

УДК 630*375.4

ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ МАНИПУЛЯТОРА МТТ-10

Э. А. ДВАРАНАУСКАС, А. В. ЖУКОВ, И. К. ИЕВИНЬ,
Р. П. РАМАНАУСКАС, Б. К. АНДРИКАЙТИС, Р. И. ЗЕМЛИС

ЛитНИИЛХ, Белорусский технологический институт
НПО «Силава»

Рубки ухода за лесом — важное лесохозяйственное мероприятие по формированию оптимального породного состава и повышению качества древостоев. Они дают значительный объем ликвидной древесины, что имеет особое значение в малолесных районах страны. Одна из основных причин, сдерживающих их дальнейшее развитие, — недостаток специального оборудования для механизации работ, отвечающего лесоводственным требованиям. Уровень механизации труда на прореживаниях, проходных и санитарных рубках составляет лишь 34,3 %.

В лаборатории механизации ЛитНИИЛХа разработан трелевочный манипулятор МТТ-10 на базе трактора «Беларусь» (рис. 1). Он имеет трехсекционную телескопическую стрелу, установленную на несущей защитной раме над кабиной. Зона обслуживания ограничена радиусом 10 м и углом в плане 2,62 рад (150°).

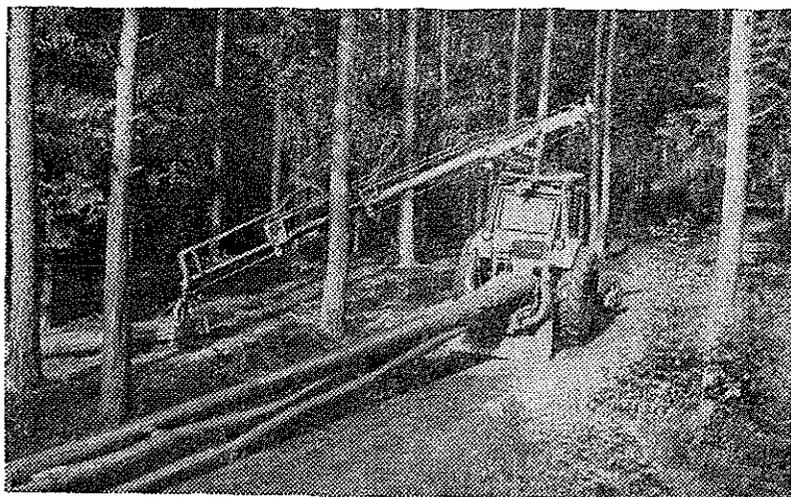


Рис. 1. Манипулятор с телескопической стрелой МТТ-10 (подтаскивание хлыста за комель)

Основное назначение манипулятора — подтаскивание предварительно поваленных и очищенных от сучьев деревьев, а также сортиментов к технологическому коридору и сбор пакета для его последующей трелевки до погрузочной площадки. В этом технологическом процессе основной операцией является подтаскивание хлыстов (подтрелевка), которая сопровождается возникновением динамических нагрузок, влияющих на нагруженность отдельных элементов манипулятора и устойчивость трактора.

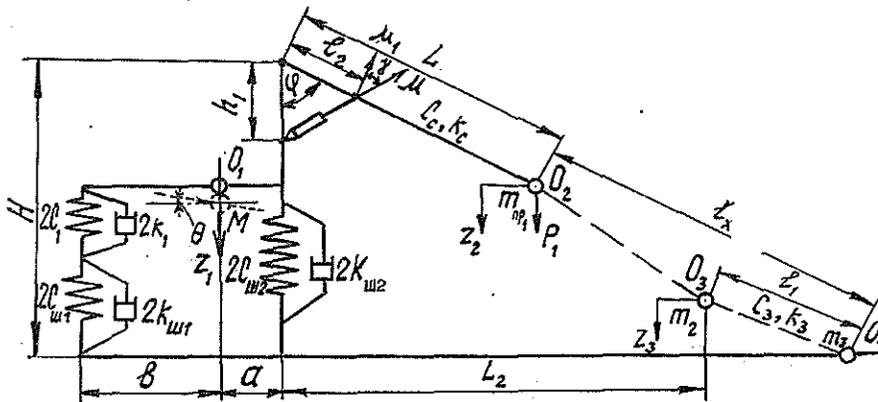


Рис. 2. Расчетная схема, эквивалентная колебаниям трактора с манипулятором при подъеме (опускании) хлыста

Расчетная схема для оценки продольной динамической устойчивости трактора с манипулятором приведена на рис. 2. При расчете допускается, что продольная ось трактора совпадает с вертикальной плоскостью колебаний манипулятора и хлыста. В точке O_1 навешивают гидроманипулятор, который поднимает вершинную часть хлыста O_2O_4 . Вследствие наличия возмущений упругая система совершает колебания.

Для упрощения расчетов введем обоснованное допущение [1—3]: трактор совершает только вертикальные и продольно-угловые (относительно поперечной оси) колебания. Передняя часть корпуса трактора опирается на пружину (рессору) и шину с приведенным коэффициентом жесткости $C_{пр1}$, а задняя — на шину с коэффициентом жесткости $C_{ш2}$, соответствующие коэффициенты сопротивления — $K_{пр1}$ и $K_{ш2}$. Вертикальные жесткости рессоры и шины передней оси обозначены C_1 и $C_{ш1}$, коэффициенты сопротивления — K_1 и $K_{ш1}$ (рис. 2). Вертикальную жесткость стрелы C_c и коэффициент сопротивления ее изгибным колебаниям K_c с известным допущением [3] считаем линейными. Распределенную массу хлыста заменяем дискретными массами m_1 , m_2 , m_3 , приведенными к точкам O_2 , O_3 и O_4 соответственно. Жесткость хлыста при изгибе обозначена C_3 , коэффициент сопротивления — K_3 . В точке O_1 сосредоточена масса M корпуса трактора с присоединенной к ней частью массы манипулятора, момент инерции корпуса относительно поперечной оси, проходящей через точку O_1 , обозначен I .

Рассматриваемая динамическая система имеет 4 степени свободы (z_1 , z_2 , z_3 , θ). Критическим случаем, при котором теряется устойчивость, считаем такой, когда вертикальная реакция одной из опор трактора (в данном случае передняя) равна нулю.

Составив выражения кинетической, потенциальной энергии, диссипативной функции и применяя уравнение Лагранжа второго рода, после некоторых преобразований получаем уравнения движения системы трактор — манипулятор — хлыст:

$$\begin{aligned} M\ddot{z}_1 + (2C_{ш2} + 2C_{пр1} + C_c)z_1 + C_c z_2 + [2aC_{ш2} - 2bC_{пр1} + C_c(a + \\ + L \sin \varphi)]\theta + (2K_{пр1} + 2K_{ш2} + K_c)\dot{z}_1 + K_c\dot{z}_2 + [2aK_{ш2} - 2bK_{пр1} + \\ + K_c(a + L \sin \varphi)]\dot{\theta} = 0; \end{aligned} \quad (1)$$

$$I\ddot{\Theta} + [C_2 a - C_{\text{пр1}} b + C_c (a + L \sin \varphi)] z_1 + [C_{\text{пр1}} b^2 + C_{\text{ш2}} a^2 + C_c (a + L \sin \varphi)^2] \Theta + C_c (a + L \sin \varphi) z_2 + [K_{\text{ш2}} a - K_{\text{пр1}} b + K_c (a + L \sin \varphi)] \dot{z}_1 + [K_{\text{ш2}} b^2 + K_{\text{ш2}} a^2 + K_c (a + L \sin \varphi)^2] \dot{\Theta} + K_c (a + L \sin \varphi) \dot{z}_2 = 0; \quad (2)$$

$$m_{\text{пр1}} \ddot{z}_2 + C_c z_1 + C_c (a + L \sin \varphi) \Theta + (4/9 K_3 + K_c) \dot{z}_2 + (4/9 C_3 + C_c) z_2 + 2/3 C_3 z_3 + K_c \dot{z}_1 + K_c (a + L \sin \varphi) \dot{\Theta} = P_1; \quad (3)$$

$$m_2 \ddot{z}_3 + 2/3 C_3 z_2 + C_3 z_3 + 2/3 K_3 \dot{z}_2 + K_3 \dot{z}_3 = 0. \quad (4)$$

В уравнениях (1—4):

$$m_{\text{пр1}} = m_{\text{прман}} + m_1; \quad C_{\text{пр1}} = \frac{2C_{\text{ш1}}C_1}{C_{\text{ш1}} + C_1},$$

где m_1 — дискретная масса хлыста, приведенная к точке O_2 ;
 $m_{\text{прман}}$ — приведенная к точке O_2 масса манипулятора.

Принимаем, что движение штока гидроцилиндра при $0 \leq t \leq T$ описывается уравнением $s = \mu t$, где T — время подъема или опускания хлыста; μ — скорость выдвигания штока гидроцилиндра стрелы.

Ускоряющая (замедляющая) сила выражается с учетом приведения ее к точке O_2 захвата

$$P_1 = \frac{m_{\text{пр1}}(L + a)}{t t_2} \mu_1 \sin \varphi \sin \gamma.$$

Время подъема до полного закрытия напорной полости гидрораспределителя установлено экспериментально и составляет $t = 0,25 \dots 0,3$ с (принимаем $t = 0,3$ с).

Систему дифференциальных уравнений (1—4) решали на ЭВМ ЕС-1035. Приближенная математическая модель позволяет решать разные задачи, связанные с движением системы трактор — манипулятор — хлыст. Рассмотрим один из характерных моментов процесса движения хлыста — остановка в конце подъема или опускания его вершинной части. Здесь возникает повышенная динамическая нагруженность манипулятора и появляется угроза нарушения продольной устойчивости трактора.

Расчетные значения максимальных перемещений и скоростей элементов манипулятора при опускании (подъеме) хлыста за вершину в зависимости от скорости выдвигания штока гидроцилиндра стрелы приведены в табл. 1 (объем хлыста $V = 1,01$ м³).

Скорость выдвигания (втягивания) штока гидроцилиндра выбирали в пределах от 0,01 до 0,1 м/с для установления оптимальной скорости перемещения захвата.

Как показывают результаты этого и других вариантов расчета, максимальные амплитуды перемещений и скоростей зависят от объема хлыста и значений вылета манипулятора.

С увеличением среднего объема хлыста от 0,1 до 1,01 м³ максимальные значения перемещений z_1 , z_2 , z_3 , Θ возрастают в среднем в 2,5—3 раза, а с увеличением вылета стрелы от 3,5 до 7,5 м они увеличиваются в 2,7—3,5 раза.

В экспериментальных исследованиях манипулятора МТТ-10 изучали переходные процессы при подъеме или опускании хлыста стрелой. На ленте светолучевого осциллографа фиксировали вертикальные переме-

Таблица 1

Вылет стрелы, м	Параметр	Скорость выдвигания штока гидроцилиндра стрелы, м/с				
		0,01	0,03	0,05	0,07	0,1
3,5	z_1 , м	0,00107	0,00321	0,00535	0,00750	0,01071
	\dot{z}_1 , м/с	0,00750	0,0225	0,0375	0,0525	0,0749
	θ , рад	0,000476	0,00143	0,00238	0,00334	0,00477
	$\dot{\theta}$, с ⁻¹	0,00266	0,00798	0,0133	0,0186	0,0266
	z_2 , м	0,00625	0,0188	0,0313	0,0438	0,0625
	\dot{z}_2 , м/с	0,0527	0,158	0,263	0,3688	0,527
	z_3 , м	0,1285	0,3860	0,6424	0,899	—
5,5	\dot{z}_3 , м/с	0,260	0,782	1,302	1,823	—
	z_1 , м	0,00247	0,00741	0,01236	0,0173	0,0247
	\dot{z}_1 , м/с	0,01553	0,0466	0,07763	0,1087	0,1553
	θ , рад	0,001041	0,00312	0,00521	0,00729	0,01041
	$\dot{\theta}$, с ⁻¹	0,00800	0,0241	0,0400	0,0560	0,0800
	z_2 , м	0,02054	0,0616	0,10127	0,1438	0,205
	\dot{z}_2 , м/с	0,0944	0,283	0,472	0,661	0,944
7,5	z_3 , м	0,1134	0,34	0,567	0,794	—
	\dot{z}_3 , м/с	0,264	0,7916	1,319	1,847	—
	z_1 , м	0,00324	0,00972	0,01621	0,0227	0,0324
	\dot{z}_1 , м/с	0,01852	0,0555	0,0926	0,1296	0,1852
	θ , рад	0,00221	0,00661	0,01102	0,01543	0,0221
	$\dot{\theta}$, с ⁻¹	0,01094	0,0328	0,0547	0,0766	0,1094
	z_2 , м	0,0372	0,1116	0,186	0,260	0,372
	\dot{z}_2 , м/с	0,209	0,6294	1,049	1,468	2,098
	z_3 , м	0,0434	0,1301	0,217	0,304	0,434
	\dot{z}_3 , м/с	0,231	0,693	1,155	1,617	2,310

щения корпуса у переднего и заднего мостов, угловые перемещения стрелы манипулятора в вертикальной плоскости, вертикальные перемещения масс $m_{пр1}$ и m_2 , время.

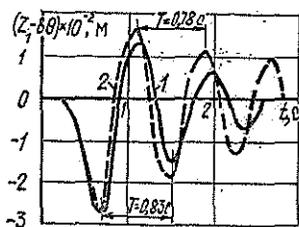


Рис. 3. Зависимость перемещений $z_1 - b\theta$ переднего моста от времени ($\mu = 0,05$ м/с; $L \sin \varphi + a = 5,5$ м; $C_c = 10,33$ кН/м, $V = 1,01$ м³): 1 — расчетная кривая; 2 — экспериментальная кривая

В качестве примера на рис. 3 показаны перемещения $z_1 - b\theta$ корпуса трактора в месте расположения переднего моста. Как видно из рисунка, экспериментальные и расчетные кривые хорошо согласуются. Расхождение первого экстремума $z_1 - b\theta$ составляет 8,1 %. Период колебаний для расчетной кривой равен 0,83 с, для экспериментальной — 0,78 с.

Зависимость максимальных перемещений и скоростей элементов манипулятора при опускании хлыста за вершину от жесткости стрелы показана в табл. 2 ($\mu = 0,05$ м/с, $V = 1,01$ м³, $L \sin \varphi + a = 3,5$ м, $t = 0,3$ с).

При жесткости стрелы манипулятора $C_c \geq 35$ кН/м исследуемый параметр θ практически не меняется.

Таблица 2

Параметры	Жесткость стрелы манипулятора, кН/м				
	20	25	30	35	40
z_1 , м	0,00604	0,00539	0,00506	0,00433	0,00461
\dot{z}_1 , м/с	0,0451	0,0386	0,0382	0,0348	0,0333
θ , рад	0,00295	0,00276	0,00256	0,00244	0,00236
$\dot{\theta}$, с ⁻¹	0,0175	0,0145	0,0128	0,0135	0,0132
z_2 , м	0,0392	0,0338	0,0307	0,0280	0,0259
\dot{z}_2 , м/с	0,266	0,281	0,2133	0,207	0,215
z_3 , м	0,642	0,642	0,642	0,642	0,642
\dot{z}_3 , м/с	0,301	0,301	1,303	1,304	1,304

Данные табл. 2 показывают, что при жесткости стрелы манипулятора более 35 кН/м перемещения z_1 несколько снижаются.

При перемещении стрелы манипулятора изменяется положение центра тяжести всей системы, что влияет на статическую нагрузку $R_{ст}$ на переднюю опору системы.

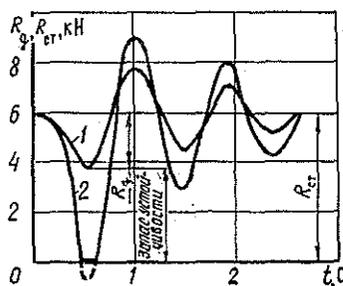
Динамическая реакция, выраженная через деформацию упругого элемента передней подвески, равна:

$$R_d = C_{пр1} (z_1 - b\theta).$$

Нарушение продольной устойчивости машины произойдет, когда $R_{ст} \leq R_d$.

Для примера на рис. 4 показано расчетное изменение опорной реакции передней опоры трактора от времени при подъеме хлыста.

Рис. 4. Зависимость изменения опорной реакции передней опоры трактора от времени торможения: 1 — устойчивая работа; 2 — неустойчивая работа ($L \sin \varphi + a = 3,5$ м; $V = 1,01$ м/с)



Одним из показателей работы машины является коэффициент динамичности k_d , который в данном случае будет также и коэффициентом, характеризующим устойчивость:

$$k_d = \frac{R_{ст} + R_d}{R_{ст}}$$

Анализ результатов исследований показал, что по условию продольной устойчивости трактора жесткость манипулятора порядка 35 кН/м приемлема. Максимальные перемещения элементов манипулятора можно снизить в 1,5—2,0 раза, применяя опирающееся на грунт пакетоформирующее устройство.

ЛИТЕРАТУРА

[1]. Жуков А. В., Леонович И. И. Колебания лесотранспортных машин.— Мн.: БГУ, 1975.— 240 с. [2]. Проектирование и расчет специальных лесных машин / М. И. Зайчик, С. Ф. Орлов, А. М. Гольдберг и др.— М.: Лесн. пром-сть, 1976.— 208 с.

[3]. Тихонов А. Ф., Жуков А. В., Гермацкий А. В. Методика расчета и исследование динамики лесных манипуляторных машин // Лесн. журн.—1979.— № 3.— С. 98—104.— (Изв. высш. учеб. заведений).

Поступила 23 марта 1987 г.

УДК 630*378.1

МОДЕЛИРОВАНИЕ НА ЭВМ РОСПУСКА ПОДТОПЛЕННОГО ШТАБЕЛЯ

С. П. КАРПАЧЕВ, А. С. БОЛЬШАКОВ

Московский лесотехнический институт

Наиболее эффективный, высокопроизводительный способ пуска леса в молевой сплав — принудительный гидросъем [2]. Для его внедрения необходимо иметь нормообразующие показатели в виде интенсивности роспуска подтопленного штабеля в зависимости от основных гидрологических и производственных факторов. Это позволит осуществлять штабелевку круглых лесоматериалов к сплаву на затопляемые поймы в объемах, гарантирующих ускоренный пуск леса в сплав.

Процесс роспуска штабеля лесоматериалов при подтоплении носит вероятностный характер, и теоретически невозможно рассчитать его интенсивность математическими формулами. Эту задачу с достаточной для практики точностью можно решить методом анализа размерностей с использованием теории подобия и результатов экспериментальных исследований.

Предварительными исследованиями установлено, что интенсивность I роспуска штабеля зависит от геометрических параметров штабеля B , H , d (ширины, высоты штабеля и среднего диаметра бревна), величины h_n его подтопления, плотности ρ_d древесины и скорости v движения щети. В качестве характерного размера подтопленного штабеля принимаем величину его подтопления.

Безразмерные геометрические параметры подтопленного штабеля можно разделить на две группы: габаритные и структурные. К первым относятся $\frac{B}{h_n}$, $\frac{H}{h_n}$, $\frac{d}{h_n}$, ко вторым — коэффициенты: полнодревесности штабеля Δ , шероховатости бревен $k_{ш}$, сцепления бревен k_c , коэффициент k_y , учитывающий перекосы бревен и другие неровности штабелевки (качество укладки), сбежистости k_n и др. Для краткости записи безразмерные структурные параметры в дальнейшем будем обозначать символами δ_i (где $\delta_1 = \Delta$, $\delta_2 = k_{ш}$, $\delta_3 = k_c$ и т. д.).

В соответствии со сказанным символическое решение задачи можно записать в виде

$$I = f\left(h_n, \frac{H}{h_n}, \frac{B}{h_n}, \frac{d}{h_n}, \rho_d, \rho, \delta_i, g, v\right). \quad (1)$$

Согласно первой теореме подобия [3], представим решение задачи в критериальной форме, для чего преобразуем уравнение (1) к безразмерному виду:

$$\frac{I}{h_n^2 v} \frac{B}{h_n} = \frac{1}{B/h_n} f\left(1, \frac{H}{h_n}, \frac{B}{h_n}, \frac{d}{h_n}, 1, \frac{\rho_d}{\rho}, \delta_i, \frac{g h_n}{v^2}, 1\right). \quad (2)$$

Для окончательного решения уравнения (2) сменим знак функции и введем обозначения