

ЛЕСОЭКСПЛУАТАЦИЯ

УДК 634.0.375.5

ВЛИЯНИЕ ГИБКОГО СКРУЧИВАНИЯ ПАКЕТА ХЛЫСТОВ
НА ПОПЕРЕЧНУЮ УСТОЙЧИВОСТЬ ЛЕСОВОЗНОГО
АВТОПОЕЗДА

А. В. ЖУКОВ, О. Ф. РЕЗНИКОВ

Белорусский технологический институт

Улучшение поперечной устойчивости транспортных средств благоприятно сказывается на увеличении скоростей их движения, плавности хода и в конечном итоге производительности лесоперевозок. Если оценка статического угла крена транспортных машин проста и общезвестна, то динамическая поперечная устойчивость транспортных систем изучена еще недостаточно [2]. В частности, в опубликованных исследованиях не рассматривается вопрос о взаимном влиянии пакета хлыстов и прицепа-ропуски на угол крена тягача.

В данной работе изложена методика определения угла поперечного динамического крена лесовозного автопоезда с учетом влияния на него неровностей дороги, параметров подвески и конструктивных размеров тягача и прицепа, а также гибкого скручивания пакета хлыстов. Схема поперечно-угловых колебаний автопоезда, составленная с учетом связи колебаний прицепа и тягача, дана на рис. 1.

Условно показаны упругие и демпфирующие элементы осей тягача и прицепа-ропуски, середины которых находятся на вертикалях, проведенных соответственно через точки O_1 , O_2 , O_3 . Колея осей тягача обозначена $b_{г1}$, $b_{г2}$, прицепа — $b_{п}$. База тягача равна расстоянию O_1O_2 между передней и задней его осями. Местоположение коника тягача обозначено точкой O , коника прицепа — O_3 , центральная продольная ось пакета хлыстов, лежащего на кониках тягача и прицепа, — условной линией AB . Массы тягача $M_{т}$, прицепа $M_{п}$ и пакета хлыстов $M_{х}$, сосредоточенные в точках соответственно $O_{т}$, $O_{п}$ и $O_{х}$, получают поперечные угловые отклонения γ , φ и $\gamma + \delta$, где $\delta = \frac{1}{3}(\varphi - \gamma)$.

Боковой крен поддрессоренной массы тягача происходит вокруг оси, соединяющей точки O_1 и O_2 , которые являются центрами крена [3] соответствующих осей. Радиус крена массы $M_{т}$ равен расстоянию от центра тяжести поддрессоренной массы тягача до оси O_1O_2 и обозначен $\rho_{кр.т}$, радиус крена прицепа — $\rho_{кр.п}$, центр крена расположен в точке O_3 . Ось, вокруг которой накренивается масса $M_{х}$, образуется соединением точки C_1 , являющейся проекцией центра тяжести поддрессоренной массы тягача на линию O_1O_2 , и центром крена прицепа O_3 . Расстояние центра тяжести пакета хлыстов от указанной оси — радиус крена $\rho_{кр.х}$. Радиусы крена находятся из простых геометрических соотношений при известных координатах центров тяжести масс автопоезда и других размерах.

Упругие и демпфирующие свойства осей автопоезда учитываются приведенными коэффициентами угловой жесткости c_{γ} , c_{φ} и коэффициентами сопротивления K_{γ} , K_{φ} .

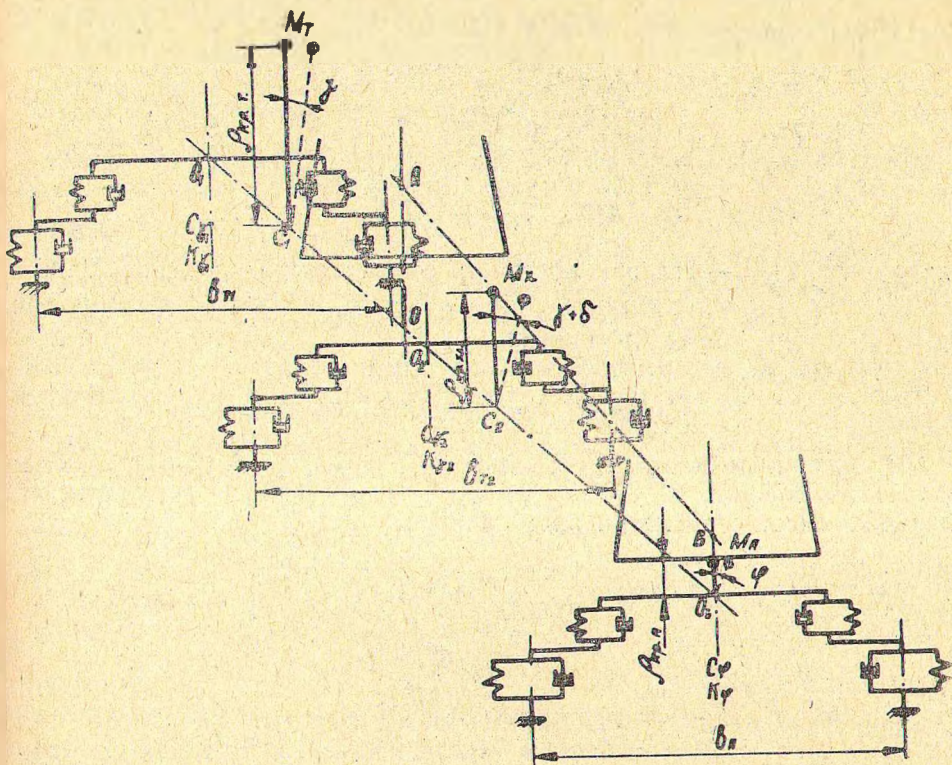


Рис. 1.

Характеристики оси прицепа, так же как и задней оси тягача, кроме наличия упругих и демпфирующих элементов (рессоры, шины, амортизаторы), учитывают также конструктивные особенности ходовой системы.

Таким образом, разработанная схема универсальна и может быть использована при расчетах поперечной устойчивости большинства типов лесовозных автопоездов. Основные допущения: характеристики рессор, шин, пакета хлыстов линейны, неподрессоренные массы не влияют на характер колебаний автопоезда [1], [4].

Для получения дифференциальных уравнений, описывающих поперечно-угловые колебания автопоезда, использовано уравнение Лагранжа II рода, в которое входят кинетическая T и потенциальная P энергии системы, а также диссипативная функция R .

Кинетическая энергия системы при поперечно-угловых перемещениях ее масс выражается следующим образом:

$$T = \frac{1}{2} I_{т} \dot{\gamma}^2 + \frac{1}{2} I_{п} \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} I_{x} \left[\dot{\gamma} + \frac{1}{3} (\dot{\varphi} - \dot{\gamma}) \right]^2 = \\ = \frac{1}{2} \left(I_{т} + \frac{4}{9} I_{x} \right) \dot{\gamma}^2 + \frac{1}{2} \left(I_{п} + \frac{1}{9} I_{x} \right) \dot{\varphi}^2 + \frac{2}{9} I_{x} \dot{\varphi} \dot{\gamma},$$

где $I_{т}$, $I_{п}$, I_{x} — моменты инерции подрессоренных масс соответственно тягача, прицепа и пакета хлыстов относительно продольной оси, проходящей через центры крена указанных масс.

Потенциальная энергия системы

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{1}{2} (c_{\gamma_1} + c_{\gamma_2} + c_6) \dot{\gamma}^2 + \frac{1}{2} (c_6 + c_\varphi) \dot{\varphi}^2 - c_6 \varphi \dot{\gamma} - c_{\gamma_1} \frac{2q_{1п}}{b_{\gamma_1}} \dot{\gamma} - \\ & - c_{\gamma_2} \frac{2q_{2п}}{b_{\gamma_2}} \dot{\gamma} - c_\varphi \frac{2q_{3п}}{b_\varphi} \dot{\varphi} + \frac{2}{b_{\gamma_1}^2} c_{\gamma_1} q_{1п}^2 + \frac{2}{b_{\gamma_2}^2} c_{\gamma_2} q_{2п}^2 + \frac{2}{b_\varphi^2} c_\varphi q_{3п}^2 - \\ & - (M_{\tau} \rho_{кр,\tau} + \frac{2}{3} M_x \rho_{кр,x}) g \varphi - (M_{п} \rho_{кр,п} + \frac{1}{2} M_x \rho_{кр,x}) g \varphi, \end{aligned}$$

где c_{γ_1} , c_{γ_2} , c_φ , c_6 — угловая жесткость соответственно передней, задней осей тягача, оси прицепа и пакета хлыстов при скручивании [3];

$q_{1п}$, $q_{2п}$, $q_{3п}$ — вертикальные перемещения правой стороны соответствующих осей автопоезда от неровностей дороги.

В рассматриваемом случае считаем воздействие приложенным только к оси прицепа, тогда $q_{1п} = q_{2п} = 0$. Выражение диссипативной функции имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} R = & \frac{1}{2} (K_{\gamma_1} + K_{\gamma_2} + K_6) \dot{\gamma}^2 + \frac{1}{2} (K_6 + K_\varphi) \dot{\varphi}^2 - K_6 \dot{\varphi} \dot{\gamma} - K_\varphi \frac{2\dot{q}_{3п}}{b_\varphi} \dot{\varphi} + \\ & + \frac{2}{b_\varphi^2} K_\varphi \dot{q}_{3п}^2, \end{aligned}$$

где K_{γ_1} , K_{γ_2} , K_φ , K_6 — коэффициенты сопротивления поперечно-угловым колебаниям тягача, прицепа и пакета хлыстов соответственно.

Воспользовавшись уравнением Лагранжа, из выражений T , Π и R после несложных преобразований получаем следующую систему дифференциальных уравнений второго порядка, описывающих поперечно-угловые колебания лесовозного автопоезда:

$$\left. \begin{aligned} I_{\gamma} \ddot{\gamma} + K_{\gamma} \dot{\gamma} + c_{\gamma} \dot{\gamma} + I_x \ddot{\varphi} - K_6 \dot{\varphi} - c_6 \varphi &= 0 \\ I_{п} \ddot{\varphi} + K_{п} \dot{\varphi} + c_{п} \varphi + I_x \ddot{\gamma} - K_6 \dot{\gamma} - c_6 \gamma &= \frac{2}{b_\varphi} (K_\varphi \dot{q}_{3п} + c_\varphi q_{3п}), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где

$$I_{\gamma} = I'_{\gamma} + \frac{4}{9} I'_x; \quad I_{п} = I'_{п} + \frac{1}{9} I'_x; \quad I_x = \frac{2}{9} I'_x;$$

$$c_{\gamma} = c_{\gamma_1} + c_{\gamma_2} + c_6 - M_{\tau} g \rho_{кр,\tau} - \frac{2}{3} M_x g \rho_{кр,x};$$

$$c_{п} = c_6 + c_\varphi - M_{п} \cdot g \cdot \rho_{кр,п} - \frac{1}{3} M_x \cdot g \cdot \rho_{кр,x};$$

$$K_{\gamma} = K_{\gamma_1} + K_{\gamma_2} + K_6; \quad K_{п} = K_6 + K_\varphi.$$

Из уравнений (1) путем преобразований Лапласа и Фурье находим выражение для амплитудной характеристики поперечно-угловых колебаний тягача [4]:

$$|W_{\gamma}(i\omega)| = \frac{2}{b_\varphi} \sqrt{\frac{(a_1 \omega^2 - a_2)^2 + (a_3 \omega^3 + a_4 \omega)^2}{(b_1 \omega^4 + b_2 \omega^2 + b_3)^2 + (b_4 \omega^3 - b_5 \omega)^2}}, \quad (2)$$

где $a_1 = K_6 K_\varphi - I_x c_\varphi$; $b_1 = I_x^2 - I_{п} \cdot I_{\gamma}$;

$$a_2 = c_6 \cdot c_\varphi; \quad b_2 = I_{\gamma} c_{п} + K_{\gamma} K_{п} + c_{\gamma} I_{п} + 2 I_x c_6 - K_6^2;$$

$$a_3 = I_x \cdot K_\varphi; \quad b_3 = c_6^2 - c_{\gamma} \cdot c_{п};$$

$$a_4 = K_6 c_\varphi + c_6 K_\varphi; \quad b_4 = I_\tau K_\Pi + I_\Pi K_\tau + 2I_x K_6; \\ b_5 = K_\tau c_\Pi + c_\tau K_\Pi - 2K_6 \cdot c_6;$$

ω — частота воздействия от дороги.

Пользуясь формулой (2), можно рассчитать частотную характеристику $|W_\tau(i\omega)|$ при различных параметрах подвески лесовозного автопоезда.

Зная воздействие от дороги, можно при помощи выражения (2) найти реакцию системы. При случайном воздействии, например, спектральная плотность поперечно-угловых колебаний

$$S_\tau(\omega) = |W_\tau(i\omega)|^2 \cdot \Phi(\omega), \quad (3)$$

где $\Phi(\omega)$ — спектральная плотность воздействия.

При периодическом воздействии амплитуда γ_0 поперечно-угловых колебаний тягача может быть выражена следующим образом:

$$\gamma_0 = H \cdot |W_\tau(i\omega)|, \quad (4)$$

где H — амплитуда воздействия от дороги.

Коэффициент динамичности K_v равен отношению угла γ_0 к углу α неровности, который равен

$$\alpha = \frac{2H}{b_\Pi}, \quad (5)$$

где b_Π — ширина колеи прицепа.

Тогда коэффициент K_v выразится

$$K_v = \frac{\gamma_0}{\alpha}$$

или

$$K_v = \sqrt{\frac{(a_1 \omega^2 - a_2)^2 + (a_3 \omega^3 + a_4 \omega)^2}{(b_1 \omega^4 + b_2 \omega^2 + b_3)^2 + (b_4 \omega^3 + b_5 \omega)^2}}. \quad (6)$$

Расчетная формула (6) применима для установления коэффициента динамичности при движении лесовозного автомобиля по неровностям дороги любой высоты и длины с данной скоростью движения.

Круговая частота воздействия от дороги определяется по формуле

$$\omega_d = \frac{2\pi v}{S}, \quad (7)$$

где v — скорость движения;

S — длина неровности.

Из графика, построенного по формуле (6), берется то значение K_v , которое соответствует частоте ω_d , вычисленной по выражению (7).

Действительный динамический угол крена тягача равен

$$\gamma_\tau = K_v \cdot \alpha. \quad (8)$$

По формуле (8) можно легко определить и статический угол крена $\gamma_{ст}$. В рассмотренном случае коэффициент статического крена $K_v^{ст}$ (при $\omega = 0$) равен

$$K_v^{ст} = \frac{a_2}{b_3} = \frac{c_6 \cdot c_\varphi}{c_6^2 - c_\tau c_\Pi}. \quad (9)$$

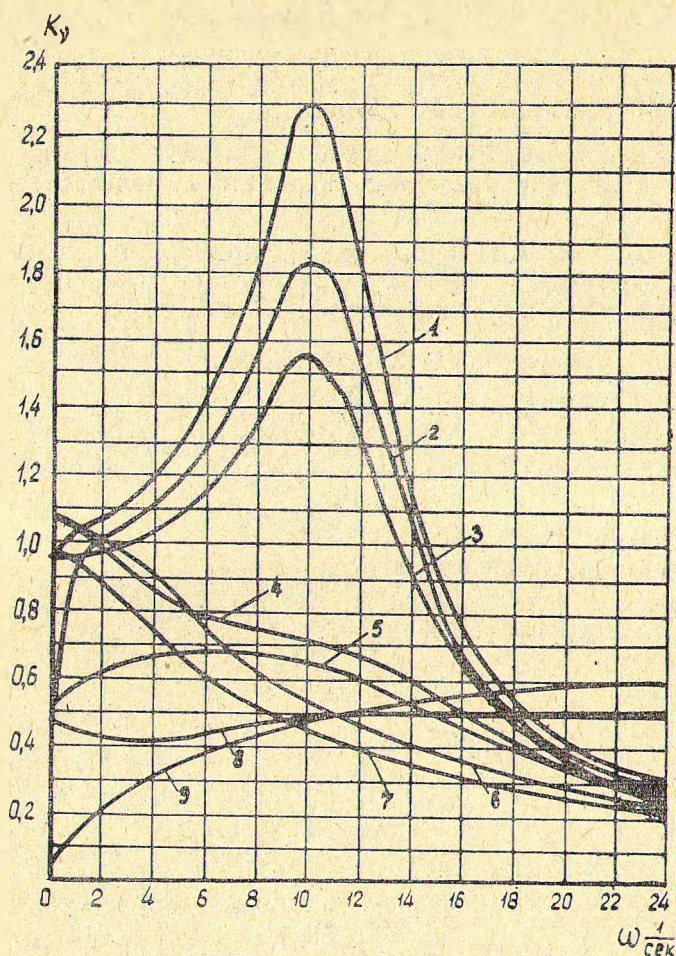


Рис. 2. Кривые коэффициентов динамичности K_d в зависимости от изменения частоты при различных значениях c_b и K_b (размерности: c_b — Т. м/рад; K_b — Т. м. сек/рад).

1 — $c_b = 0,12$; $K_b = 2000$; 2 — $c_b = 12$, $K_b = 200$; 3 — $c_b = 120$, $K_b = 200$;
 4 — $c_b = 1200$, $K_b = 200$; 5 — $c_b = 12$, $K_b = 20$; 6 — $c_b = 1200$, $K_b = 0,02$;
 7 — $c_b = 120$, $K_b = 0,02$; 8 — $c_b = 12$, $K_b = 0,02$; 9 — $c_b = 0,12$, $K_b = 0,02$.

По формуле (6) с помощью ЦВМ «Проминь-М» были вычислены частотные характеристики поперечно-угловых колебаний лесовозного автопоезда МАЗ-509+2Р-15 с нагрузкой 16 т. Эти характеристики при различных значениях c_b и K_b представлены на рис. 2. Из графика видно, что в статическом состоянии (при $\omega = 0$) коэффициент $K_d^{ст}$, как правило, меньше единицы и только при больших значениях жесткости c_b (кривые 4 и 6) становится несколько больше единицы (1,07—1,08). Это говорит о том, что при малых жесткостях на скручивание пакета хлыстов влияние боковых статических отклонений прицепа на тягач незначительно, что полностью согласуется с физическим смыслом явления. Автопоезд в статическом состоянии более устойчив.

Как видно из рис. 2, при увеличении частоты кривые 1, 2, 3 и 5 плавно изменяются, имея максимум на частотах 7—10 1/сек, после чего их значения падают. Это резонансные частоты, они наиболее опасны с точки зрения поперечно-угловых колебаний автопоезда. Как показы-

вают исследования, значения резонансных частот определяются не только жесткостью c , но и значениями коэффициента K_6 . При известном соотношении указанных параметров не заметно ясно выраженного максимума (кривые 4, 6, 7, 8, 9). Например, кривые 4, 6, 7 имеют максимальные значения при $\omega = 0$, а затем, вначале несколько повышаясь, плавно приближаются к оси абсцисс. Кривые 8 и 9, наоборот, при увеличении ω идут вверх. Такое разнообразие характера изменения кривых указывает на то, что коэффициент K_v в значительной степени определяется коэффициентами c_6 и K_6 , причем не только их абсолютной величиной, но и сочетанием. Исследования показали, что при постоянном K_6 изменением жесткости c_6 определяется не только амплитуда коэффициента K_v , но и значения резонансных частот. На амплитуду K_v сильное влияние оказывает коэффициент сопротивления K_6 . Например, при $K_6 = 20 \text{ Т} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}/\text{рад}$ и $c_6 = 12 \text{ Т м}/\text{рад}$ максимальное значение K_v равно 0,68 (кривая 5), а при $K_6 = 200 \text{ Т} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}/\text{рад}$ (кривая 2) и том же значении жесткости коэффициент динамичности равен 1,82.

Проведенные расчеты показывают, что при реальных значениях c_6 и K_6 максимальное значение $K_v = 1,3 \div 1,5$. Частоты этих максимумов $8,5 \div 9,5 \text{ 1/сек}$ резонансные, они наиболее опасны. Однако частота воздействия от дороги будет близка к этому значению только при вполне определенной длине неровности и скорости движения.

Например, при длине неровности 1 м резонансная скорость движения, определенная по формуле (7), равна 5,15 км/час. В этом случае коэффициент динамичности K_v равен 1,50. При дальнейшем увеличении скорости движения значения коэффициента K_v уменьшаются. При движении по неровному пути и особенно по кособогу эта скорость может представлять опасность при определенной высоте неровности и указанной ее длине.

Анализ поперечной устойчивости лесовозного автопоезда МАЗ-509 + 2Р-15 показывает, что наиболее опасны неровности длиной свыше 1,5 м, которые при значительных скоростях движения могут нарушать поперечную устойчивость автопоезда, особенно на кособогах. При малых скоростях движения наиболее опасны неровности средней длины (0,9—1,5 м).

Изложенная методика применима не только для оценки поперечной устойчивости лесовозных и других автопоездов, но может быть использована также для анализа и выбора рациональных параметров автопоезда с целью улучшения его поперечной устойчивости.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Н. А. Взятыешев. Журн. «Автомобильная промышленность» № 12, 1964
 [2]. Б. Г. Гастев, В. И. Мельников. Основы динамики лесовозного подвижного состава. Изд-во «Лесная промышленность», М., 1967. [3]. Р. В. Ротенберг. Подвеска автомобиля и его колебания. Машгиз, 1960. [4]. А. А. Силаев. Спектральная теория подрессоривания транспортных машин. Машгиз, 1963.