

Раздел 3. МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ЛЕСНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

УДК 629.114.3

А.В.ЖУКОВ, д-р техн. наук, В.В.ЯНУШКО (БТИ),
Б.А.ПАПКО (МАЗ)

ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЛЕСОВОЗНОГО АВТОПОЕЗДА С СИСТЕМОЙ ВТОРИЧНОГО ПОДРЕССОРИВАНИЯ ПЕРЕВОЗИМОГО НА ШАССИ ТЯГАЧА РОСПУСКА

Увеличение производительности лесотранспорта, улучшение его технико-эксплуатационных показателей, совершенствование конструкций лесовозных автопоездов является актуальной задачей. При этом совершенствование конструкций подвижного состава требует исследований его динамики.

Наряду с преимуществами транспортировки роспуска на шасси тягача (возрастание среднетехнической скорости движения, уменьшение износа шин роспуска, снижение расхода топлива, улучшение показателей проходимости и маневренности, значительное повышение безопасности движения и обеспечения сохранности покрытий автомобильных дорог) имеют место существенные недостатки, влияющие на снижение максимальной скорости движения, надежности и долговечности несущей системы лесовозного тягача. Это вызвано появлением динамических перегрузок в элементах ходовой части, несущей конструкции, которые во многом определяются колебаниями масс автопоезда. Для снижения динамических перегрузок на несущую конструкцию тягача, улучшения плавности хода целесообразно введение вторичного подрессоривания перевозимого на шасси тягача роспуска. Поэтому представляет интерес исследование колебаний такого типа автопоездов с вторичным подрессориванием перевозимого роспуска.

Нами предложено устройство вторичного подрессоривания перевозимого на шасси тягача роспуска (рис. 1), состоящее из листа наката 1, шарнирно закрепленного на накатной плоскости 2 посредством кронштейна 3, и упруго-демпфирующего элемента 4. Устройство устанавливается на лесовозном оборудовании серийного тягача.

Динамика лесовозных автопоездов рассматривается в системе "лесовозный тягач—роспуск—пакет хлыстов", а в системе "тягач—погруженный роспуск" не освещена.

Для выбора параметров подрессоривания воспользуемся расчетной схемой (рис. 2), эквивалентной колебаниям системы "лесовозный тягач—погруженный роспуск". При составлении расчетной модели приняты основные допущения о независимости колебаний автомобиля и роспуска, характеристики элементов подвески тягача, шин, узла демпфирования, устройства вторич-

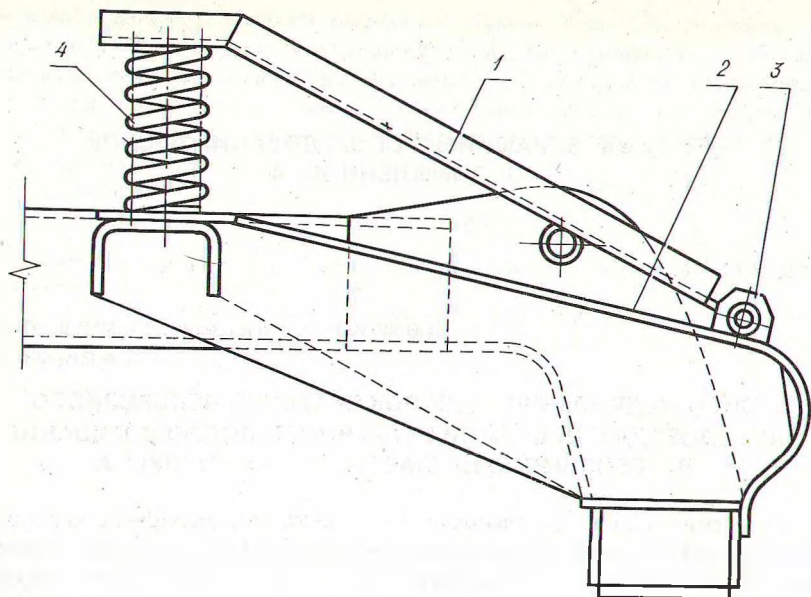


Рис. 1. Устройство вторичного поддресоривания перевозимого на шасси тягача роспуска.

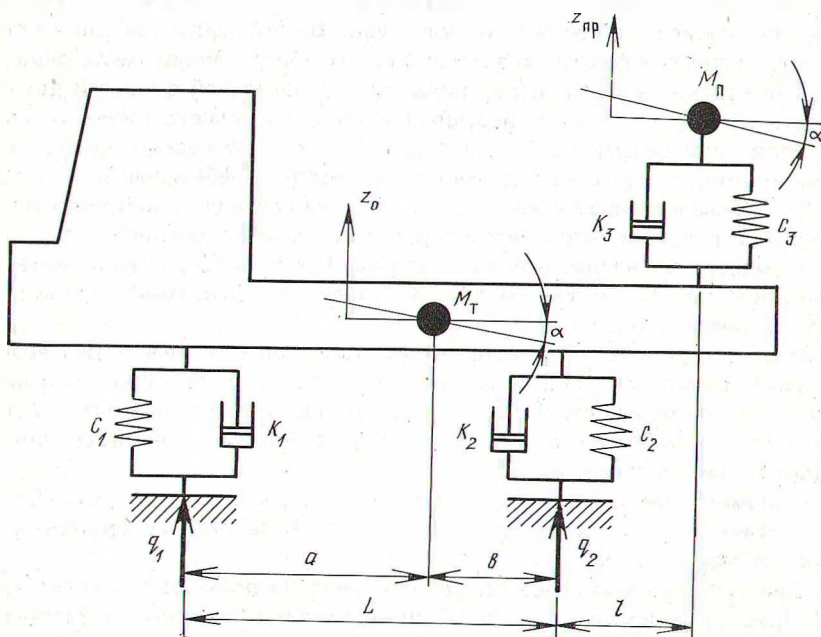


Рис. 2. Расчетная схема лесовозного автопоезда с системой вторичного поддресоривания перевозимого на шасси тягача-роспуска.

ного подрессоривания линейные, не подрессоренные массы не учтены, вертикальные жесткости передней и задней подвесок и шин, коэффициенты сопротивления вертикальным перемещениям в передней и задней подвесках и шинах тягача замены эквивалентными.

Микропрофиль представляется в виде единичной неровности правильной геометрической формы $q = H \sin \omega t$ [1, 2]. Данная расчетная модель с достаточной степенью точности позволяет количественно и качественно произвести анализ колебательного процесса.

С учетом принятых допущений лесовозный автопоезд представляет собой колебательную систему с тремя степенями свободы, характеризующуюся следующими обобщенными координатами: вертикальные и продольно-угловые перемещения тягача z_0 и α и вертикальные перемещения прицепа-ропуски $z_{пр}$.

Вспользовавшись принципом Лагранжа, получим уравнения колебаний системы в продольной вертикальной плоскости:

$$M_T \ddot{z}_0 + (k_1 + k_2 + k_3) \dot{z}_0 + [k_1 a - k_2 b - k_3 (b + l)] \dot{\alpha} - k_3 \dot{z}_{пр} + (c_1 + c_2 + c_3) z_0 + [c_1 a - c_2 b - c_3 (b + l)] \alpha - c_3 z_{пр} = k_1 \dot{q}_1 + k_2 \dot{q}_2 + c_1 q_1 + c_2 q_2;$$

$$(M_T \rho_{от}^2 + M_{пр} \rho_{оп}^2) \ddot{\alpha} + [k_1 a^2 + k_2 b^2 + k_3 (b + l)] \alpha + [k_1 a - k_2 b - k_3 (b + l)] \dot{z}_0 + k_3 (b + l) \dot{z}_{пр} + [c_1 a^2 + c_2 b^2 + c_3 (b + l)^2] \alpha + [c_1 a - c_2 b - c_3 (b + l)] z_0 + c_3 (b + l) z_{пр} = k_1 a \dot{q}_1 - k_2 b \dot{q}_2 + c_1 a q_1 - c_2 b q_2;$$

$$M_{пр} \ddot{z}_{пр} + k_3 \dot{z}_{пр} + k_3 (b + l) \dot{\alpha} - k_3 \dot{z}_0 + c_3 z_{пр} + c_3 (b + l) \alpha - c_3 z_0 = 0,$$

где M_T , $M_{пр}$ — массы тягача и ропуска; c_1 , c_2 — эквивалентные жесткости передней и задней подвески и шин тягача; c_3 — эквивалентная жесткость шин и упругого элемента устройства вторичного подрессоривания ропуска; k_1 , k_2 — эквивалентные коэффициенты сопротивления вертикальным перемещениям в передней и задней подвесках и шинах тягача; k_3 — эквивалентный коэффициент сопротивления вертикальным перемещениям шин и упругого элемента устройства вторичного подрессоривания ропуска; $\rho_{от}$, $\rho_{оп}$ — радиусы инерции массы тягача и ропуска соответственно.

Типичным для эксплуатации грузовых автомобилей повышенной проходимости можно считать сильно изношенные дороги, максимальная глубина выбоин на которых 0,2 м [3]. Поэтому исследования проводились при переезде синусоидальной неровности с параметрами $H = 0,2$ м, $L = 1,2$ м. Скорости движения тягача изменялись в пределах 1,5...3,5 м/с.

За критерий плавности хода были выбраны два параметра: максимальная амплитуда вертикальных ускорений в центре тяжести тягача z_0 и в центре

тяжести роспуска $\ddot{z}_{пр}$. Вариант параметров поддрессирования, при котором амплитуды принимали минимальные значения, считался оптимальным.

Решение задачи производилось численным методом Рунге—Кутты на ЭВМ "Мир-2". Шаг интегрирования принимался 0,01 с, что обеспечивало достаточную точность расчетов.

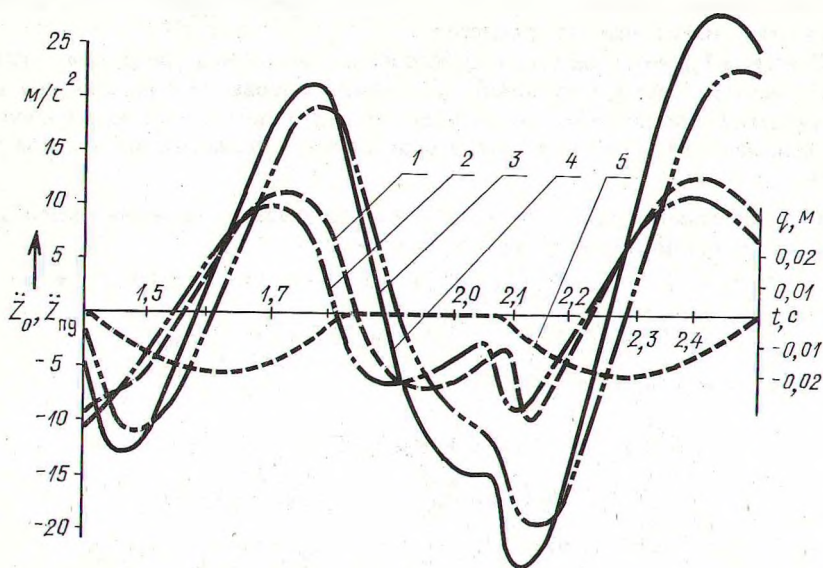


Рис. 3. Зависимости вертикальных ускорений тягача (1, 2) и прицепа-роспуска (3, 4) при переезде синусоидальных неровностей со скоростью 2,8 м/с: 1, 3 — неподдрессированный вариант; 2, 4 — вариант с системой вторичного поддрессирования прицепа-роспуска; 5 — функция воздействия.

Исследовалась система со следующими основными параметрами лесовозного тягача и роспуска:

$$M_T = 8,745 \text{ кН} \cdot \text{с}^2/\text{м}; M_P = 4,18 \text{ кН} \cdot \text{с}^2/\text{м}; c_1 = 526,0,8 \text{ кН}/\text{м};$$

$$c_2 = 1228,92 \text{ кН}/\text{м}; k_1 = 26,67 \text{ кН} \cdot \text{с}/\text{м}; k_2 = 63,23 \text{ кН} \cdot \text{с}/\text{м};$$

$$\rho_{от} = 1,85 \text{ м}; \rho_{оп} = 1,44 \text{ м}; a = 2,86 \text{ м}; b = 1,09 \text{ м}; l = 0,95 \text{ м}.$$

В результате оптимизации установлены жесткость и коэффициент сопротивления вертикальным перемещениям устройства вторичного поддрессирования, равные $c_3 = 400 \text{ кН}/\text{м}$, $k_3 = 80 \text{ кН} \cdot \text{с}/\text{м}$.

Для сравнения произведено решение для бездрессорного и поддрессорного вариантов устройств перевозки роспуска на лесовозном тягаче. Переезд моделировался через чередующиеся синусоидальные неровности. Функция воздействия на лесовозный тягач представлена на рис. 3.

Результаты решения уравнений приведены на рис. 3, откуда видно, что введение узла вторичного поддрессирования оказывает влияние на частоту процесса колебаний в сторону ее уменьшения, улучшает плавность хода на пере-

ходных режимах, позволяет снизить вертикальные ускорения в центре тяжести и роспуска.

Для рассматриваемых вариантов \ddot{z}_0 снизилось на 9–17 %, а $\ddot{z}_{пр}$ — на 11–18 %.

Для оценки целесообразности введения системы вторичного поддрессоривания, точности разработанной методики экспериментально исследовалось влияние упругодемпфирующего устройства поддрессоривания перевозимого роспуска на вертикальную динамику и напряженно-деформированное состояние несущей конструкции лесовозного автопоезда МАЗ-509А + ТМЗ-803 (рис. 4). Вертикальные ускорения измерялись в центре тяжести тягача датчиком ДП-1,3, на сиденье водителя — МП-95, в центре тяжести роспуска — МП-66.



Рис. 4. Опытный тягач МАЗ-509А с системой поддрессоривания роспуска.

Исследуемые показатели фиксировались осциллографом К12-22. Опытные заезды проводились при переезде искусственных неровностей синусоидальной формы с параметрами $H=0,05...0,2$ м, $L = 1,0...-1,5$ м.

Экспериментальные исследования подтвердили целесообразность введения системы поддрессоривания роспуска на шасси тягача, необходимость выбора оптимальных параметров жесткости и коэффициента сопротивления вертикальным перемещениям упругодемпфирующих элементов устройства поддрессоривания. Кроме того, установлено, что принятая при расчетах динамическая модель обладает достаточной точностью, что подтверждается сравнительными

Таблица 1. Амплитуды вертикальных ускорений

	Безрессорный вариант	Поддрессорный вариант
	$\ddot{z}_0, \text{ м/с}^2$	$\ddot{z}_0, \text{ м/с}^2$
Теоретические исследования	11,13	10,15
Экспериментальные исследования	9,97	9,2

исследованиями. Как видно из табл. 1, при безрессорном варианте отклонения составляют 10,4 %, а с системой поддрессирования 9,5 %.

Таким образом, проведенные теоретические и экспериментальные исследования доказывают эффективность введения вторичного поддрессирования перевозимого на шасси тягача роспуска. Разработанная методика позволяет с достаточной точностью выбрать параметры системы поддрессирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. — М.: Машиностроение, 1972. — 392 с.
2. Гастев Б.Г., Мельников В.И. Основы динамики лесовозного подвижного состава. — М.: Лесн. пром-сть, 1967. — 218 с.
3. Яценко Н.Н., Прутчиков О.К. Плавность хода грузовых автомобилей. — М.: Машиностроение, 1969. — 220 с.

УДК 629.114.2: 624.04

С.П.МОХОВ, А.Р.ГОРОНОВСКИЙ,
С.С.МАКАРЕВИЧ, канд. техн. наук (БТИ),
Г.В.МАРТЫНЕНКО (МАЗ)

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ РАМ ПРИЦЕПНЫХ СРЕДСТВ

Рамы автомобильных прицепных средств являются сложными пространственными системами, состоящими из тонкостенных стержней. Это представляет значительную сложность для анализа их напряженно-деформированного состояния и оценки конструкции. Эти параметры важно определить на стадии проектирования и доводки опытных образцов.

Исследования проводились расчетным путем с использованием метода конечных элементов на серийных типовых прицепах и полуприцепах общетранспортного назначения МАЗ грузоподъемностью 70-262 кН, также широко применяемых на предприятиях и организациях лесной отрасли промышленности для перевозки короткомерной лесопродукции и различного оборудования.

При проведении исследований расчетным путем были разработаны алгоритм и программа расчета на ЭВМ ЕС. Алгоритм расчета сводился к последовательности матричных операций, после выполнения которых непосредственно получали внутренние усилия и напряжения в элементах рамы.

Данный алгоритм требует разработки расчетной схемы рамы и подготовки исходных данных в виде матриц. Для этого конструкции исследуемых рам разбивались на стержневые конечные элементы, а их расчетные схемы, получаемые на основе рабочих чертежей, образовывались продольными осями этих элементов с последовательной их нумерацией. На геометрическую конфигурацию схемы наносились последовательно пронумерованные узловые перемещения. Исходными данными для расчета являлись геометрические и жесткостные характеристики каждого элемента рассчитываемой конструкции рамы, полученные на основе рабочих чертежей. Для элементов с несимметрич-