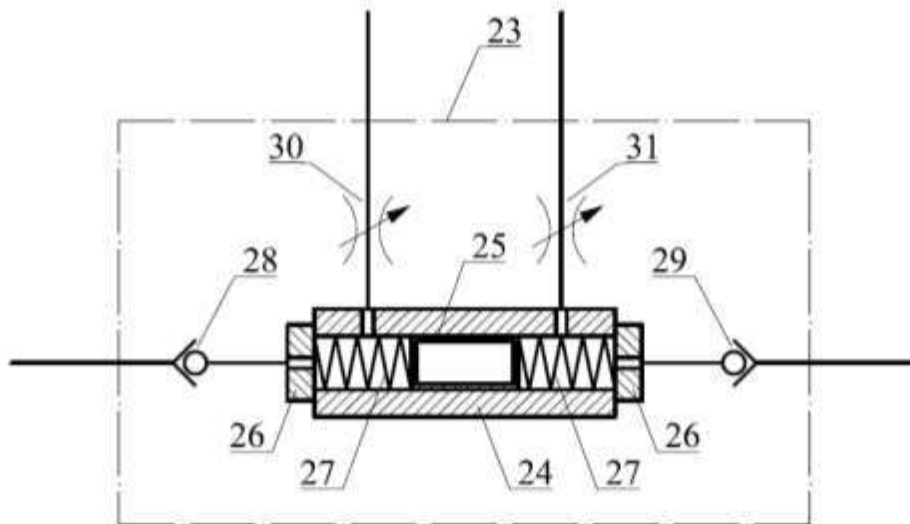


Рисунок 2 – Схема демпфера

Предлагаемая гидросистема содержит блок управления 1, панель управления 2, отвесной датчик 3 с реостатной направляющей 4, опорно-поворотное устройство 5, датчики 8 и 9 контакта с опорной поверхностью, гидроцилиндры 6, 7, 20, 21 и 22 звеньев манипулятора, демпфер 24 (рис. 2), включающий пустотелый плунжер 25, крышки 26, возвратные пружины 27, обратные клапаны 28 и 29, регулируемые дроссели 31 и 32.

Для определения параметров данной гидросистемы была разработана математическая модель рабочего процесса манипулятора в момент автоматической разгрузки захвата при аварийной ситуации, включающая в себя четыре дифференциальных уравнения: уравнение поворота стрелы, уравнение расхода рабочей жидкости, уравнение движения поршня гидроцилиндра захвата и уравнение движения плунжера демпфера:

$$\left\{ \begin{aligned} (J_{\text{бр}} + J_c) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} &= \frac{\pi d_c^2 b_1 \sin \beta}{4} p + 0,25 (G_{\text{бр}} L + G_c l_n) (\cos \varphi \cos \alpha + \sin \varphi \sin \alpha), \\ q_n n_n &= \frac{\pi d_c^2 b_1 \sin \beta}{4} \frac{d\varphi}{dt} + \frac{\pi (d_3^2 - d_{\text{шт}}^2)}{4} \frac{dh_3}{dt} + \frac{\pi d_n^2}{4} \frac{dx_n}{dt} + a_y p + K_p \frac{dp}{dt}, \\ m_{\text{бр}} \frac{d^2 h_3}{dt^2} &= \frac{\pi (d_3^2 - d_{\text{шт}}^2)}{4} p - F_{\text{тр}} - F_c, \\ m_n \frac{d^2 x_n}{dt^2} &= \frac{\pi d_n^2}{4} \left(p - \xi \rho \frac{v_{\text{др}}^2}{2} \right) - c_n x_n - k_n \frac{dx_n}{dt}, \end{aligned} \right. \quad (1)$$

где $J_{\text{бр}}, J_c$ – моменты инерции пачки бревен и стреловой группы манипулятора относительно точки O_1 , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$G_{\text{бр}}, G_c$ – силы тяжести пачки бревен и стреловой группы манипулятора, Н;

$F_{\text{тр}}$ – сила трения в гидроцилиндре захвата, Н;

F_c – сила сопротивления раскрытию захвата, Н;

$m_{\text{бр}}$ – масса бревен, кг;

α – угол наклона погрузочной площадки, град;
 b_1 – расстояние между точкой крепления стрелы к колонне и точкой крепления гидроцилиндра подъема стрелы к стреле, м;
 L – длина стрелы манипулятора, м;
 l_n – расстояние между точкой крепления стрелы к колонне и центром тяжести стрелы манипулятора, м;
 φ – угол подъема стрелы манипулятора, град;
 β – угол между осью штока гидроцилиндра подъема стрелы и осью стрелы манипулятора, град;
 q_n – рабочий объем насоса, м³/об;
 n_n – частота вращения насоса, об/с;
 p – текущее значение давления в гидроприводе, Па;
 a_y – коэффициент, учитывающий утечки жидкости, м⁵/(Н·с);
 K_p – коэффициент податливости гидропривода, м⁵/(Н·с);
 $d_c, d_3, d_{шт}, d_{п}$ – диаметры гидроцилиндров стрелы, захвата, штока, плунжера демпфера м;
 h_3 – ход штока гидроцилиндра захвата, м;
 $x_{п}$ – ход плунжера демпфера, м;
 $m_{п}$ – масса плунжера демпфера, кг;
 $k_{п}$ – коэффициент трения плунжера демпфера;
 ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;
 ξ – коэффициент сопротивления дросселя;
 $v_{др}$ – скорость жидкости, проходящей через дроссель, м/с;
 $c_{п}$ – жёсткость пружины демпфера, Н/м.

Расчёт был произведён в программе MathCad и получены графики зависимостей ускорения подъёма стрелы и давления в гидравлической системе от времени при различных значениях массы брёвен и длинах стрелы (рис. 3-6).



Рисунок 3 – Графики зависимости ускорения подъёма стрелы от времени при различных значениях массы брёвен

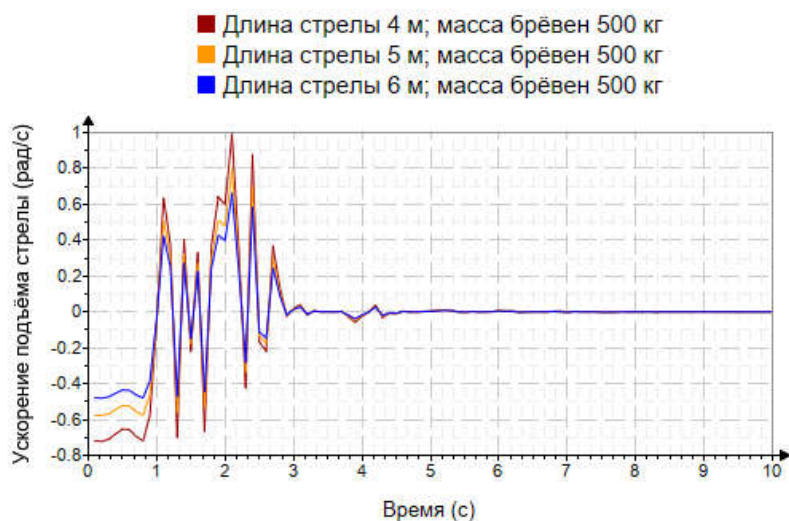


Рисунок 4 – Графики зависимости ускорения подъёма стрелы от времени при различных длинах стрелы с учетом телескопического удлинителя



Рисунок 5 – Графики зависимости давления в гидравлической системе от времени при различных значениях массы брёвен

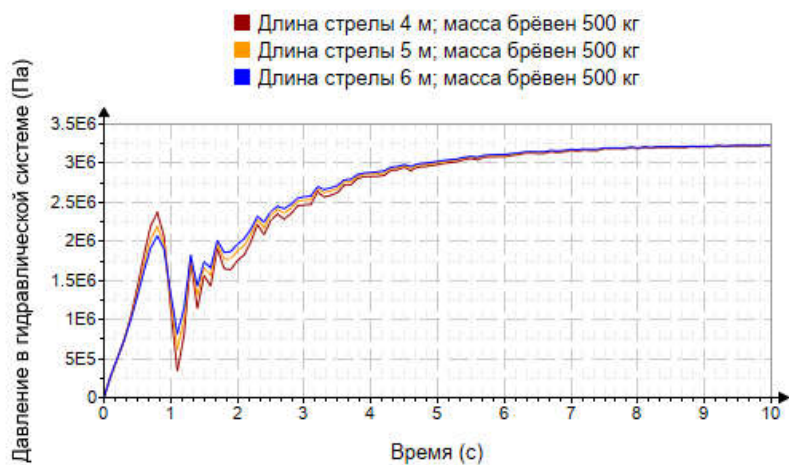


Рисунок 6 – Графики зависимости давления в гидравлической системе от времени при различных длинах стрелы с учетом телескопического удлинителя

С учетом решения математической модели можно получить значения статических и динамических коэффициентов устойчивости лесотранспортной машины при различных комбинациях угловых параметров звеньев манипулятора и углах наклона опорно-поворотного устройства.

Статический коэффициент поперечной устойчивости $K_{ст}$:

$$K_{ст} = \frac{M_{уд}}{M_{опр(ст)}} \geq 1,4 \quad (2)$$

Динамический коэффициент поперечной устойчивости $K_{дин}$:

$$K_{дин} = \frac{M_{уд}}{M_{опр(ст)} \pm M_{опр(дин)}} \geq 1,2 \quad (3)$$

В формулах (2) и (3):

$M_{уд}$ – удерживающий момент, Нм;

$M_{опр(ст)}$ – статический опрокидывающий момент, Нм;

$M_{опр(дин)}$ – динамический опрокидывающий момент, Нм.

Из формулы (3) для определения динамического коэффициента поперечной устойчивости видно, что, снижая динамический момент от сил инерции за счет демпфирования колебаний давления в гидроприводе, можно повысить значение динамического коэффициента поперечной устойчивости.

Таким образом, предлагаемая гидросистема манипулятора лесотранспортной машины может повысить значение динамического коэффициента поперечной устойчивости, что обеспечивает повышение безопасности и надежности лесотранспортной машины, а также расширяет ее технологические возможности при эксплуатации в лесном комплексе в различных условиях.

Список литературы

1. Гидроманипуляторы и лесное технологическое оборудование: монография / [И.М. Бартенев и др.]; под ред. И.М. Бартенева. – М: Флинта-Наука, 2011. – 408 с.
2. Александров В.А. Моделирование технологических процессов лесных машин / В.А. Александров, А.В. Александров. – СПб: Лань, 2016. – 368 с.
3. Статическое нагружение силового гидропривода звеньев манипулятора лесотранспортной машины в критическом режиме / О.Р. Дорняк, Л.В. Маркова, С.К. Попиков, П.В. Танчук // Лесотехнический журнал. – 2023. – Т. 13, № 2(50). – С. 87-104. – DOI 10.34220/issn.2222-7962/2023.2/5.
4. Динамическое нагружение элементов гидравлической системы манипулятора лесотранспортной машины при выравнивании рамы опорно-поворотного устройства / О.Р. Дорняк, Л.В. Маркова, П.В. Танчук, С.К. Попиков // Лесотехнический журнал. – 2024. – Т. 14, № 2(54). – С. 168-187. – DOI 10.34220/issn.2222-7962/2024.2/10.

References

1. Hydraulic manipulators and forest processing equipment: monograph / [I.M. Bartenev et al.] ; edited by I.M. Bartenev. M: Flinta-Nauka, 2011. – 408 p.
2. Alexandrov V.A. Modeling of technological processes of forest machines / V.A. Aleksandrov, A.V. Aleksandrov. – St. Petersburg: Lan, 2016. – 368 p.
3. Static loading of the power hydraulic drive of the manipulator links of the timber transport machine in critical mode / O.R. Dorniyak, L.V. Markova, S.K. Popikov, P.V. Tanchuk // Lesotekhnicheskii zhurnal [Forestry Engineering journal]. – 2023. – Vol. 13, № 2 (50) – pp. 87-104. – DOI 10.34220/issn.2222-7962/2023.2/5.
4. Dynamic loading of the hydraulic system elements for the timber transport machine manipulator during alignment of the frame of the pivoting device / O.R. Dorniyak, L.V. Markova, P.V. Tanchuk, S.K. Popikov // Lesotekhnicheskii zhurnal [Forestry Engineering journal]. – 2024. – Vol. 14, № 2(54)/ – pp. 168-187. – DOI 10.34220/issn.2222-7962/2024.2/10.