

$$A = 2\pi R(R + h).$$

Подставив в уравнение (10) (8) площадь втулки получим формулу для определения напряжения

$$\sigma = \frac{4eGIC_2}{R(R+h)} \leq [\sigma]. \quad (11)$$
$$\sigma \leq [\sigma]$$

Таким образом получены рекомендации для нахождения основных силовых и прочностных характеристик упругих резиновых элементов, установленных в карданном предохранительном устройстве.

Библиографический список

1. Лавендел Э.Э. Расчет резинотехнических изделий. М.: Машиностроение, 1976. 232 с.
2. Пат 62680 РФ, МКИ F 16Д 7/04. Карданная предохранительная муфта / Р.Г. Боровиков, П.Н. Щерблюкин; заявитель и патентообладатель ВГЛТА. – № 2006125998/22; заявл. 17.07.2006; опубл. 27.04.2007, Бюл. № 12. 3 с.

УДК 630*377.45

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГИДРОПРИВОДА МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА КОЛОННЫ ГИДРОМАНИПУЛЯТОРА ПРИ ПОГРУЗКЕ СОРТИМЕНТОВ

С. В. Долженко, П. И. Попиков, П. И. Титов

ФГБОУ ВПО «Воронежская государственная лесотехническая академия»

kafedramehaniza@mail.ru

На современном этапе развития лесной техники наиболее важными проблемами являются снижение энергозатрат и уменьшение динамической нагруженности лесных манипуляторов. Решить эти проблемы, на наш взгляд, можно внедрением различных механизмов, оснащенных демпфирующими устройствами. На основании проведенных исследований [2, 3, 4] нами разработана универсальная математическая модель функционирования манипулятора, оснащенного демпфером гидро-

системы поворота колонны. При создании модели ориентировались на необходимость моделирования манипуляторов, серийно выпускаемых Майкопским машиностроительным заводом, в частности "Атлант-С90" и "Атлант-С35" [1]. Внешний вид манипулятора "Атлант-С90", оснащенного демпфером, представлен на рис. 1. Гидрокинематическая схема механизма поворота колонны манипулятора представлена на рис. 2.



Рис. 1. Гидроманипулятор "Атлант-С90"

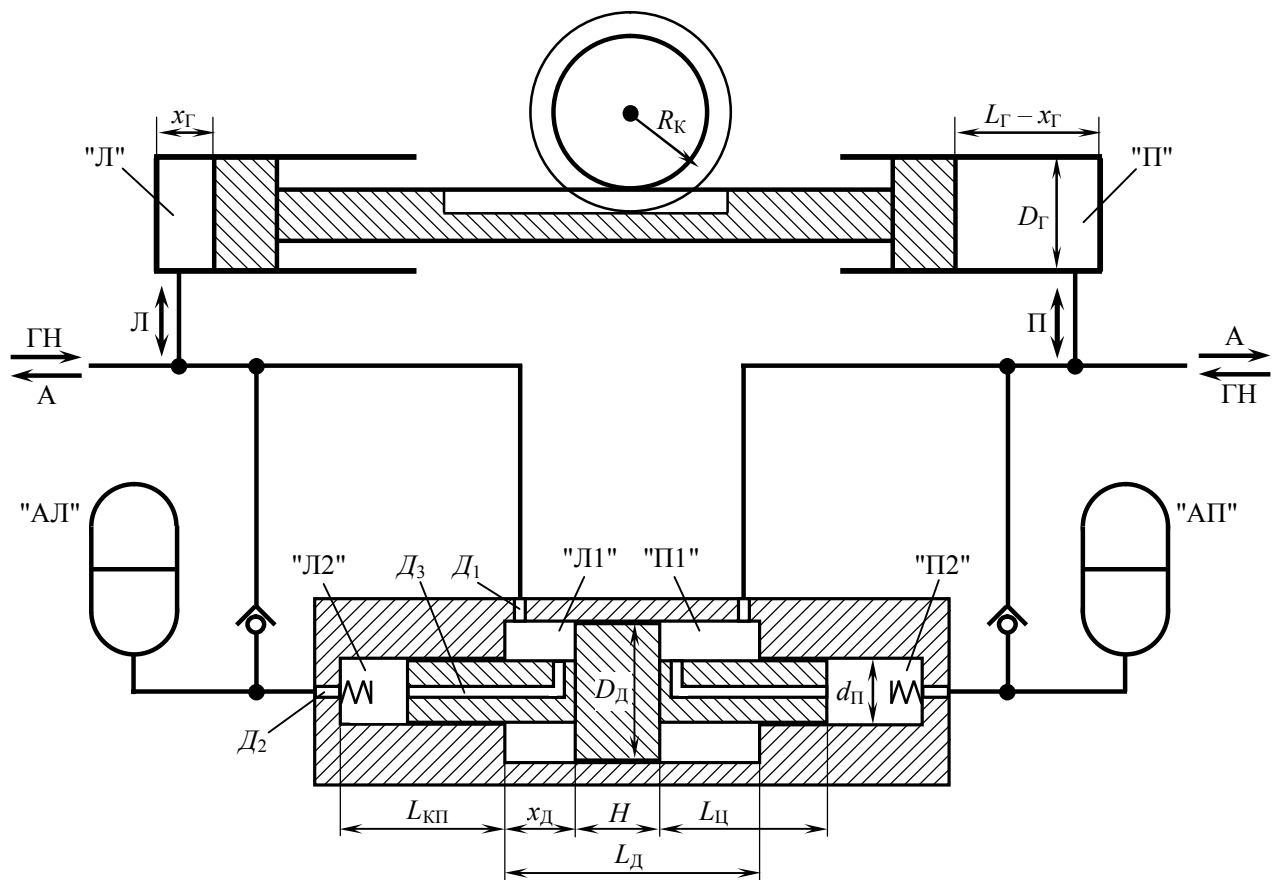


Рис. 2. Расчетная схема демфера и гидроцилиндров поворота колонны

Поворотная колонна манипулятора представляется в виде абсолютно твердого тела, вращающегося в горизонтальной плоскости XOY относительно вертикальной оси O . Угловое положение колонны задается углом φ , измеряемым от направления OY против хода часовой стрелки. Для описания поворота колонны используется основное уравнение динамики вращательного движения

$$J \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \sum_i M_i, \quad (1)$$

где J – момент инерции колонны относительно оси O ;

M_i – моменты сил различной природы.

Описание движения плунжера демп-

$$\dot{v}_k = \left[F(p_i - p_j) - hv_k - (R_{mp}^0 + k_i p_i) \text{sign } v_k - c(z_k + z_0) \right] / m, \quad (3)$$

$$\dot{z}_k = v_k; \quad 0 \leq z_k < L_a = V / F, \quad (4)$$

$$\dot{p}_i = (Q_i - Fv_k) / k_{ynp,i}; \quad p_j = p_0 [L_a / (L_a - z_k)]^n - p_{am}, \quad (5)$$

где $k_{ynp,i} = (\Delta V_i + z_k F) / E_{np}$ – коэффициент упругости полости с жидкостью;

$E_{np} = E_{жс} / [1 + (D/\delta)(E_{жс}/E_{см})]$ – приведенный объемный модуль упругости полости с жидкостью;

m – масса подвижной части аккумулятора;

$F = \pi D^2 / 4$ – рабочая площадь сечения (поршня) аккумулятора;

h – коэффициент вязкого трения;

c – жесткость пружины;

z_0 – предварительное сжатие пружины;

R_{mp}^0 – сила сухого трения при отсутствии давления;

фера под воздействием нескомпенсированных давлений в целом базируется на использовании второго закона Ньютона:

$$m_D \frac{d^2 x_D}{dt^2} = \sum_i F_i, \quad (2)$$

где m_D – масса плунжера;

x_D – положение плунжера в демпфере (рис. 2);

F_i – некоторые силы, действующие на плунжер.

Присутствующие в гидросистеме пневмогидравлические аккумуляторы («АЛ», «АП») описываются следующим комплексом уравнений (уравнение движения поршня, уравнение расходов на входе и уравнение политропного процесса в газовой полости):

$k_i = (\pi/20)DH$ – коэффициент пропорциональности между силой трения и давлением в рабочей полости;

D – диаметр поршня (внутренней полости аккумулятора);

H – высота манжетного уплотнения;

V – общий объем аккумулятора;

ΔV_i – "мертвый" объем рабочей камеры;

δ – толщина стенки цилиндра;

p_0 – давление зарядки газа (абсолютное);

n – показатель политропы;

p_{am} – атмосферное давление.

Основное уравнение вращательного движения для колонны имеет вид

$$J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = M_{ГЦ} - M_G - M_{TP} - k_{TK} \frac{d\varphi}{dt} + M_y + M_B, \quad (6)$$

где J – момент инерции колонны;
 $M_{ГЦ}$ – момент, сообщаемый поворотной колонне гидроцилиндром;
 M_G – момент со стороны приводимого в движение груза;
 M_{TP} – момент сил трения в подшипниках колонны;
 k_{TK} – приведенный коэффициент вязкого трения в гидроцилиндрах пово-

рота;
 M_y – момент сил от уклона местности;
 M_B – момент сил от ветровой нагрузки.

Таким образом, окончательное уравнение вращательного движения колонны можно записать следующим образом:

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \frac{1}{\frac{1}{3} m_c L_G^2 + \frac{1}{2} m_{OK} R_{OK}^2} \left(R_K (P_L - P_{II}) \frac{\pi D_G^2}{4} - L_G (-F_{GX} \cdot \sin \varphi + F_{GY} \cdot \cos \varphi) - M_{TP} - k_{TK} \frac{d\varphi}{dt} + M_y + M_B \right). \quad (7)$$

В рамках модели груз массой m_M , перемещаемый манипулятором, может быть представлен либо в виде материальной точки в случае если габаритные размеры груза (длина, ширина, высота) соизмеримы, либо в виде стержня длиной L_B , если моделируется перемещение манипулятором бревна. Груз взаимодействует со стрелой посредством невесомого вязкоупруго-

го стержня, имитирующего устройство захвата. Стержень находится между двух точек: G (крепление устройства захвата на стреле) и M – центр тяжести груза. В соответствии с законом динамики поступательного движения можно записать векторное уравнение движения центра тяжести груза:

$$\frac{d^2 \vec{r}_M}{dt^2} = \frac{1}{m_M} \left(\left(-c_M (GM - L_M) - d_M \frac{d(GM - L_M)}{dt} \right) \frac{\vec{GM}}{GM} + m_M \vec{g} \right), \quad (8)$$

где \vec{r}_M – радиус-вектор точки M в декартовой системе координат XYZ ;
 c_M и d_M – коэффициенты жесткости и вязкости вязкоупругого взаимодействия посредством устройства захвата;
 \vec{GM} – вектор, исходящий из точки G и оканчивающийся в точке M ;
 GM – расстояние между точками G и M ;

\vec{g} – вектор ускорения свободного падения.

В последнем уравнении выражение, стоящее во внешних скобках, представляет собой силу, действующую на груз. Противоположная ей сила действует со стороны груза на стрелу:

$$\vec{F}_G = \left(c_M(GM - L_M) + d_M \frac{d(GM - L_M)}{dt} \right) \frac{\vec{GM}}{GM} - m_M \vec{g}. \quad (9)$$

Составляющие последней силы F_{GX} и F_{GY} участвуют в приведенном выше уравнении вращательного движения поворотной колонны.

В случае моделирования бревна (груз представляется не в виде сосредоточенной в точке М массы, а равномерно распределенной вдоль стержня длиной L_B массы, с центром тяжести в точке М) необходимо учесть возможность бревна вращаться в горизонтальной и вертикальной плоскостях относительно центра тяжести. Тогда в описании движения бревна появляется два дополнительных уравнения:

$$\frac{d^2\psi}{dt^2} = \frac{12}{m_M L_B^2} \left(M_B^\psi(t) - d_B^\psi \frac{d\psi}{dt} \right); \quad (10)$$

$$\frac{d^2\chi}{dt^2} = \frac{12}{m_M L_B^2} \left(M_B^\chi(t) - d_B^\chi \frac{d\chi}{dt} \right), \quad (11)$$

где ψ и χ – угловые отклонения стержня-бревна соответственно в горизонтальной плоскости относительно на-

$$\frac{d^2 x_D}{dt^2} = \frac{1}{m_D} \left(P_{J1} \frac{\pi(D_D^2 - d_{II}^2)}{4} + P_{J2} \frac{\pi d_{II}^2}{4} + c_{II} \cdot \begin{cases} 0, & x_D \geq l_{II} \\ l_{II} - x_D, & x_D < l_{II} \end{cases} - \right. \\ \left. - P_{II1} \frac{\pi(D_D^2 - d_{II}^2)}{4} - P_{II2} \frac{\pi d_{II}^2}{4} - c_{II} \cdot \begin{cases} 0, & L_D - x_D - H \geq l_{II} \\ l_{II} - L_D + x_D + H, & L_D - x_D - H < l_{II} \end{cases} - \frac{dx_D}{dt} k_D \right), \quad (12)$$

где k_D – коэффициент вязкого трения плунжера при перемещениях в демпфере;
 c_{II} – жесткость внутренней пружины-упора;

правления стрелы и в вертикальной плоскости относительно горизонтального положения;

$M_B^\psi(t)$ и $M_B^\chi(t)$ – моменты внешних сил, действующих на бревно (например, при подъеме бревна с поверхности бревно опирается какое-то время о поверхность, в результате чего возникают силы, вызывающие вращение бревна);

d_B^ψ и d_B^χ – эффективные коэффициенты вязкого трения при вращении устройства захвата с бревном в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

По известным давлениям в полостях демпфера рассчитываются силы, действующие на плунжер, и затем рассчитывается новое положение и скорость плунжера. Уравнение движения плунжера, с учетом определенных давлений, может быть записано следующим образом:

l_{II} – свободная длина внутренней пружины-упора.

Таким образом, общая система уравнений, описывающая работу манипулятора в целом, имеет следующий вид:

$$\left\{ \begin{aligned}
 \frac{d^2 x_D}{dt^2} &= \frac{1}{m_D} \left(P_{I1} \frac{\pi(D_D^2 - d_{II}^2)}{4} + P_{I2} \frac{\pi d_{II}^2}{4} + c_{II} \cdot \begin{cases} 0, & x_D \geq l_{II} \\ l_{II} - x_D, & x_D < l_{II} \end{cases} - \right. \\
 &- P_{II} \frac{\pi(D_D^2 - d_{II}^2)}{4} - P_{I2} \frac{\pi d_{II}^2}{4} - c_{II} \cdot \begin{cases} 0, & L_D - x_D - H \geq l_{II} \\ l_{II} - L_D + x_D + H, & L_D - x_D - H < l_{II} \end{cases} \left. - \frac{dx_D}{dt} k_D \right\}; \\
 \frac{d^2 \varphi}{dt^2} &= \frac{1}{\frac{1}{3} m_C L_G^2 + \frac{1}{2} m_{OK} R_{OK}^2} \left(R_K (P_{I1} - P_{II}) \frac{\pi D_I^2}{4} - L_G (-F_{GX} \cdot \sin \varphi + F_{GY} \cdot \cos \varphi) - M_{TP} - k_{TK} \frac{d\varphi}{dt} + M_V + M_B \right); \\
 \frac{d^2 \vec{r}_M}{dt^2} &= -\frac{\vec{F}_G}{m_M}; \\
 \vec{F}_G &= \left(c_M (GM - L_M) + d_M \frac{d(GM - L_M)}{dt} \right) \frac{\vec{GM}}{GM} - m_M \vec{g}; \\
 \frac{d^2 \psi}{dt^2} &= \frac{12}{m_M L_B^2} \left(M_B^y(t) - d_B^y \frac{d\psi}{dt} \right); \\
 \frac{d^2 \chi}{dt^2} &= \frac{12}{m_M L_B^2} \left(M_B^x(t) - d_B^x \frac{d\chi}{dt} \right); \\
 \dot{v}_k &= [F(p_i - p_j) - h v_k - (R_{mp}^0 + k_i p_i) \operatorname{sign} v_k - c(z_k + z_0)] / m \\
 \dot{z}_k &= v_k; 0 \leq z_k < L_a = V / F \\
 \dot{p}_i &= (Q_i - F v_k) / k_{ynpi}; p_j = p_0 [L_a / (L_a - z_k)]^n - p_{am}
 \end{aligned} \right. \quad (13)$$

Для решения системы дифференциальных уравнений, положенной в основу модели и для проведения различных компьютерных экспериментов с моделью составлена компьютерная программа "Программа для моделирования процесса поворота гидроманипулятора с демпферным устройством" на языке Object Pascal в интегрированной среде программирования Borland Delphi 7.0. Получено свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2009611294 [5].

Библиографический список

1. Гидроманипуляторы и лесное технологическое оборудование: монография / И.М. Бартенев, З.К. Емтыль, А.П. Татаренко [и др.]; под ред. И.М. Бартенева. М.:

ФЛИНТА: Наука, 2011. 408 с.

2. Попиков П.И. Экспериментальные исследования динамики гидропривода механизма подъема лесного манипулятора // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета (Научный журнал КубГАУ) [Электронный ресурс]. – Краснодар: КубГАУ, 2012. № 75 (01). С. 407-418. – Режим доступа: <http://ej.kubagro.ru/2012/01/pdf/78.pdf>.

3. Математическое моделирование процессов в системе гидропривода лесных манипуляторов / П.И. Попиков, П.И. Титов, А.А. Сидоров [и др.] // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета (Научный журнал КубГАУ) [Электронный ресурс]. – Краснодар:

КубГАУ, 2011. № 69. С. 96-106. – Режим доступа: <http://ej.kubagro.ru/2011/05/pdf/25.pdf>.

4. Сидоров А.А., Бухтояров Л.Д., Попиков П.И., Посметьев В.В. Теоретическое исследование динамики гидропривода лесного манипулятора с дополнительным демпфером. Воронеж: ВГЛТА, 2008. 34 с. Деп. в ВИНТИ. 30.10.08, № 844-В2008.

5. Программа для моделирования процесса поворота гидроманипулятора с демпферным устройством / П.И. Попиков, В.И. Посметьев, С.В. Долженко. Свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2009611294. Заявитель и патентообладатель ВГЛТА ; зарег. 03.03.09.

УДК 630*: 65.011.54

НОВЫЙ КОРПУС ПЛУГА ДЛЯ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ НА ВЫРУБКАХ

С. В. Зимарин, Н. А. Сердюкова

ФГБОУ ВПО «Воронежская государственная лесотехническая академия»

sezimarin@yandex.ru

Основная обработка почвы является ответственной технологической операцией. Качество ее выполнения в значительной мере определяет величину материальных и трудовых затрат на все последующие лесохозяйственные операции по созданию лесных культур на вырубках.

В настоящее время на лесных площадях выполняют частичную обработку почвы в виде нарезки плужных борозд или создания микроповышений в зонах избыточного увлажнения. Бороздную подготовку почвы на нераскорчеванных вырубках производят лемешными (ПКЛ-70, ПЛП-135 и др.) и дисковыми (ПЛД-1,2, ПДП-1,2 и др) плугами.

Лемешные плуги мало эффективны на нераскорчеванных вырубках, так как плохо преодолевают препятствия в виде пней, корней порубочных остатков, при встрече с ними испытывают большие ударные нагрузки – заякориваются, что

приводит к выходу их из строя.

В свою очередь дисковые плуги имеют высокую проходимость и надежность работы на лесных площадях. Это связано с тем, что рабочим органом дискового плуга является свободно установленный сферический диск, который вращаясь вокруг своей оси способен преодолевать встречающиеся препятствия путем перекачивания через них. Однако при этом подрезанный вращающимся сферическим диском почвенный пласт высоко поднимается по его рабочей поверхности, затем разрушается на отдельные куски и хаотически падает вниз. Так на сильно и средне-связанных почвах 15-25 % пластов заваливается в борозду, а около 10 % пластов оказывается недообернуто. Проведенные П.С. Нартовым исследования показали, что невращающийся (заторможенный) сферический диск обеспечивает лучшую сохранность почвенного пласта [1]. Иссле-