

соответствующих узлов и механизмов к снижению трудоемкости ремонтных работ.

Таким образом, проведенные исследования показали, что внесенные в конструкцию автомобилей семейств МАЗ-500 и МАЗ-500А изменения по сокращению числа объектов, требующих частого обслуживания, и повышению надежности узлов и механизмов способствовали повышению эксплуатационной технологичности автомобилей Минского автозавода и снижению трудоемкости работ по поддержанию их в технически исправном состоянии. Суммарная удельная трудоемкость обслуживания и ремонта автомобилей МАЗ снизилась с 14,73 у автомобилей МАЗ-200 до 9,51 чел.ч/1000 км пробега у автомобилей МАЗ-500А, или на 35,4%. Однако резервы дальнейшего сокращения трудоемкости технического обслуживания и ремонта автомобилей МАЗ не исчерпаны. К ним следует отнести:

1) сокращение трудоемкости смазочных работ за счет применения узлов трения, не требующих смазки, и с «вечной смазкой» (в шарнирах тяг механизма подачи топлива — 13 точек, в механизме управления подачей топлива — 5 точек, в приво-

де выключения сцепления — 4 точки, в пальцах рессор — 4 точки, в валах разжимных кулаков колесных тормозов — 4 точки, в подшипниках крестовин карданного вала — 2 точки, в петлях дверей кабины — 4 точки), значительного улучшения сальниковых уплотнений, унификации контрольных и заливных пробок, дальнейшего сокращения сортамента смазочных материалов, устройства контроля масла в картере двигателя без опрокидывания кабины;

2) применение саморегулирующихся механизмов (ножных тормозов, рулевых тяг, сцепления) и улучшение доступа для выполнения регулировочных работ;

3) повышение надежности ряда деталей, особенно часто заменяемых с затрудненным доступом для их замены;

4) снижение трудоемкости контрольно-диагностических работ за счет применения встроенных приборов, быстродействующих разъемов, наличие мест для подключения датчиков и исключения необходимости выполнения разборочно-сборочных работ при диагностировании агрегатов и узлов автомобиля.

УДК 629.113.073

Влияние микрорельефа дорог и параметров седельного автопоезда на его устойчивость против боковых заносов

Л. И. КАДОЛКО, А. В. ЖУКОВ, К. Б. АБРАМОВИЧ,
А. И. СМЕЯН, В. П. ШИШЛО, А. И. ПЕТРОВИЧ

Минский автозавод

УСТОЙЧИВОСТЬ автопоезда против боковых заносов определяется сцеплением осей системы с дорогой в боковом направлении. При потере сцепления одной из осей автопоезда с дорогой, в случае действия боковых сил, элементы автопоезда сдвигаются в боковом направлении.

Рассмотрим установившееся движение автопоезда по кривой постоянного радиуса R_0 , причем боковую эластичность шин учитывать не будем.

За критерий устойчивости автопоезда в боковом направлении примем сдвиг одной из его осей в боковом направлении под действием центральных сил.

Боковая удерживающая сила i -й оси автопоезда

$$Y_i = (R_{ст i} + R_{д i}^n) \varphi, \quad (1)$$

где $R_{ст i}$ — вертикальная реакция i -й оси от статической нагрузки;

$R_{д i}^n$ — суммарная динамическая реакция i -й оси автопоезда;

φ — коэффициент сцепления.

Суммарная динамическая реакция на каждой оси автопоезда изменяется по времени и зависит от скорости движения, параметров системы и других факторов, которые в основном определяются интенсивностью и характером колебаний тягача и прицепного звена при движении по неровной дороге:

$$R_{д i}^n = R_{д i}^n(t) + R_{д i}^n(\xi),$$

где $R_{д i}^n(t)$ и $R_{д i}^n(\xi)$ — динамические реакции соответственно от вертикальных и поперечно-угловых колебаний автопоезда.

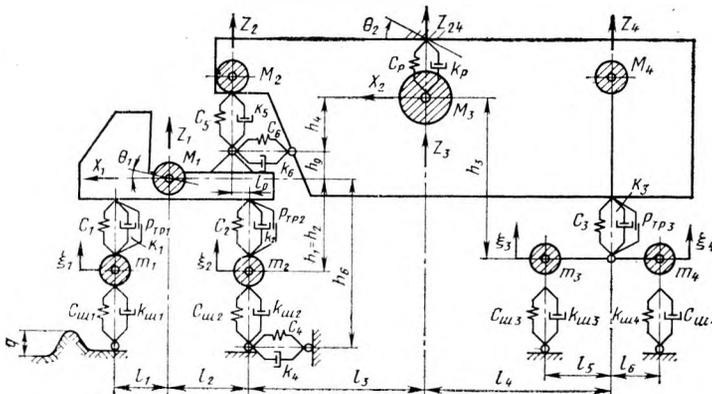


Рис. 1. Схема, эквивалентная колебаниям автопоезда в продольной вертикальной плоскости

Рассмотрим влияние на боковую устойчивость автопоезда его колебания только в вертикальной плоскости.

Расчетная схема, эквивалентная линейным и угловым колебаниям в вертикальной плоскости седельного автопоезда, состоящего из двухосного тягача и двухосного полуприцепа с балансированной подвеской, приведена на рис. 1, а схема сил — на рис. 2. Расчетная схема составлена с учетом изгибных упругих деформаций рамы полуприцепа.

Система (рис. 1) имеет одиннадцать степеней свободы, которые описываются, как видно из схемы, обобщенными координатами: $z_1; \theta_1; x_1; \xi_1; \xi_2; z_2; z_3; z_4; x_2; \xi_3; \xi_4$.

С помощью принципа Даламбера составлены уравнения вертикальных и продольно-угловых колебаний автопоезда (из-за громоздкости они не приведены).

Характеристики упругости, вязкого сопротивления и сухого трения элементов системы задавались нелинейными. Микропрофиль задавался отдельными ординатами с заданным шагом Δh , промежуточные точки находились с помощью интерполяционной формулы Ньютона.

Решение задачи сводилось к определению динамических R_i^B реакций, которые выявляли как зависящие от параметров вертикальных колебаний системы суммированием сил $F_{сш i}$ и $F_{ш i}$.

В соответствии с изложенным выше, после нахождения суммарных динамических реакций определяли количество боковых сдвигов N каждой оси автопоезда, а также суммарную величину пути S , пройденного колесами в положении бокового сдвига на рассматриваемом участке дороги.

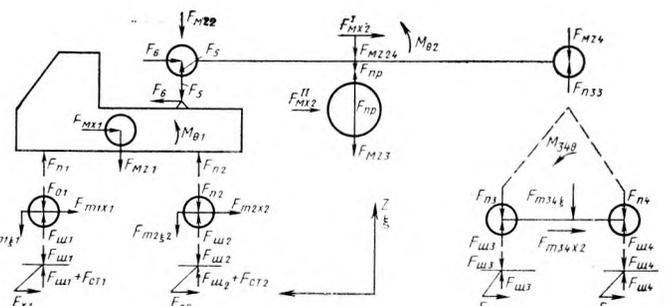


Рис. 2. Схема действия сил

Автомобильная промышленность № 5, 1976 г.

Боковой сдвиг определяется условиями:

$$\left. \begin{aligned} (R_{ст1}^B + R_1^B) \varphi &\leq \frac{F_{01}}{g} \frac{v^2}{R_0} \\ (R_{ст2}^B + R_2^B) \varphi &\leq \frac{F_{02}}{g} \frac{v^2}{R_0} \\ (R_{ст3}^B + R_3^B) \varphi &\leq \frac{2F_{03}}{g} \frac{v^2}{R} \end{aligned} \right\} (2)$$

где v — скорость движения автопоезда.

В качестве расчетных приняты участки длиной 200—250 м булыжной, гравийной, асфальтобетонной и грунтовой дорог.

Задача решалась на ЦВМ М-220 для седельного автопоезда МАЗ полным весом 37,9 т. Основные параметры полуприцепа следующие: $M_n = 2948$ кгс·с²/м; $m_3 = m_4 = 127,5$ кгс·с²/м; $h_3 = 1,28$ м; $h_6 = 0,682$ м; $h_7 = 1,82$ м; $l_3 = 4,25$ м; $l_4 = 2,77$ м.

Во время решения задачи были проанализированы варианты движения указанного автопоезда с различной скоростью по закруглениям дорог с покрытиями разных типов, кроме того, варьировались параметры системы.

При изучении вопросов о влиянии на боковую устойчивость автопоезда микрорельефа дорог с покрытиями разных типов выяснилось, что наибольшее количество боковых сдвигов осей системы происходило на дорогах с булыжным и гравийным покрытиями.

Для этих участков дорог и варьировали параметры системы с целью выяснения их влияния на боковую устойчивость автопоезда. Варьировали также параметры автопоезда l_4 , h_3 , M_2 (см. рис. 1) и характеристики подвесок осей тягача и полуприцепа.

Анализ цифровых данных показал, что на частоту повторения и длительность боковых заносов осей автопоезда существенно влияет расстояние l_4 от центра тяжести полуприцепа до оси балансиров его подвески.

В табл. 1 приведены значения показателей боковых заносов автопоезда во время движения по гравийной дороге со скоростью 40 км/ч при $R_0 = 30$ м.

Таблица 1

Варьируемые параметры	Передняя ось		Задняя ось		Ось полуприцепа	
	N	S в м	N	S в м	N	S в м
l_4 в м:						
2,0	23	8,54	32	15,15	4	1,5
2,4	21	7,93	25	11,15	10	3,0
3,5	19	6,5	11	4,5	18	7,38
M_2 в кгс·с ² /м:						
900	20	7,38	18	9,2	15	5,0
1200	20	7,80	19	9,04	11	3,99
1500	21	8,30	15	7,99	9	2,88
h_3 в м:						
1,0	20	7,7	18	9,1	14	4,4
1,5	20	7,7	18	9,1	13	4,5
1,8	20	7,7	18	9,1	14	4,3

Из табл. 1 следует, что с увеличением расстояния l_4 боковая устойчивость тягача улучшается, а полуприцепа — ухудшается: при $l_4 = 2$ м для задней оси тягача количество сдвигов $N = 32$ и путь $S = 15,15$ м, для оси полуприцепа $N = 4$ и $S = 1,5$ м; при $l_4 = 3,5$ м для тягача $N = 11$ и $S = 4,5$ м, а для прицепа $N = 18$ и $S = 7,38$ м.

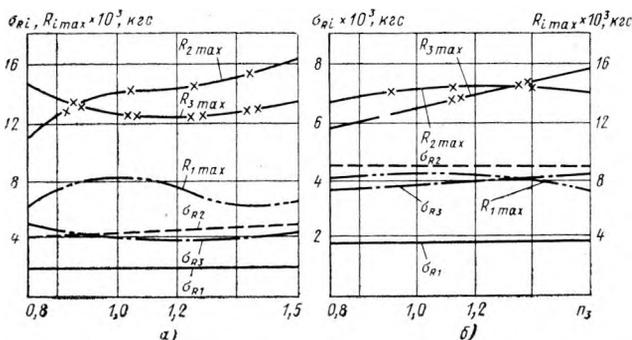
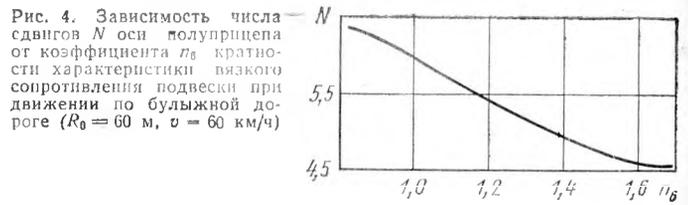


Рис. 3. Зависимости вертикальных реакций на осях автопоезда от коэффициента n_2 задней подвески тягача (а) и n_3 подвески полуприцепа (б) при движении по булыжной дороге ($R_0 = 60$ м, $v = 60$ км/ч).



Таким образом, можно заключить, что расстояние от центра тяжести полуприцепа до его задней оси должно выбираться с учетом обеспечения устойчивости автопоезда против боковых заносов. Выполнение этого требования и других требований, предъявляемых к эксплуатационным качествам автопоезда, позволило определить рациональную для рассматриваемой модели величину расстояния $l_4 = 3,2$ м.

Увеличение веса полуприцепа несколько ухудшает поведение передней оси тягача, но не существенно. При этом возрастает устойчивость задней оси тягача и осей полуприцепа против боковых заносов (см. табл. 1).

К параметрам, незначительно влияющим на устойчивость автопоезда, относится высота центра тяжести полуприцепа. Однако этот вывод распространяется на систему только при сравнительно небольшом диапазоне изменения расстояния h_3 (см. табл. 1). Причина таких выводов заключается в том, что в данном случае рассматриваются только вертикальные и продольно-угловые колебания системы и не рассматриваются поперечно-угловые.

При анализе вычислений для булыжной и грунтовой дорог получены примерно одинаковые в качественном отношении результаты, однако в количественном отношении показатели для булыжной дороги гораздо хуже.

На устойчивость автопоезда существенно влияют упругие характеристики его подвесок и характеристик их вязкого сопротивления. Это влияние, как следствие вертикальных колебаний системы на неровной дороге, может проявляться в различной степени.

На рис. 3 приведены зависимости вертикальных реакций на осях автопоезда от коэффициентов кратности упругих характеристик подвески задней оси тягача n_2 и подвески осей полуприцепа n_3 . Коэффициенты кратности представляют собой безразмерные отношения ординат упругих характеристик рассматриваемого и номинального вариантов подвески.

Различие зависимостей на рис. 3 определяет различие в величинах показателей оценки устойчивости N и S , что видно из табл. 2.

Таблица 2

Тип дорожного покрытия и условия движения	Варьируемый параметр n_2	Передняя ось тягача		Задняя ось тягача		Ось полуприцепа	
		N	S в м	N	S в м	N	S в м
Гравий, $R_0 = 30$ м, $v = 40$ км/ч	0,8	21	8,1	20	9,1	13	4,44
	1,2	19	7,4	18	9,2	13	4,2
	1,5	19	7,4	19	8,5	12	4,43
Булыжник, $R_0 = 60$ м, $v = 60$ км/ч	0,8	71	59,7	61	63,3	61	51,3
	1,2	68	59,7	59	67,0	69	51,1
	1,5	66	60,1	58	68,6	66	52,6
Булыжник, $R_0 = 60$ м, $v = 40$ км/ч	0,8	4	1,83	2	0,94	0	0
	1,2	3	1,33	2	0,88	0	0
	1,5	3	1,27	1	0,88	0	0

При скоростях 40 и 60 км/ч на выбранных дорогах величины N и S при изменении n_2 меняются незначительно. Кроме того, заметно некоторое улучшение устойчивости автопоезда при возрастании n_2 . Данные выполненных расчетов показали, что для рассматриваемого полуприцепа целесообразно уменьшить жесткость его подвески по сравнению с номинальной и принять $n_3 = 0,8$.

На рис. 4 показана зависимость числа боковых сдвигов оси полуприцепа от коэффициента n_6 кратности характеристики вязкого сопротивления ее подвески. Из рисунка видно, что при увеличении n_6 число боковых сдвигов оси снижается. Причем это снижение происходит до значения коэффициента $n_6 = 1,6$.

Таким образом, разработанная методика расчета позволяет получить ориентировочную сравнительную количественную оценку устойчивости автопоезда против заноса при варьировании параметрами автопоезда. Методика дает возможность выбрать путь совершенствования конструкции в процессе доводочных работ, выполняемых при создании новых моделей автопоездов.