

Таблица 4

Бимомент	Значения бимоментов в кгс · см <sup>2</sup>	
	с учетом сдвига	без учета сдвига
$B_{4-6}$ . . . . .	-300 000	-947 000
$B_{6-4}$ . . . . .	-158 000	-537 000
$B_{6-6'}$ . . . . .	-88 000	-76 000

Расчетные напряжения, вычисленные для Т.1 и Т.2 с учетом сдвига  $\sigma_{1,2} = \pm 350$  кгс/см<sup>2</sup>, хорошо совпадают с экспериментальными данными  $\sigma_1^{\text{эк}} = 360$  кгс/см<sup>2</sup>,  $\sigma_2^{\text{эк}} = -220$  кгс/см<sup>2</sup>.

Приведенный пример показывает, что пренебрежение деформациями сдвига при расчете коротких стержней в условиях вынужденной деформации в некоторых случаях может привести к большому завышению расчетных напряжений по сравнению с действительными.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Закс М. Н., Захаров А. А., Белокуров В. Н. — «Автомобильная промышленность», 1974, № 6.
2. Акимов А. Г., Закс М. Н., Мелик-Саркисянц А. С. Само-разгружающийся автотранспорт. М., «Машиностроение», 1965.
3. Воробьев Л. Н., Глазунова И. Т. — «Строительство и архитектура», 1959, № 3.
4. Закс М. Н., Белокуров В. Н. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 5.

УДК 629.114.3

## Исследование боковых кренов автопоездов при смене полосы движения

А. В. ЖУКОВ

Белорусский технологический институт им. С. М. Кирова

**СМЕНА** полосы движения, когда траектория движения автопоезда более или менее резко изменяется, чаще всего наблюдается при обгонах попутных транспортных средств или объездах внезапно возникших на пути препятствий.

Указанный маневр может осуществляться при различных скоростях движения на прямолинейных участках дорог или на их поворотах.

Наибольшую опасность представляет резко выполненная смена полосы движения при предельной скорости с выездом на встречную полосу движения. При этом в момент перехода с одной прямолинейной траектории на другую радиусы поворота звеньев автопоезда могут быть небольшими и возникающая боковая центробежная сила значительна. Поперечная устойчивость системы в этом случае может оцениваться по двум основным критериям — возможности боковых заносов или по величинам боковых кренов автомобиля или прицепа. Если предположить, что заноса не произошло, то вполне возможно возникновение аварийной ситуации по условиям опрокидывания, особенно при выезде на встречную полосу движения дороги с существенным поперечным наклоном ее полотна и при наличии на пути неровностей.

В данном случае суммарные углы бокового крена звеньев автопоезда могут быть значительными и оцениваться по следующей формуле:

$$\varphi_{\text{ц}} = \frac{F_{\text{ц}}(S) \rho_{\text{кр}}}{C_{\varphi}} \quad (1)$$

где  $\rho_{\text{кр}}$  — радиус крена прицепа;

$C_{\varphi}$  — приведенная угловая жесткость подвески [1 и 2];

$F_{\text{ц}}(S)$  — боковая сила инерции прицепа, зависящая от пути, проходимого автопоездом.

В параметрической, более удобной форме, с учетом, что движение установившееся, уравнение (1) запишется так:

$$\varphi_{\text{ц}} = \frac{Mv^2 \rho_{\text{кр}} (Cl^2 + C_{\text{ш}} b^2)}{R(S) C C_{\text{ш}} l^2 b^2} \quad (2)$$

где  $M$  — масса прицепа;

$v$  — скорость движения;

$C, C_{\text{ш}}$  — вертикальные жесткости соответственно рессор и шин прицепа;

$l, b$  — рессорная и колесная колеи прицепа;

$R(S)$  — переменный, зависящий от пути радиус поворота проекции на дорогу центра тяжести прицепа при смене полосы движения.

Функция  $R=f(S)$  определялась методом касательных [3] по траектории движения прицепа при смене полосы.

Рассмотрим определение угла бокового крена поддрессоренных масс двухосного прицепа или другого транспортного средства с учетом поперечно-угловых колебаний под действием изменяющихся во времени центробежных сил при смене полосы движения.

При условии линейности характеристик подвески и без учета неподрессоренных масс полученное на основании принципа

Лагранжа уравнение поперечно-угловых колебаний поддрессоренных масс прицепа имеет следующий вид:

$$\ddot{\varphi}_{\text{ц}} + 2h \dot{\varphi}_{\text{ц}} + n^2 \varphi = M(t), \quad (3)$$

где  $h = \frac{R_{\text{ш1}} b_1^2 + R_{\text{ш2}} b_2^2}{J_X} (R_{\text{ш1}} + R_{\text{ш2}} - \text{коэффициенты вертикальных сопротивлений шин передней и задней осей системы});$

$J_X$  — момент инерции поддрессоренной массы системы относительно оси крена;

$$n^2 = \frac{2(C_{\varphi} - Mg \rho_{\text{кр}})}{J_X};$$

$M(t) = \frac{F_{\text{ц}}(t) \rho_{\text{кр}}}{J_X}$  — изменяющиеся во времени возмущающие силы, вызывающие боковой крен системы.

Возмущающие функции получены на основании экспериментально записанных траекторий транспортных средств.

Рассмотрим для примера экспериментальные траектории смены полосы движения автопоезда МАЗ, состоящего из трехосного автомобиля и двухосного прицепа грузоподъемностью 12 т (рис. 1).

Наиболее правильное по выбранной водителем траектории происходит движение передней части автомобиля. Задняя часть автомобиля ввиду увода шин имеет относительно предыдущей траектории некоторое отклонение в начальный период движения и при выходе на прямую. Передняя и задняя части прицепа имеют в первый период движения примерно такой же радиус поворота, что и задняя часть тягача. Однако в месте, соответствующем выходу автомобиля на прямолинейную траек-

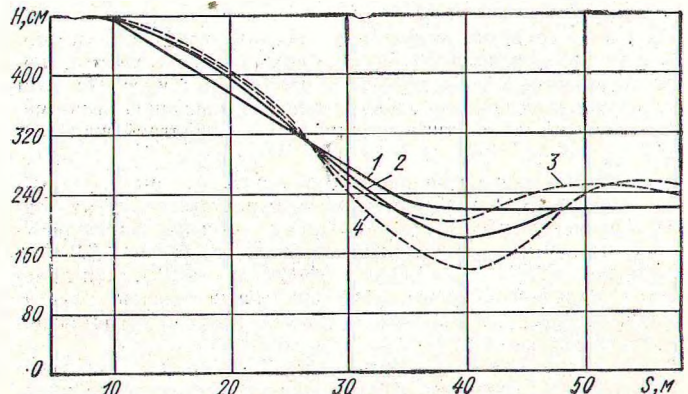


Рис. 1. Траектории движения звеньев автопоезда при смене полосы движения (движение установившееся,  $v = 60$  км/ч): 1, 2 — соответственно передняя и задняя части автомобиля; 3, 4 — соответственно передняя и задняя части прицепа

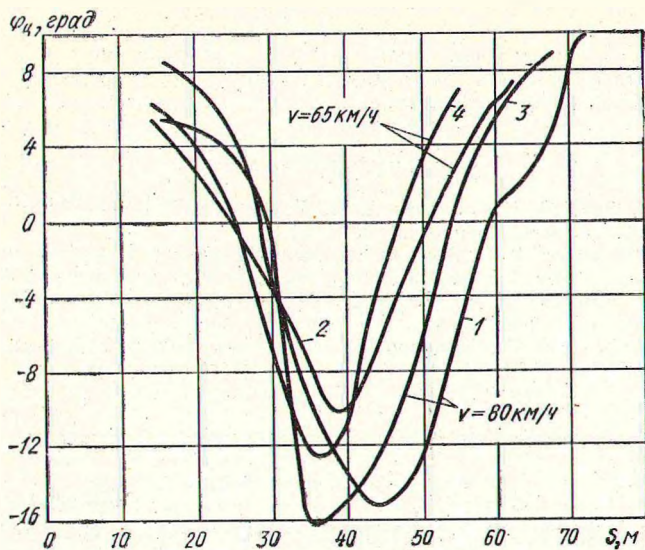


Рис. 2. Зависимость боковых кренов прицепа от пути при движении автопоезда с различными скоростями: 1, 2 — поворотный круг смещен на 40 мм; 3, 4 — серийная установка поворотного круга

торию, задняя и передняя части прицепа значительно отклоняются.

Такое явление особенно усугубляется для звеньев прицепа, склонных к влиянию, когда уже при выходе автомобиля из поворота на прямолинейную траекторию звено прицепа продолжает совершать дальнейшее движение в течение определенного времени по криволинейной траектории. При внимательном изучении элементов траектории при смене полосы движения выделяются отдельные их участки, имеющие малые радиусы закруглений. Возникающие при этом боковые силы инерции, а следовательно, и боковые крены элементов автопоезда и особенно прицепов могут быть значительными.

На рис. 2 приведены кривые зависимости боковых кренов  $\varphi_{ц}$  поддрессоренной массы прицепа от пути  $S$ , проходимого автопоездом с установившимися скоростями. Кривые получены на основании экспериментально записанной траектории при смене полосы движения. Из рисунка видно, что на протяжении 60 м прицеп неоднократно изменяет направление крена, причем наибольший боковой крен прицепа наблюдается на том участке пути, где передняя ось автомобиля уже выходит или вышла из поворота (рис. 1). Затем направление крена изменяется и амплитуда его имеет меньшее значение. Из рис. 2 видно, что наибольшие значения боковых кренов прицепа составляют 15—16,2° и более (кривые 1 и 3). Как и следовало ожидать, величины  $\varphi_{ц}$  возрастают с увеличением скорости движения. Так, кривые 2 и 4, соответствующие скорости 65 км/ч, имеют соответственно углы  $\varphi_{ц1}=10,2$  и  $\varphi_{ц2}=12,4^\circ$ .

Кроме того, вычислим, решая уравнение (3), перемещения  $\varphi_{ц}$  для двухосного прицепа МАЗ, имеющего следующие основные параметры:  $M=12,2$  кгс·с<sup>2</sup>/см;  $\rho_{кр}=40$ ;  $b=197$  см;

$$l=108 \text{ см}; C_{\varphi_1}=C_{\varphi_2}=157 \cdot 10^4 \text{ кгс} \cdot \text{см}/\text{рад};$$

$$R_{\varphi_1}=R_{\varphi_2}=43,6 \cdot 10^4 \text{ кгс} \cdot \text{см} \cdot \text{с}/\text{рад}; n^2=30 \text{ л}/\text{с}^2; h=6,22 \text{ л}/\text{с}.$$

На рис. 3 показана полученная методом графического построения [4] кривая 1 боковых кренов прицепа с учетом поперечно-угловых колебаний его поддрессоренных масс. На этом же рисунке дана кривая 2, построенная по описанной выше методике из условий статического нагружения центробежной силой.

Как видно, угол крена рассматриваемой системы под действием бокового возмущения при смене полосы движения является значительным. Его максимальные значения наблюдаются при выходе на прямолинейную траекторию ( $t=1,1 \div 3,2$  с) и составляют +0,144 и -0,143 рад (+8°15' и -8°12'). При дальнейшем движении боковые крены прицепа постепенно затухают. В первый период маневра максимальный угол крена значительно меньше: -4°.

В результате сравнения кривых 1 и 2 видим, что собственные поперечно-угловые колебания прицепа существенно влияют на величины максимальных значений угла бокового крена.

Анализ различий по максимумам кривых 1 и 2 для данного и других случаев маневров указывает на необходимость учета собственных форм поперечно-угловых колебаний транспортных

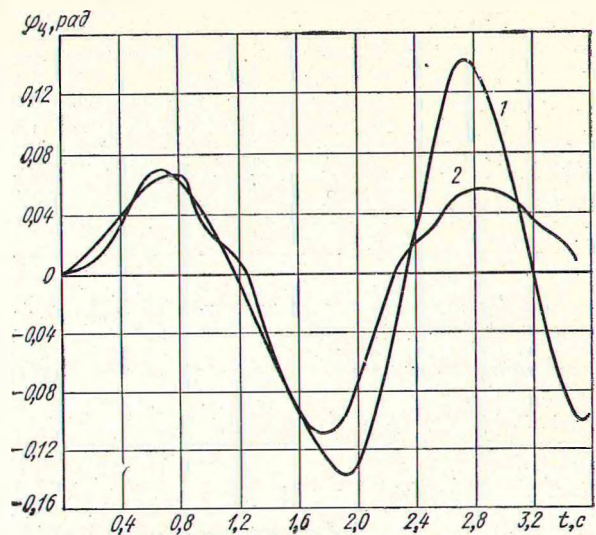


Рис. 3. Зависимость боковых кренов двухосного прицепа от времени движения автопоезда при смене полосы: 1 — с учетом поперечно-угловых колебаний; 2 — из условий статического нагружения

систем и особенно прицепов при расчете их боковых кренов от центробежных сил во время смены полос движения.

Степень различия кривых 1 и 2 зависит в значительной мере от частоты собственных поперечно-угловых колебаний прицепа. Максимальное различие будет наблюдаться при близком совпадении частоты собственных поперечно-угловых колебаний поддрессоренной массы прицепа и частоты изменения возмущающей силы  $F_{ц}=\dot{f}(t)$ .

Наиболее опасным представляется случай, когда прицеп склонен к колебаниям в поперечной горизонтальной плоскости. При этом близкое соответствие частоты влияния с частотой поперечно-угловых в вертикальной плоскости колебаний прицепа может являться причиной создания аварийной ситуации.

Передки случаи, когда необходимо выполнить быстрый проверочный расчет, при этом если скорости движения невелики, можно рекомендовать для определения боковых кренов транспортных систем при смене полосы движения упрощенную методику, в основе которой лежит уравнение (1).

На рис. 4 приведены результаты такого расчета для полуприцепа, имеющего следующие основные параметры:  $M=26,2$  кгс·с<sup>2</sup>/см;  $\rho_{кр}=131$ ;  $l=103$  см;  $b=186$  см;  $C=741$  кгс/см;  $C_{ш}=2374$  кгс/см. Скорость движения принята 33 км/ч.

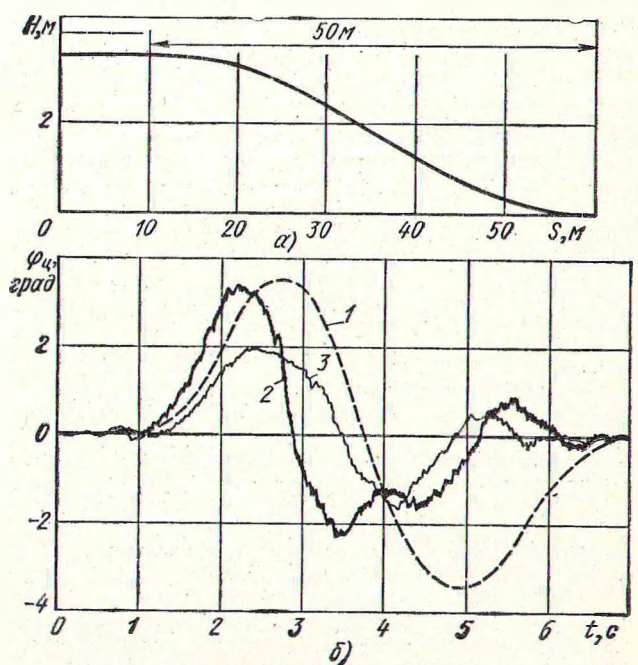


Рис. 4. Графики боковых кренов полуприцепа при движении на криволинейной траектории со скоростью 33 км/ч: а — расчетная траектория; б — зависимости  $\varphi_{ц}$  от  $t$ ; 1 — расчетная кривая; 2, 3 — экспериментальные кривые

Центробежная сила определялась методом касательных на основании полученной расчетом траектории передней оси тягача (рис. 4, а).

Максимальные значения боковых кренов составляют  $\pm 3,5^\circ$ . Наибольшие отклонения кривой наблюдаются на отметках 25 и 45 м при общей длине участка маневра 50 м.

Для сравнения на этом же рисунке дана экспериментальная кривая 2, полученная для рассматриваемого полуприцепа экспериментально путем записи бокового крена полуприцепа с помощью специального гироскопа.

Несовпадение кривых 1 и 2 объясняется расхождением действительной траектории движения полуприцепа от расчетной траектории, показанной на рис. 4, а, а также другими неучтенными факторами. В частности, при расчете не учтены собственные формы поперечно-угловых колебаний полуприцепа и тягача. По характеру кривой 2 ясно заметно наложение на нее колебаний, происходящих с различными частотами. Однако, несмотря на некоторую разницу экспериментальной и расчетной кривых между собой, по кривой 1 можно судить о поведении системы при маневре. По крайней мере различие между максимальными отклонениями указанных кривых невелико. Так, если для кривой 1 оно составляет  $3,5^\circ$ , то для кривой 2 —  $3,3^\circ$ .

Как уже отмечалось, на боковые крены транспортных систем при смене полосы движения существенное влияние оказывают их конструктивные особенности и параметры, влияющие на поперечную устойчивость системы, в том числе наличие стабилизаторов боковых кренов.

Благоприятное влияние наличия в подвеске полуприцепа стабилизатора боковых кренов иллюстрируется кривыми 2 и 3. Кривые показывают, что при стабилизаторе в подвеске полуприцепа, имеющем жесткость  $4,33 \cdot 10^6$  кгс·см/град (кривая 3), существенно снижаются углы бокового крена системы. Угол  $\varphi_{\text{д}}$  снизился почти вдвое (вместо  $3,3$  составил  $1,9^\circ$ ). Характерно

также изменение частотного состава кривой, что лишний раз подтверждает необходимость учета собственных форм поперечно-угловых колебаний системы при уточненных расчетах их боковых кренов в случае смены полосы движения.

В результате исследований получены некоторые конкретные результаты по влиянию параметров системы на угол  $\varphi_{\text{д}}$ . Кривые 1—4 (рис. 2) показывают, что на угол  $\varphi_{\text{д}}$  значительно влияет смещение поворотного круга прицепа. Так, при смещении поворотного круга прицепа на 40 мм (кривые 1 и 2) углы  $\varphi_{\text{д}}$  становятся меньше, чем при серийной установке круга (кривые 3 и 4). Кроме того, смещение поворотного круга приводит к некоторому увеличению времени крена системы в одну сторону — кривые становятся более пологими, изменяется также момент времени наибольшего наклона массы системы (прицепа).

Таким образом, транспортные системы необходимо проверять на боковую устойчивость при смене полосы движения на стадии их проектирования. При этом необходимо установить нормы углов бокового крена для различных условий. Указанная проверка в зависимости от поставленной задачи может выполняться по упрощенной методике, а также если необходимы более точные результаты — с учетом собственных поперечно-угловых колебаний системы.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Жуков А. В. и др. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 1.
2. Яценко Н. Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей. М., «Машиностроение», 1972.
3. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. М., «Наука», 1968.
4. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. М., «Наука», 1967.

УДК 629.113.075

## Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на параметры поворота полноприводного автомобиля

Канд. техн. наук Ю. А. СТЕПАНОВ

Для оценки схем управления многоосных автомобилей необходимо знать координаты действительного центра поворота (радиус поворота  $R$  и смещение центра поворота  $\chi$ ), которые позволяют определить критические скорости движения, углы увода осей и боковые реакции на них. На эти параметры, определяющие фактический характер движения автомобиля, значительно влияют его конструктивные и эксплуатационные показатели. В связи с этим необходимо учитывать взаимосвязь и влияние типа привода, схемы управления, расстановки управляемых осей по базе автомобиля, соотношения углов поворота управляемых колес осей, давления воздуха в шинах и скорости движения на параметры поворота многоосного полноприводного автомобиля.

В работах [1—3] предложены основные расчетные зависимости, описывающие поворот многоосных машин. В эти зависимости входит ряд эмпирических величин (коэффициенты боковой и тангенциальной эластичности шин, момент сопротивления повороту автомобиля), которые в ходе расчета задавались достаточно обоснованно.

Рассмотрим влияние приведенных выше конструктивных и эксплуатационных факторов на параметры поворота полноприводного автомобиля с дифференциальной трансмиссией на основе уточненной методики расчета и результатов опытного определения физических характеристик шин.

Анализ показал, что для сравнительной оценки различных схем управления достаточно рассмотреть равномерный поворот одиночного автомобиля на горизонтальной дороге с недеформирующимся покрытием.

Примем следующие допущения:

1. Рассматривается приведенная схема автомобиля (все силы, действующие в контакте колес с дорогой, приведены к серединам осей).

2. Поворот автомобиля осуществляется с постоянной линейной и угловой скоростью ( $v = \text{const}$ ,  $\Omega = \text{const}$ ).

3. Величина центробежной силы при статическом повороте не учитывается.

4. Поворот автомобиля осуществляется при зафиксированном рулевым управлением (при зафиксированных углах поворота управляемых колес).

5. Углы увода осей  $\delta_i$  изменяются в линейной зависимости от боковой силы; коэффициенты боковой эластичности шин  $k_i$  постоянны и одинаковы для всех колес.

6. Считается, что поворот происходит на горизонтальной ровной недеформирующейся дороге, а следовательно, в плоскости поворота составляющей веса нет.

7. Абсолютное скольжение шин по дороге отсутствует, все явления в них рассматриваются в пределах упругого скольжения.

При составлении уравнений используем приведенную схему (рис. 1).

Согласно рис. 1 получим следующую систему уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum P_x = 0; \quad \sum_{i=1}^{i=n} Q_i \cos \alpha_i - \sum_{i=1}^{i=n} S_i \sin \alpha_i = Q_x; \\ \sum P_y = 0; \quad \sum_{i=1}^{i=n} Q_i \sin \alpha_i + \sum_{i=1}^{i=n} S_i \cos \alpha_i = Q_y; \\ \sum M = 0; \quad \sum_{i=1}^{i=n} (Q_i \sin \alpha_i + S_i \cos \alpha_i) l_i = Q_y n + \sum_{i=1}^{i=n} M_{zi}, \end{array} \right. \quad (1)$$

где  $Q_i$  — касательная реакция дороги, действующая на ось;

$S_i$  — боковая реакция дороги, действующая на ось;

$Q_x$  — сумма проекций на продольную ось автомобиля действующих на него внешних сил;

$Q_y$  — сумма проекций на поперечную ось автомобиля действующих на него внешних сил;

$\sum_{i=1}^{i=n} M_{zi}$  — суммарный момент упругого скручивания шин

автомобиля;