

движение автопоезда по замкнутой схеме дорога — транспортное средство — водитель;

3) исследовать влияние массово-геометрических, инерционных и конструктивных параметров, а также колебательных характеристик пакета древесины на курсовую устойчивость и управляемость движения лесовозного автопоезда;

4) обосновать выбор оптимальных компоновочных и конструктивных параметров, обеспечивающих активную безопасность движения лесовозного автопоезда.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Антонов Д. А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей.— М.: Машиностроение, 1984.— 168 с. [2]. Библиук Н. И. Метод расчета величины и размещения дискретных масс пакета хлыстов.— Изв. высш. учеб. заведений. Лесн. журн., 1984, № 3, с. 35—39. [3]. Брянский Ю. А. Управляемость большегрузных автомобилей.— М.: Машиностроение, 1983.— 176 с. [4]. Гайдар Н. А., Библиук Н. И., Бойко А. А. К расчету геометрических, инерционных и упругих характеристик пакета хлыстов.— Лесн. хоз-во, лесн., бум. и деревообаб. пром-сть, 1985, вып. 16, с. 35—38. [5]. Городко Л. И., Егенов Ю. А., Левин И. Е. Некоторые критерии устойчивости автопоезда.— Автомоб. пром-сть, 1977, № 2. [6]. Лахно В. П. Взаимодействие автомобиля с роспуском при движении автопоезда.— В кн.: Вопросы автомобильного лесотранспорта. Химки: ОНТИ, 1970, с. 135—149. (Тр. ЦНИИМЭ; Вып. 105). [7]. Лахно В. П., Лахно Р. П. Автомобильные лесовозные поезда.— М.—Л.: Гослесбумиздат, 1962.— 175 с. [8]. Мальцев Г. П. Исследование взаимодействия звеньев крестовой сцепки автопоезда.— В кн.: Вопросы лесотранспорта, Химки, 1965, с. 158—186. (Тр. ЦНИИМЭ; Вып. 62). [9]. Пчелин И. К., Хачатуров А. А. Вопросы управляемого движения автомобиля.— В кн.: Тр. семинара по устойчивости и управляемости автомобилей. М., 1968, вып. 2, с. 66—84. [10]. Ровинзон М. Л. Исследование криволинейного движения седельного автопоезда: Автореф. дис. ... канд. техн. наук.— М., 1974.— 23 с. [11]. Фаробин Я. Е., Овчаров В. А., Кравцов В. А. Теория движения специализированного подвижного состава.— Воронеж: Изд. Воронеж. ун-та, 1981.— 160 с. [12]. Bergman W. SAE. Journ., 1965, N 12.

Поступила 28 октября 1985 г.

УДК 630*375.5.001.2

ОБ ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЯХ ХЛЫСТОВ, УЛОЖЕННЫХ НА ДВЕ ОПОРЫ С ДВУМЯ КОНСОЛЯМИ

Г. Ф. ХРАМЦОВ

Хабаровский политехнический институт

Расчет изгибных колебаний хлыстов при взаимодействии с лесозаготовительными и лесотранспортными машинами необходим при аналитическом и экспериментальном исследовании эксплуатационной нагруженности основных деталей их ходовой и несущей части. Определению и анализу характеристик колебательных параметров хлыстов, деревьев и их пачек посвящены многие работы [2—4, 10].

Большая часть материалов предшествующих исследований получена экспериментальным путем. При этом, естественно, не может быть охвачен весь диапазон размерных и качественных характеристик промышленных хлыстов или деревьев. В аналитических исследованиях [1, 8, 9] недостаточно разработана теория изгибных колебаний хлыстов с одновременным учетом их переднего и заднего свеса. Эта задача рассмотрена в данной статье. Расчетная схема — весомая балка в виде усеченного конуса (где D — диаметр конуса в нижнем отрубе; d — то же в верхнем) на двух опорах с двумя консолями (рис. 1). Как и в случае схемы весомой балки (хлыста) на двух опорах с одной консолью [9], воспользуемся энергетическим методом Рэлея.

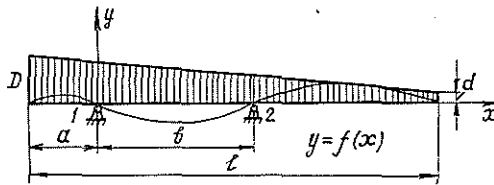


Рис. 1. Схема весоной балки (хлыста).

Идея, лежащая в основе этого метода, состоит в следующем [7]. При моногармонических свободных колебаниях упругой системы с частотой p ее точки перемещаются во времени синфазно по гармоническому закону

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon &= f_1(x, y, z) \sin pt; \\ \eta &= f_2(x, y, z) \sin pt; \\ \varphi &= f_3(x, y, z) \sin pt, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $f_{1,2,3}(x, y, z)$ — функции пространственных координат точек, определяющие рассматриваемую форму колебаний.

Если эти функции известны, частоту p свободных колебаний находят из условия:

$$V + T = \text{const}, \quad (2)$$

где V, T — соответственно потенциальная и кинетическая энергия системы.

Условие (2) приводит к уравнению, содержащему неизвестную величину p . Когда функции $f_{1,2,3}(x, y, z)$ заранее неизвестны, можно задаться ими, исходя из крайних и граничных условий задачи.

Рассмотрим реализацию этого метода для изгибных колебаний хлыста как усеченного конуса, уложенного на две опоры с двумя консолями. В этом случае собственная форма колебаний определяется одной функцией $f = f(x) = y(x)$.

Тогда свободные колебания будут описываться выражением

$$Y(x, t) = f(x) \sin pt. \quad (3)$$

Зададимся формой упругой кривой в виде

$$f(x) = y(x) = \sin \frac{\pi x}{l} - \frac{x}{b} \sin \frac{\pi x}{l}. \quad (4)$$

Расположим начало координат в точке 1, т. е. на первой опоре коника автомобиля. Кривая (4) хорошо удовлетворяет условиям на концах в случае отсутствия передней консоли, т. е. при $a = 0$ (рис. 1) [9]. Предположим, что и при $a = 0$ форма упругой кривой останется аналогичной.

Тогда потенциальная энергия изогнутой балки (хлыста)

$$V = \frac{1}{2} \int_{-a}^{l-a} (EI)_x \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right)^2 dx, \quad (5)$$

где $(EI)_x$ — жесткость хлыста, меняющаяся по его длине;
 l — длина хлыста.

Кинетическая энергия

$$T = \frac{1}{2} \int_{-a}^{l-a} m_x \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 dx, \quad (6)$$

где m_x — интенсивность распределенной массы.

При этом

$$m_x = \frac{\gamma_x}{\rho} \frac{\pi D^2}{4} \left[1 - \left(\frac{D-d}{lD} \right) x \right]^2, \quad (7)$$

где γ_x — плотность древесины, меняющаяся по длине хлыста [5].

Находим производные

$$\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = y'' \sin pt; \quad \frac{\partial y}{\partial t} = py \cos pt. \quad (8)$$

Подставив (8) в выражения (5) и (6) и имея в виду, что

$$\frac{d(V+T)}{dt} = 0, \quad (9)$$

получим:

$$p^2 = \frac{\int_{-a}^{l-a} (EI)_x (y'')^2 dx}{\int_{-a}^{l-a} m_x y^2 dx}. \quad (10)$$

Так как $\lambda = 9,55 p$ (λ — число колебаний в минуту), то после несложных преобразований найдем выражение для определения $\lambda = f(E_x, \gamma_x, D, l, d, b, a)$:

$$\lambda = 737,29 \frac{D}{l^2} \sqrt{\frac{\int_{-a}^{l-a} E_x \left[1 - \left(\frac{D-d}{lD} \right) x \right]^4 \left(1 - \frac{x}{b} \right)^2 \sin^2 \frac{\pi x}{l} dx}{\int_{-a}^{l-a} \gamma_x \left[1 - \left(\frac{D-d}{lD} \right) x \right]^2 \left(1 - \frac{x}{b} \right)^2 \sin^2 \frac{\pi x}{l} dx}}, \quad (11)$$

где E_x — модуль упругости древесины, меняющийся по длине хлыста [6];

b — расстояние между опорами;

a — передний свес хлыста.

Введя обозначения

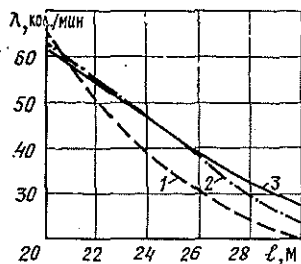


Рис. 2. Зависимость собственной частоты изгибных колебаний хлыстов (λ) от их длины при $D = 50$ см; $d = 0$ см; $a = 100$ см для различных расстояний между опорами.

1 — $b = 10$ м; 2 — $b = 12$ м; 3 — $b = 14$ м.

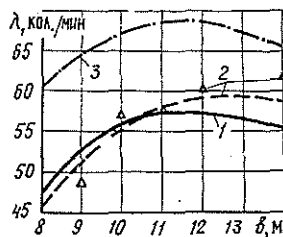


Рис. 3. Зависимость (λ) от расстояния между опорами при $D = 50$ см; $l = 2100$ см.

1 — $d = 0$ см при $a = 100$ см;
2 — $d = 10$ см при $a = 100$ см;
3 — $d = 10$ см при $a = 300$ см.
Δ — экспериментальные значения частоты изгибных колебаний при $a = 100$ см и $d = 10$ см.

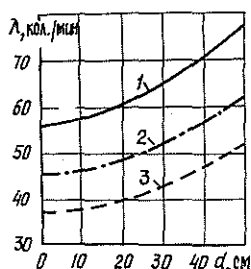


Рис. 4. Зависимость (λ) от диаметра в верхнем отрубе при $D = 50$ см; $a = 100$ см; $b = 10$ м.
 $1 - l = 21$ м; $2 - l = 23$ м;
 $3 - l = 25$ м.

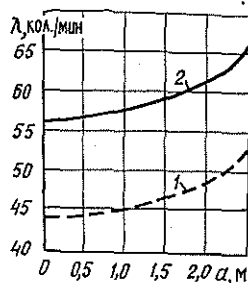


Рис. 5. Зависимость (λ) от величины переднего свеса при $l = 21$ м; $b = 10$ м; $d = 0$.
 $1 - D = 90$ см; $2 - D = 50$ см.

$$F_1 = \int_{-a}^{l-a} \left[1 - \left(\frac{D-d}{lD} \right) x \right]^4 \left(1 - \frac{x}{b} \right)^2 \sin^2 \frac{\pi x}{l} dx; \quad (12)$$

$$F_2 = \int_{-a}^{l-a} \left[1 - \left(\frac{D-d}{lD} \right) x \right]^2 \left(1 - \frac{x}{b} \right)^2 \sin^2 \frac{\pi x}{l} dx \quad (13)$$

и полагая, что $E_x = \text{const}$ и $\gamma_x = \text{const}$, получим λ (кол./мин):

$$\lambda = 737,29 \frac{D}{l^2} \sqrt{\frac{EF_1}{\gamma F_2}}. \quad (14)$$

Выражение (14) было исследовано на ЭВМ «МЕРА-60» (программа исследования реализована на алгоритмическом языке БЭИСИК).

Некоторые результаты вычислений при $E = 6,276$ ГПа и $\gamma = 0,8$ т/м³ и экспериментальные данные для хлыстов лиственных пород представлены графически на рис. 2—5.

Выводы

1. При увеличении переднего свеса хлыстов, их диаметров в нижнем и верхнем отрубе повышается собственная частота их изгибных колебаний.

2. При увеличении расстояния между опорами частота изгибных колебаний хлыстов возрастает, достигает максимума и затем начинает уменьшаться.

3. Область собственных частот изгибных колебаний основного тона промышленных хлыстов, перевозимых лесовозными автомобильными поездами, находится в пределах от 50 до 150 кол./мин в зависимости от породы древесины, длины, диаметров хлыстов и расстояний между опорами.

4. Полученные зависимости могут быть использованы при проектировании новых и исследовании существующих лесотранспортных и лесозаготовительных машин. (При этом максимальная ошибка уравнения (14) составляет 10...12 %). Для получения других характеристик хлыстов и их пакетов исследование должно быть продолжено.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Александров В. А. К вопросу определения изгибной жесткости деревьев.— В кн.: Машины и орудия для механизации лесозаготовок. Л.: ЛТА, 1975. (Сб. науч. тр.; Вып. 4). [2]. Библиук Н. И., Перетятко Б. Т. Экспериментальное ис-

следование собственных частот хлыста как предмета транспортирования.— В кн.: Лесн. хоз-во, лесн., бум. и деревообраб. пром-сть. Киев: Будивельник, 1974, вып. 3. [3]. Гастев Б. Г., Мельников В. И. Основы динамики лесовозного подвижного состава.— М.: Лесн. пром-сть, 1967. [4] Жуков А. В., Кадолко Л. И. Основы проектирования специальных лесных машин с учетом их колебаний.— Минск: Наука и техника, 1978. [5]. Закревский П. Б. Изменение объемного веса ствола и кроны растущих деревьев по высоте.— Тр. ЦНИИМЭ. Вопросы технологии лесосечных работ. Химки, 1972, № 123. [6]. Коротяев Л. В. Исследование жесткости хлыстов.— Изв. высш. учеб. заведений. Лесн. журн., 1978, № 1. [7]. Пановко Я. Г., Губанова И. И. Устойчивость и колебания упругих систем.— М.: Наука, 1967. [8]. Хегай В. К. Определение частот свободных колебаний дерева.— В кн.: Машины и орудия для механизации лесозаготовок. Л.: ЛТА, 1975. (Сб. науч. тр.: Вып. 4). [9]. Храпцов Г. Ф. Результаты исследования изгибных колебаний хлыстов.— Изв. высш. учеб. заведений. Лесн. журн., 1978, № 1. [10]. Цофин З. С. Исследование колебательных характеристик пакетов хлыстов, перевозимых по лесовозным дорогам.— Тр./ ЦНИИМЭ, 1969, вып. 98.

Поступила 30 октября 1985 г.

УДК [630*377.1 : 621.86.063.2] : 621.873

О ВЫБОРЕ ОПТИМАЛЬНЫХ СООТНОШЕНИЙ СКОРОСТЕЙ РАБОЧИХ ДВИЖЕНИЙ КРАНА И ГРЕЙФЕРА

В. Г. ВАСИЛЬЕВ

СНПЛО

В связи с разработкой грузоподъемных машин, оборудованных грейферами, возникла необходимость найти рациональные соотношения параметров крана и грейфера. Одна из основных характеристик — их производительность. Ее выбирают из условия минимума приведенных затрат на эксплуатацию крана и обслуживаемых им механизмов. Производительность крана определяется грузоподъемностью и скоростями рабочих движений крана и грейфера.

Поставим задачу: определить оптимальные соотношения между скоростями рабочих движений крана и грейфера. Для ее решения удобнее воспользоваться мощностями приводов крана и грейфера.

Продолжительность выполнения краном какой-либо технологической операции

$$T_{\Sigma} = \varphi_1(N_1, l_1, \eta_1, P_1, \alpha_1) + \varphi_2(N_2, l_2, \eta_2, P_2, \alpha_2) + \dots + \varphi_n(N_n, l_n, \eta_n, P_n, \alpha_n) + r_1 - r_2, \quad (1)$$

где $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n$ — функции, указывающие, что существуют зависимости между продолжительностью рабочего перемещения и соответственно влияющими на него факторами;

N_1, N_2, \dots, N_n — мощность приводов механизмов крана и грейфера;

l_1, l_2, \dots, l_n — соответствующее рабочее перемещение крана и грейфера;

$\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ — КПД соответствующего кранового механизма;

P_1, P_2, \dots, P_n — сопротивление перемещению грейфера, а также рабочих органов грейфера с грузом или без него;

$\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ — величина, учитывающая различные другие факторы, влияющие на продолжительность рабочего перемещения;

r_1 — случайная величина, отражающая сумму продолжительности времени между включениями механизмов;