

— повышается проходимость автопоезда с ГМП в диапазоне изменения скоростей до 5 км/ч, когда автопоезд с МКП теряет способность двигаться;

— при скоростях движения до 50 км/ч ГМП обеспечивает экономию времени за счет сокращения количества переключений (7 переключений в МКП и 3 переключения в ГМП) и уменьшения продолжительности одного переключения при автоматическом режиме;

— блокировка гидротрансформатора (ГТ) на высших передачах улучшает динамичность по сравнению с автопоездом с незаблокированным ГТ, при этом также увеличивается скорость движения по сравнению с автопоездом с МКП;

— для улучшения динамичности данного лесовозного автопоезда с ГМП необходимо некоторое увеличение активного диаметра гидротрансформатора.

Таким образом, исходя из условий эксплуатации лесовозного автопоезда, требований к его технико-эксплуатационным качествам, преимуществ и недостатков ГМП технико-экономическая целесообразность ее применения на лесовозных тягачах типа МАЗ и КраЗ несомненна. Кинематическая схема ГМП должна включать комплексный блокируемый гидротрансформатор с максимальным коэффициентом трансформации крутящего момента $K_0 = 3,2$, максимальным крутящим моментом на входе до 1200 Н·м при номинальной мощности двигателя до 250 кВт и активным диаметром до 440 мм; механический редуктор на 4–6 ступеней.

ЛИТЕРАТУРА

1. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. — М.: Машиностроение, 1981. — 279 с.
2. Баранов В.В., Гирущий О.И. Трехступенчатая гидромеханическая передача автобуса. — М.: Транспорт, 1980. — 152 с.
3. Гирущий О.И., Фоломин А.А., Мазалов Н.Д. Сравнительные испытания полноприводного автомобиля с гидромеханической и механической передачами. — Автомобильная промышленность, 1975, № 8, с. 26–29.
4. Бортницкий П.И., Задорожный В.И. Тягово-скоростные качества автомобилей: Справочник. — Киев: Вища школа, 1978. — 176 с.

УДК 634.03.77

П.Ф.РУДНИЦКИЙ, С.П.МОХОВ (БТИ)

ОЦЕНКА ДИНАМИКИ КОЛЕСНОГО ТРЕЛЕВОЧНОГО ТРАКТОРА ПРИ ВТОРИЧНОМ ПОДРЕССОРИВАНИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

На трелевочных работах в различных странах мира в настоящее время все более широкое применение находят колесные трелевочные тракторы, которые по своим тягово-эксплуатационным качествам превосходят гусеничные. Реализация таких эксплуатационных качеств, как скорость движения, маневренность, управляемость позволяет получить более высокую производительность на трелевочных работах, сократить расходы на строительство усов и верхних складов за счет увеличения расстояния трелевки.

Кроме того, колесные тракторы благодаря эластичности и низкому давлению в шинах меньше разрушают покров почвы и повреждают подрост.

Вместе с тем реализация высоких скоростей движения сдерживается повышенными колебаниями машины и водителя при движении по неровностям трелевочных волоков. Так, в ходе государственных испытаний трактора Т-150К, на базе которого создан ЛТ-157, выявлено несоответствие трактора "Единым требованиям конструкции тракторов и сельхозмашин по безопасности и гигиене труда" по среднеквадратичным ускорениям колебаний на сиденье. На отдельных участках среднеквадратичные ускорения на сиденье тракториста составили 0,34g — 0,39g, при допустимом — 0,1g. С введением упругой подвески переднего моста ускорения на сиденье тракториста снижены на 37%.

Задача снижения колебаний и тем самым снижения динамической нагруженности, улучшения тяговой и вертикальной динамики трактора, повышения его плавности хода на данном этапе актуальна. Наряду с введением подвески мостов трактора решить такую задачу можно введением поддрессоривания технологического оборудования. Упругая связь в конструкции технологического оборудования улучшает динамику трактора, повышает плавность хода и другие эксплуатационные показатели.

Конструкция технологического оборудования колесного трактора может быть различной, однако возможно введение в его элементы упруго-демпфирующих узлов. В данном случае технологическое оборудование содержит узлы демпфирования на арке и погрузочном щите. Особенно эффективно данное приспособление работает при неустановившихся режимах движения (разгон, изменение скорости, торможение) и при погрузочно-разгрузочных операциях.

Представляет интерес исследование колебаний такого типа тягачей с поддрессоренным технологическим оборудованием при движении в реальных дорожных условиях и обоснование параметров, обеспечивающих необходимую плавность хода.

Для выбора параметров поддрессоривания воспользуемся упрощенной расчетной схемой (рис. 1). Эта схема соответствует полупогруженной трелевке деревьев с помощью трактора, имеющего два узла демпфирования технологического оборудования. Данная расчетная модель учитывает вертикальную динамику трактора, вертикальную упругость и демпфирование шин, а также упругость пачки хлыстов (параметры C_x, K_x). Рассматриваемые степени свободы: $Z_1, \xi_2, \varphi, Z_{TP}$ [1]. Расчетная динамическая модель выведена в предположении, что колебания передней оси не связаны с колебаниями задней оси трактора [2].

Введем следующие обозначения: масса трактора — M_2 ; дискретные массы пачки хлыстов — m_{1x}, m_{3x} ; неподдрессоренная масса задней оси трактора — m_2 ; параметры упругости и демпфирования шин — $C_{ш2}, K_{ш2}$, подвески — C_2, K_2 ; параметры поддрессоривания узлов демпфирования технологического оборудования (щита — $C_{щ}, K_{щ}$, трособлочной системы — C_{TP}, K_{TP}).

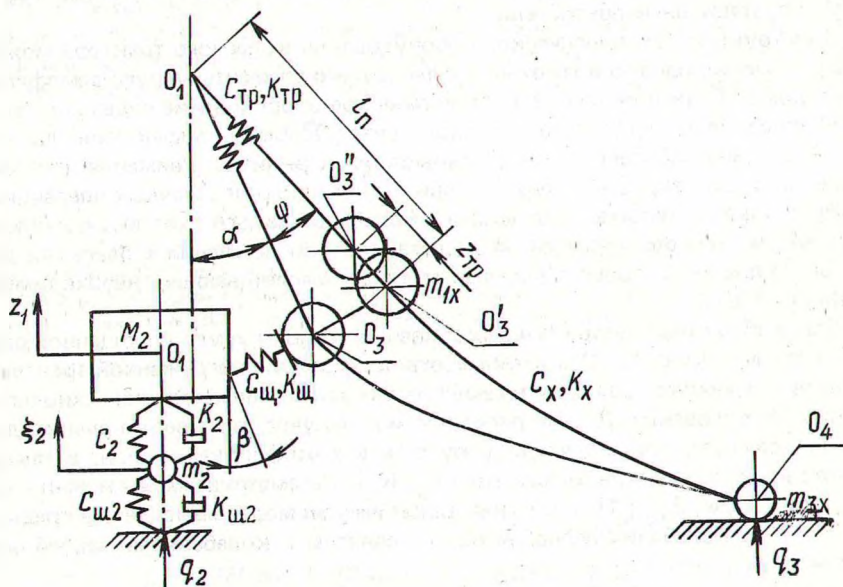
Воспользовавшись принципом Лагранжа, получим следующие уравнения колебаний системы в продольной вертикальной плоскости:

$$M_2 \ddot{Z}_1 + (K_2 + K_{TP} \cos^2 \alpha + (K_{щ} + K_x) \sin^2 \beta) \dot{Z}_1 + (C_2 + C_{TP} \cos^2 \alpha + (C_{щ} + C_x) \sin^2 \beta) Z_1 - (K_{щ} + K_x) \sin \beta \dot{\varphi} - (C_{щ} + C_x) \sin \beta \dot{\varphi} - (K_{TP} \cos \alpha - (K_{щ} + K_x) \sin(\alpha - \beta) \sin \beta) \dot{Z}_{TP} -$$

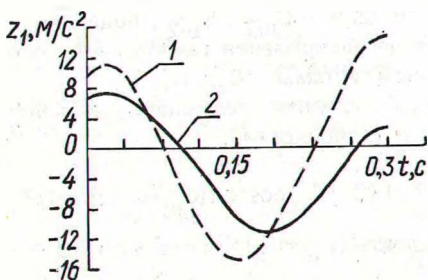
$$\begin{aligned}
 &-(C_{TP} \cos \alpha - (C_{\psi} + C_X) \sin(\alpha - \beta) \sin \beta) Z_{TP} - K_2 \ddot{\xi}_2 - C_2 \dot{\xi}_2 = 0; \\
 &I \ddot{\varphi} + (K_{\psi} + K_X) I_n^2 \dot{\varphi} + ((C_{\psi} + C_X) I_n^2 - G I_n) \varphi - (K_{\psi} + K_X) \sin \beta I_n \dot{Z}_1 - (C_{\psi} + C_X) \times \\
 &\times I_n \sin \beta Z_1 - (K_{\psi} + K_X) \sin(\alpha - \beta) I_n \dot{Z}_{TP} - (C_{\psi} + C_X) \sin(\alpha - \beta) I_n Z_{TP} = 0; \\
 &m \ddot{Z}_{TP} - (K_{\psi} + K_X) \sin(\alpha - \beta) I_n \dot{Z}_{TP} - (C_{\psi} + C_X) \sin(\alpha - \beta) I_n Z_{TP} - (K_{TP} \cos \alpha - \\
 &- (K_{\psi} + K_X) \sin(\alpha - \beta) \sin \beta) \dot{Z}_1 - (C_{TP} \cos \alpha - (C_{\psi} + C_X) \sin(\alpha - \beta) \sin \beta) Z_1 - \\
 &- (K_{\psi} + K_X) \sin(\alpha - \beta) I_n \dot{\varphi} - (C_{\psi} + C_X) \sin(\alpha - \beta) I_n \varphi = 0; \\
 &m_2 \ddot{\xi}_2 + (K_2 + K_{\psi_2}) \dot{\xi}_2 + (C_2 + C_{\psi_2}) \xi_2 - K_2 \dot{Z}_1 - C_2 Z_1 = C_{\psi_2} \dot{q} + K_{\psi_2} \dot{q}.
 \end{aligned}$$

Воздействие на систему задавалось в виде

$$q_2 = H \sin \omega t.$$



Р и с. 1. Расчетная схема колебаний трелевочного трактора.



Р и с. 2. Значения вертикальных ускорений: 1 — неподдресоренный трактор; 2 — трактор с поддресоренным технологическим оборудованием.

Основные параметры системы колесный трелевочный трактор ЛТ-157 плюс пакет хлыстов следующие: $M_2 = 3300$ кг; $m_2 = 500$ кг; $m_{1x} = 1000$ кг; $C_2 = 250$ кН/м; $K_2 = 10$ кН·с/м; $C_{щ2} = 350$ кН/м; $K_{щ2} = 20$ кН·с/м; $C_{тр} = 10^4$ кН/м; $K_{тр} = 10$ кН·с/м; $C_{щ} = 200$ кН/м; $K_{щ} = 20$ кН·с/м; $I_{тр} = 144$ кг·м²; $I_{п} = 1,2$ м; $H = 0,1$ м; $\beta = 30^\circ$; $\alpha = 20^\circ$; $G = 10$ кН.

Решение задачи производилось численным методом Рунге—Кутта на ЭВМ "Мир-2". При исследовании колебаний исключалась обобщенная координата ξ_2 , так как в действительности у реальной системы подвеска задней оси отсутствует.

В процессе решения был установлен период неустановившегося режима движения, равный $T = 0,3$ с. Этот режим является самым неблагоприятным с точки зрения плавности хода, поэтому на этом интервале осуществлялся выбор параметров поддрессоривания технологического оборудования.

Для анализа поддрессоривания технологического оборудования необходимо выбрать некоторый оценочный параметр — критерий, характеризующий плавность хода трактора, по которому оценивают плавность хода и сравнивают различные варианты. В данном случае за критерий плавности хода была выбрана амплитуда вертикальных ускорений остова трактора — Z_1 при неустановившемся режиме движения. Вариант параметров поддрессоривания, при котором амплитуда принимала минимальное значение, считался оптимальным. В результате оптимизации установлены величины коэффициентов сопротивления и упругости, равные: $C_{щ} = 336$ кН/м; $K_{щ} = 2,95$ кН·с/м; $C_{тр} = 6300$ кН/м; $K_{тр} = 6,9$ кН·с/м.

В качестве сравнения производилось решение также для безрессорного варианта, т.е. в том виде, в каком сейчас выпускается трактор ЛТ-157.

Результаты решения уравнений показаны на рис. 2, где видно, что колебания поддрессоренного трактора существенно отличаются от колебаний безрессорного. Введение в конструкцию технологического оборудования упруго-амортизационных звеньев позволяет снизить вертикальные ускорения остова трактора на 15—20%. Таким образом, теоретические исследования доказывают эффективность введения системы поддрессоривания технологического оборудования.

Разработанная методика исследования колебаний системы колесный трелевочный трактор плюс пакет хлыстов позволяет выбрать и обосновать параметры поддрессоривания лесных колесных тягачей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жуков А.В., Кадошко Л.И. Основы проектирования специальных лесных машин с учетом их колебаний. — Минск: Наука и техника, 1978 — 260 с. 2. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. — М.: Машиностроение, 1972. — 392 с.