

Таблица 2. Показатели боковых заносов

Тип дороги и условия	Варьируемые параметры		Передняя ось тягача		Задняя ось тягача		Ось прицепа роспуска	
	обозначение	численные значения	N	S, м	N	S, м	N	S, м
Гравий	n ₂	0,8	200	8,0	20	9,0	12	4,40
R _о = 30 м		1,2	18	7,0	16	9,0	12	4,2
v = 40 км/ч		1,5	18	7,0	18	8,0	10	4,40
Булыжник	n ₂	0,8	70	59,0	60	63,0	70	51,0
R _о = 60 м		1,2	66	59,0	58	67,0	66	51,0
v = 60 км/ч		1,5	64	60,0	56	68,0	64	52,0
Булыжник	n ₂	0,8	4	1,5	2	0,90	0,0	00,0
R _о = 60 м		1,2	3	1,2	2	0,80	0,0	00,0
v = 40 км/ч		1,5	3	1,0	1	0,80	0,0	00,0

Проведенные исследования позволили оценить влияние на боковую устойчивость лесовозного автопоезда его параметров, скорости движения, радиуса закругления, ровности покрытий дорог.

Примененная методика может быть использована при проектировании лесовозных и других типов автопоездов.

Л и т е р а т у р а

1. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. М., 1950. 2. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. М., 1972.

А.В. Жуков

АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК ДИНАМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА ЛЕСНЫЕ МАШИНЫ ПРИ ПОГРУЗОЧНЫХ И ДРУГИХ ОПЕРАЦИЯХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА

Ввиду разнообразия лесных машин возможны варианты их работы, связанные с разнообразными операциями технологического процесса по заготовке леса. Различные виды возмущающих воздействий, возникающие при этом, вызывают колебания лесных машин, которые оказывают существенное влияние на важнейшие показатели их работы.

Ввиду отсутствия в литературе обобщенных данных по воздействиям, возникающим при погрузке, пакетировании деревьев различными способами и других операциях лесосечных работ, рассмотрение их и классификация представляют научный интерес.

Различного рода манипуляторы, трелевочные щиты и арки, лебедки и т.п. оборудование, устанавливаемое на транспортных, трелевочных, валочно-трелевочных, валочных и валочно-пакетирующих машинах, погрузчиках и других лесозаготовительных машинах, имеют гидравлический или механический привод. Формирующиеся в приводе усилия являются источником колебаний машин, возникающих при выполнении тех или иных операций. Изменение ускоряющих или замедляющих сил по времени, общий их характер может быть различным в зависимости от вида работ, типа оборудования и привода.

Погрузочные устройства типа гидроманипулятора или устройства, имеющие механический привод с трособлочной системой, могут характеризоваться резкими нагрузками при пуске или остановке механизма подъема или поворота, подъеме груза с подхватом или резком его опускании и т.д.

Рассмотрим определение вида функции $P = f(t)$ движущего или тормозящего усилия, развиваемого гидроприводом.

Усилие в гидроцилиндре может быть записано

$$P(t) = f p(t), \quad (1)$$

где f - площадь поршня цилиндра; $p(t)$ - переменное по времени давление в гидросистеме.

Для получения уравнения связи между давлением в гидросистеме и скоростью штока цилиндра рассматривают баланс расхода жидкости в гидросистеме.

Полученное [1] из уравнения баланса расхода жидкости с учетом объемной деформации гидросистемы и без учета инерционных потерь давления и потерь, связанных с сопротивлением движению жидкости в трубопроводах, уравнение связи имеет следующий вид:

$$\frac{ds}{dt} = \frac{q_n n \eta_n \eta_{\text{ц}}}{f} - \frac{K_v \eta_{\text{ц}}}{f} \frac{dp}{dt},$$

где s - перемещение поршня в цилиндре; q_n - объемная постоянная насоса; n - число оборотов вала насоса; η_n - объемный к.п.д. насоса и распределителя; $\eta_{\text{ц}}$ - объемный

к.п.д. цилиндра; K_V - коэффициент пропорциональности, характеризующий зависимость объемной деформации гидросистемы от давления.

При учете зависимости коэффициентов η_H и η_{II} от давления [1] уравнение связи запишется несколько по-иному

$$\frac{ds}{dt} = a - bp - c \frac{dp}{dt}, \quad (2)$$

где

$$a = \frac{q_H n}{f} \eta'_H \eta'_{II}; \quad b = \frac{q_H n}{f} (K_H \eta'_{II} + K_{II} \eta'_H);$$

$$c = \frac{K_V \eta'_{II}}{f} \quad (\text{здесь } \eta'_H \text{ и } \eta'_{II} - \text{теоретические объемные к.п.д. насоса с гидрораспределителем и гидроцилиндра; } K_H, K_{II} - \text{коэффициенты пропорциональности, характеризующие зависимость } \eta_H \text{ и } \eta_{II} \text{ от давления р).}$$

Уравнение (2) устанавливает связь между скоростью штока цилиндра и давлением в гидросистеме, а следовательно, и усилием $p(t)$ для разгона при подъеме груза и торможения при его опускании.

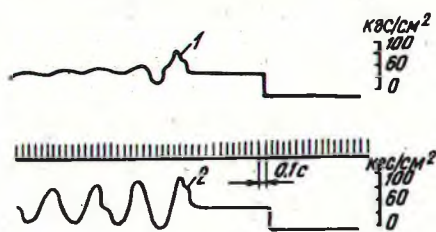


Рис. 1. Экспериментальная запись динамического давления в напорной полости гидроцилиндра погрузчика манипуляторного типа:

1—разгон при подъеме свободно висящего груза; 2—торможение при опускании.

Усилие находится путем совместного решения уравнений, описывающих колебания системы в рассматриваемом режиме, и соответствующего уравнения связи. Коэффициенты уравнения (2) для случая торможения груза при его опускании равны

$$a = v_0; \quad b = v_0 K_{II}; \quad c = \frac{K_V \eta'_{II}}{f},$$

где v_0 - скорость опускания груза перед началом торможения.

Как показывает анализ расчетных данных и данных, полученных опытным путем, нарастание ускоряющих или тормозя-

ших сил по времени происходит весьма интенсивно и характеризуется значительными амплитудами. Как видно из рис. 1 [1], дальнейшее изменение динамических нагрузок при рассматриваемых режимах происходит по закону затухающих колебаний относительно некоторых средних статических значений силы (давления).

Вид возмущающих функций в силовых элементах технологического оборудования, имеющего механический с тросо-блочной системой привод, зависит от характеристики силовой установки, типа и конструкции приводного устройства.

Колебания машин вызываются тормозящими или ускоряющими силами, изменяющимися по времени с учетом особенностей этапов подъема или опускания деревьев, подтаскивания при сборе пакета или других операциях [2].

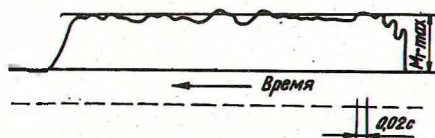


Рис. 2. Осциллограмма изменения тормозного момента в процессе торможения.

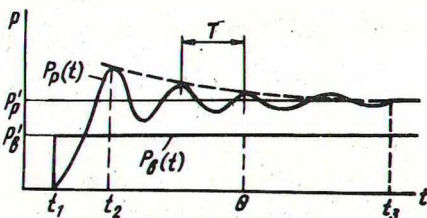


Рис. 3. Скачкообразная возмущающая функция и переходная реакция на возмущение.

Максимальные значения ускоряющей P_n или тормозящей P_m силы при наличии в приводе лебедки равны

$$\left. \begin{aligned} P_n &= \frac{M_n i}{R} \eta ; \\ P_m &= \frac{M_m i}{R \eta} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где M_n — максимальный момент двигателя; M_m — момент, создаваемый тормозом, приведенный к валу двигателя; i — передаточное число механизмов; R — радиус барабана лебедки; η — к.п.д. механизма.

Время нарастания или спада сил P_n и P_m зависит от интенсивности режимов и обычно невелико.

Для примера на рис. 2 [2] приведена осциллограмма изменения тормозного момента в процессе торможения. Как видно из рисунка, время нарастания тормозного момента (усилия) до значения $M_{m \max}$ ($P_{m \max}$) составляет всего 0,05с, после чего тормозящий момент (усилие) изменяется незначительно и его можно принимать постоянным.

В данном случае (рис. 2), как впрочем и во многих других, в математическом виде функция воздействия может быть представлена как скачкообразная. Такая функция (рис. 3) характеризуется мгновенным возрастанием амплитуды входной величины P_B в момент t_1 до некоторой новой P'_B . При $t_1 < t < \infty$ амплитуда возмущающей силы остается неизменной. Движение системы, которое при этом происходит, называется переходной реакцией на возмущение, оно изменяется со временем и неизбежно прекращается, после чего остается реакция P'_P системы, называемая установившейся. Амплитуда P'_P равна отношению $\frac{P_B}{K}$, где K — коэффициент демпфирования установившейся реакции на возмущение.

Если закон изменения нагрузки таков, что при времени $t = \theta$ происходит внезапное приложение отрицательной силы P'_B , то происходит новое движение, и, если переходная реакция еще не затухла, то полное движение системы при $t > \theta$ суммируется от обеих нагрузок.

Аналитическая форма такой возмущающей функции следующая:

$$P_B(t) = \begin{cases} 0 & \text{при } t < t_1; \\ P'_B & \text{при } t_1 < t < \theta; \\ 0 & \text{при } t > \theta. \end{cases} \quad (4)$$

При решении задач о колебаниях систем используются методы, основанные на теории функциональных преобразований. В этом случае необходимо иметь изображение оригинала.

Использование теоремы смещения позволяет для оригинала (4) записать его изображение по Лапласу в следующем виде:

$$P_B(s) = \frac{P'_B}{s} (1 - e^{-s\theta}),$$

где s — комплексная переменная.

Особый интерес представляет эта функция, если на нее накладывается условие $P'_B = \frac{1}{\theta - t}$. В пределе при $\theta - t > 0$ эта функция обращается в известную единичную импульсную функцию или δ -функцию

$$s = \int \Phi_B^1(t) dt = 1.$$

В этом случае ее физический смысл выражается как действие бесконечно большой силы в течение бесконечно малого времени.

При действии на колебательную систему кратковременных сил ее реакции определяются не величиной силы и характером ее изменения, а только величиной импульса силы за время ее действия.

В случае, например, рассмотрения взаимодействия шин автомобиля с единичной неровностью такое быстродействующее возмущение можно записать в виде импульса

$$\lim_{\tau \rightarrow 0} \tau C_{\text{ш}} q(t, \tau) = C_{\text{ш}} \lim_{\tau \rightarrow 0} \tau q(t, \tau), \quad (5)$$

а связь между единичным импульсом и импульсом произвольной величины легко устанавливается. Так, в данном случае при проезде неровности длиной L_H и высотой q со скоростью v эта связь определяется [3] выражением

$$I = \frac{C_{\text{ш}}}{v} \int_0^{L_H} q(t) dt = C_{\text{ш}} \frac{B_H}{v},$$

где B_H - площадь под контуром неровности; $C_{\text{ш}}$ - жесткость шины.

При исследовании колебаний системы решение для единичного импульса можно с учетом масштаба распространить на случай любого импульсного воздействия.

Импульсными, применительно к лесным машинам, возмущениями могут задаваться во многих случаях, встречающихся в эксплуатации. Такими могут являться случаи ударного нагружения транспортных систем при погрузочно-разгрузочных операциях. Например, внешнее воздействие на автомобиль-самосвал, возникающее при загрузке его сыпучим грузом, определяется уравнением [4]

$$P(t) = \rho s(t) (v - \dot{x}) \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta h}{\Delta t} = \rho (v - \dot{x})^2 s(t), \quad (6)$$

где ρ - плотность падающего сыпучего тела; $s(t)$ - площадь сечения тела; Δh - высота выделенного элемента тела; v - скорость падения тела; \dot{x} - скорость при оседании на платформу.

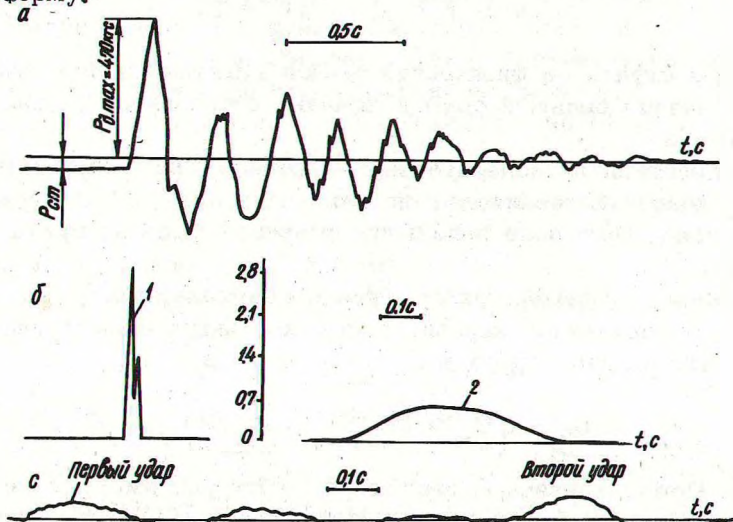


Рис. 4. Осциллограммы процесса удара деревьев: а--сосна, вес 130 кгс, упругая балка на двух опорах; б--осина (1), вес 1200 кгс, балка жестко соединена с прицепом, осина (2), вес 1150 кгс, балка опирается на пружины (в обоих случаях балка наклонена к горизонту под углом 35° [6] с--ель, вес 400 кгс, балка закреплена на пружинах и установлена на безрессорном прицепе, второй удар -- кроной об землю.

При представлении сыпучего тела в виде эллипсоида вращения с полуосями a и b (b - полуось вращения) аналитическое выражение $s(t)$ имеет вид

$$s(t) = \pi \frac{a^2}{b} [2b - h(t)] h(t),$$

где

$$h(t) = vt - \int_0^t x dt.$$

Колебания валочно-пакетирующих машин и дерева при ударно-импульсном способе валки также вызываются импульсными ударными силами, которые формируются в специальных устройствах и вид которых зависит [5] от типа и конструкции ударников.

Ударные возмущающие силы возникают при гравитационном способе пакетирования и погрузки деревьев. На рис. 4 приведены осциллограммы, полученные путем регистрации нагрузок при ударе падающего дерева на приемную балку.

Из рисунка видно, что ударные усилия, возникающие при встрече дерева с опорой, являются кратковременными. При ударе дерева о жесткую опору (рис. 4б, кривая 1) продолжительность процесса составила всего 0,03 с. При подпружинивании приемных устройств время действия ударных сил возрастает (рис. 4б, кривая 2). В зависимости от конструкции и типа валочно-пакетирующих машин величина и характер ударных возмущающих сил могут быть разными. При оценке характера воздействия требуют учета параметры дерева, расстояние его от машины, количество приемных балок, расстояние между ними.

Возможны варианты валочно-пакетирующих машин фронтального типа с одной или двумя приемными балками. При отсутствии второй приемной балки в момент второго удара дерева кроной о землю на первой приемной балке возникают ударные усилия, соизмеримые с усилиями первого удара (рис. 4в).

Из теории удара известно соотношение

$$S = \int_0^{\tau} N dt = N_c \tau,$$

где τ - продолжительность удара; N_c - среднее ударное усилие.

Методика расчетного определения импульса ударных сил при падении деревьев изложена в работах [7, 8 и др.], из которых следует, что виды возмущающих сил, возникающих при работе лесных машин, отличаются большим многообразием. Описанные источники возбуждения колебаний не охватывают всего многообразия возмущающих сил, возможно сочетание различных операций при одновременном действии на систему возмущающих сил различного вида. Например, при подтаскивании деревьев к трактору с помощью тросов или гидроманипулятором система испытывает два вида воздействий, одно из которых формируется в силовых элементах привода, а второе является следствием взаимодействия дерева с неровностями лесосеки. При работе валочных и валочно-пакетирующих машин к числу внешних возмущающих сил можно отнести резко изменяющуюся ветро-

вую нагрузку [7], вид которой зависит от величины и интенсивности ветра.

Проведенный анализ и приведенные выше качественные и количественные показатели возмущающих воздействий охватывают основные операции лесосечных работ и могут быть использованы при решении задач, связанных с колебаниями лесных машин.

Л и т е р а т у р а

1. Рахманин Г.А. Исследование динамики погрузочного устройства манипуляторного типа с гидравлическим приводом. — "Труды ЦНИИМЭ", № 91. Химки, 1968. 2. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин. Киев, 1962. 3. Шупляков В.С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля. М., 1974. 4. Голоскоков Е.Г., Баркалов В.И., Ольшанский В. П. Колебания подвески автомобиля при ударном нагружении его сыпучей средой. — "Автомобильная промышленность", 1971, №11. 5. Кострюлин А.А. Исследование некоторых вопросов направленного повала деревьев ударно-импульсным способом при срезании их на проход и гравитационном методе пакетирования. Автореферат канд.дис. Л., 1974. 6. Лось В.Ю., Жодэишский С.Н. Некоторые результаты исследования пакетирования и погрузки деревьев в процессе их падения. — В сб.: Машины и орудия для механизации лесозаготовок, вып. 1. Л., 1972. 7. Орлов С.Ф. Теория и применение агрегативных машин на лесозаготовках. М., 1972. 8. Дебердеев А.А. Обобщенное влияние различных смягчающих факторов на ударные нагрузки при повале деревьев на агрегатные машины. — "Лесной журнал", 1969, № 2.

К.С. Драгун, А.П. Лашенко

МНОГОФАКТОРНЫЙ РЕГРЕССИВНЫЙ АНАЛИЗ ТРАНСПОРТНОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ СЕБЕСТОИМОСТИ ВЫВОЗКИ ДРЕВЕСИНЫ В УСЛОВИЯХ БССР

Важным мероприятием в лесной промышленности является комплексная механизация и автоматизация работ на нижних складах лесозаготовителей, совмещенных с биржами сырья деревообрабатывающих предприятий, с неуклонным увеличением их грузооборота.