

Рис. 2. Принципиальная схема индикатора калильного зажигания (со стандартной схемой системы зажигания):

A — аккумуляторная батарея; *K* — катушка зажигания; *PR* — прерыватель-распределитель; *DC* — датчик синхронизации; *C* — свеча; *P* — разрядник; *R₁* и *R₂* — высокочастотный делитель; *ИП* — источник питания; *Y* — усилитель; *O* — осциллограф

в результате ионизации резко уменьшается, что вызывает появление тока в измерительной цепи. Падение напряжения на сопротивлении *R₂* подается в усилитель, а оттуда на вертикальные отклоняющие пластины электроннолучевой трубы индикатора и регистрируется на экране в виде диаграммы ионизационного тока (рис. 3).

В случае появления калильного зажигания, т. е. самопроизвольных вспышек, возникающих до момента подачи электрического

искры, указанная диаграмма претерпевает характерные искажения, зависящие от степени развития рассматриваемого явления (рис. 3, б, в). Пуск генератора горизонтальной развертки осуществляется от датчика синхронизации, который представляет собой индукционную катушку, надетую на дополнительный провод высокого напряжения.

Испытания и опыт последующей эксплуатации установки УВП-3 в НИИавтоприборов, в ходе которых двигатель неод-

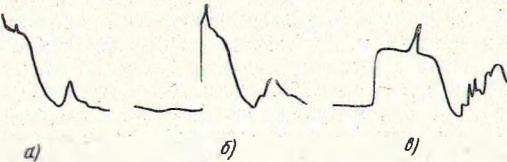


Рис. 3. Диаграмма ионизационного тока:
а — нормальная работа двигателя; б — появление калильного зажигания; в — развитое калильное зажигание

ночально работал на нагрузочных режимах с $p_i = 30 \div 35 \text{ кг/см}^2$, выявили ее работоспособность и высокую надежность, а также хорошую сходимость получаемых результатов тарировок.

Конструктивная надежность двигателя и техническая оснащенность установки УВП-3 в целом позволяют применять ее, кроме тарировки свечей, также для проведения различных исследований, связанных по своему характеру с особо высокой термической напряженностью рабочего цикла, например, для определения антидетонационных характеристик высокооктановых моторных топлив, изучения процесса детонации, проверки антиокислительных, противозадирных и противоизносных свойств масел с присадками, испытания свечей зажигания на эрозионный износ и т. п.

УДК 629.114.3:629.113.012.817

Оценка поперечно-угловых колебаний двухосного прицепа с учетом нелинейности характеристик подвески

Кандидаты техн. наук А. В. ЖУКОВ, Ю. Ю. БЕЛЕНЬКИЙ

Минский политехнический институт, Минский автозавод

ПОДВЕСКА транспортных машин в общем случае является нелинейной. При существенной нелинейности колебаний транспортных машин, а также при случайности дорожных возмущений, динамическое исследование их можно провести только с помощью электронной вычислительной техники.

Расчетная схема двухосного прицепа представлена на рис. 1. Учитывая конструктивные особенности сцепного устройства, предполагаем, что поперечно-угловые крены тягача и прицепа не связаны. Неподрессоренные массы и действие амортизаторов не учитываем [1 и 2].

Динамическая система, показанная на рис. 1, имеет одну степень свободы, которая характеризуется углом крена подрессоренной массы прицепа φ . Уравнение равновесия системы при поперечно-угловых колебаниях имеет вид

$$M_J + M_{k1} + M_{k2} + M_{c1} + M_{c2} - M_G = 0, \quad (1)$$

где $M_J = J_J \ddot{\varphi}$ — инерционный момент (J_J — момент инерции прицепа относительно оси крена);

$M_G = Mg \rho_{kp,pl} \varphi$ — момент, создаваемый весом при крене системы на угол φ ($\rho_{kp,pl}$ — расстояние от центра тяжести подрессоренной массы до оси крена);

M_{k1}, M_{k2} — приведенные моменты сил сопротивления передней и задней подвесок;

M_{c1}, M_{c2} — приведенные моменты сил упругости передней и задней подвесок.

Моменты сил упругости и моменты сил сопротивления M_{k1} и M_{c1} , учитывающие упругие и демпфирующие свойства подвески прицепа, определяются по формулам приведения для двух

последовательно включенных [1] упругих или демпфирующих элементов, исходя из характеристик сил сопротивления рессор и шин осей прицепа. Эти характеристики представляются функциональными зависимостями моментов сил упругости M_{cpj} , M_{csh} (рис. 2) и моментов сил сопротивления M_{kprj} , M_{ksh} ; рессор и шин от деформации φ или скорости деформации $\dot{\varphi}$ (j — число осей прицепа), т. е. $M_{kj} = f(\varphi)$ и $M_{cj} = f(\dot{\varphi})$.

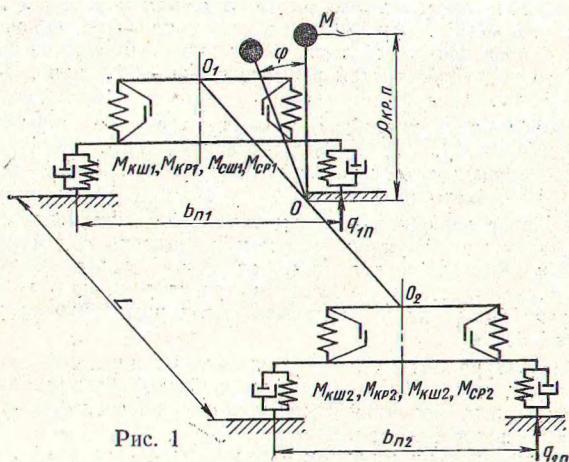


Рис. 1

Моменты M_{kp1} и M_{kp2} суммируются из моментов сил углового сопротивления амортизаторов M_{kp} и момента сил сухого трения в подвеске M_{tp} . В данном случае амортизаторы отсутствуют $M_{kp1}=M_{kp2}=0$ и тогда

$$M_{kp1} = M_{tp1}, M_{kp2} = M_{tp2}.$$

В соответствии с уравнением (1) были произведены расчеты угла φ для опытного двухосного прицепа Минского автозавода. Вычисления выполнены с применением ЭЦВМ «Минск-22».

Опытные упругие характеристики шин размером 12,00—20 задавались линейно-кусочной функцией вида (рис. 2, a)

$$M_{cshj} = n_1 \left\{ C_{\varphi sh2} \cdot \varphi_2 + \left[\left(\varphi - \frac{2}{b_{nJ}} q_{jn} \right) - \varphi_2 \right] \right\} + n_2 C_{\varphi sh2} \times \left(\varphi - \frac{2}{b_{nJ}} q_{jn} \right) + n_3 [C_{\varphi sh2} \varphi_2 + C_{\varphi sh1} (\varphi_1 - \varphi_2)], \quad (2)$$

где φ_1 и φ_2 — абсциссы точек перегиба упругой характеристики (рис. 2, a);

b_{nJ} и b_{n2} — колея передних и задних колес прицепа;

q_{jn} — разность перемещений правых передних и задних колес над левыми, вызванных неровностями дороги.

На уравнение (2) накладываются условия:

$$\text{при } \left| \varphi - \frac{2}{b_{nJ}} q_{jn} \right| < \varphi_1 : n_1 = n_2 = 0; n_3 = 1;$$

$$\text{при } \varphi_2 > \left| \varphi - \frac{2}{b_{nJ}} q_{jn} \right| \geq \varphi_1 : n_2 = n_3 = 0; n_1 = 1;$$

$$\text{при } \left| \varphi - \frac{2}{b_{nJ}} q_{jn} \right| > \varphi_2 : n_3 = n_1 = 0; n_2 = 1.$$

Значения $C_{\varphi sh1}$ и $C_{\varphi sh2}$ задаются:

$$C_{\varphi sh1} = 119 \cdot 10^5 \text{ кГ} \cdot \text{см/рад}, C_{\varphi sh2} = 235 \cdot 10^5 \text{ кГ} \cdot \text{см/рад}.$$

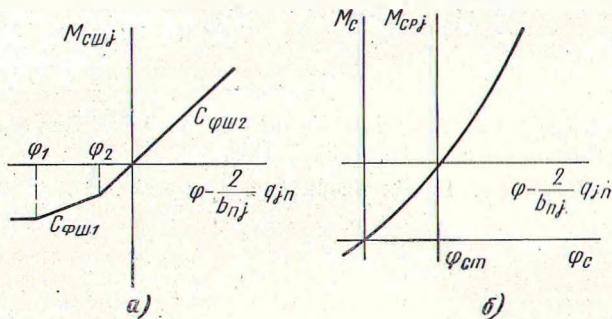


Рис. 2

Характеристики углового сопротивления шин $M_{ksh} = f(\dot{\varphi})$ и $M_{ksh2} = f(\varphi)$ приняты в соответствии с опытными данными — линейными, т. е.

$$M_{kshj} = k_{\varphi sh} \left(\dot{\varphi} - \frac{2}{b_{nJ}} \dot{q}_{jn} \right), \quad (3)$$

где $k_{\varphi sh}$ — коэффициент углового сопротивления шин [2], равный $558 \cdot 10^3 \text{ кГ} \cdot \text{сек} \cdot \text{см/рад}$.

Упругие характеристики передней и задней подвесок (рис. 2, б) задавались координатами M_{cp} и φ некоторого количества точек. Промежуточные точки определялись с использованием интерполяционной формулы Лагранжа.

Расчетные варианты образовывались умножением исходной характеристики на коэффициент $n=0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,6$.

Характеристика сухого трения передней и задней подвесок кусочно-линейная. Для точек по оси $\dot{\varphi} - \frac{2}{b_{nJ}} \dot{q}_{jn}$ более

$+0,063 \text{ рад/сек}$ и менее $-0,063 \text{ рад/сек}$ принималось $M_{tp1} = \text{const} = 127 \cdot 10^2 \text{ кг} \cdot \text{см}$ и $M_{tp2} = \text{const} = 119 \cdot 10^2 \text{ кг} \cdot \text{см}$.

Воздействие на систему определяется графиком разности ординат поверхности дороги под левым и правым колесами и задается точками с определенным шагом. Для нахождения промежуточных точек использована интерполяционная форму-

ла Ньютона [3]. В качестве расчетного принят опытный участок дороги с гравийным покрытием, энергетический спектр воздействия которой в поперечной плоскости представлен на рис. 3.

Основные параметры прицепа следующие:

$$M = 8,36 \text{ кГ} \cdot \text{сек}^2 / \text{см}; b_{n1} = b_{n2} = 216 \text{ см},$$

база $L = 354 \text{ см}$. Расчеты произведены для скоростей движения 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80 $\text{км}/\text{ч}$. В результате проведенных

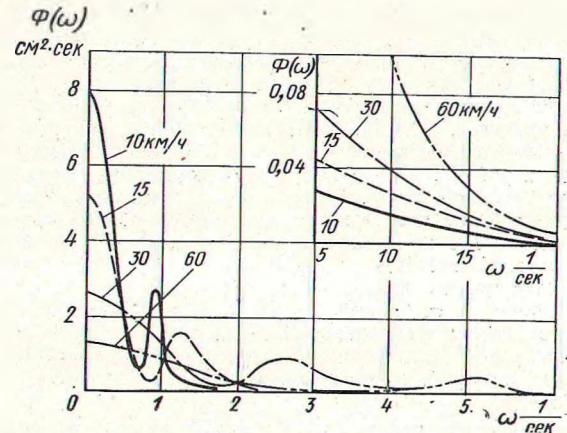


Рис. 3

расчетов получены кривые изменения угла φ по времени для различных скоростей движения и при различных вариантах упругих характеристик подвески.

Анализ расчетных данных показывает, что амплитуды колебаний прицепа значительно изменяются в процессе движения по участку. Влияние скорости движения на величину угла φ также значительно.

На рис. 4 приведены кривые изменения максимальных значений угла φ в зависимости от скорости движения при различных вариантах упругих характеристик подвески (жирная линия — грунтовая дорога).

На рис. 5 даны среднеквадратичные значения σ_φ угла φ при разных скоростях движения.

Из рис. 4 видно, что с увеличением скорости движения в целом замедняется некоторая тенденция угла φ к возрастанию. Однако при скорости движения около 70 $\text{км}/\text{ч}$ начинается спад максимальных значений угла φ .

То же можно сказать и в отношении среднеквадратичных значений φ (рис. 5), но спад кривых σ_φ для разных значений n начинается при разных скоростях движения. Так для $n=0,8$ уменьшение σ_φ начинается при $v=60 \text{ км}/\text{ч}$, для $n=1,2$ — при $v=67 \text{ км}/\text{ч}$, для $n=1,6$ — при $v=70 \text{ км}/\text{ч}$. Из рис. 5 и 4 видно, что максимальные значения и среднеквадратичные отклонения угла φ изменяются в широких пределах — φ_{max} от 0,1 до 0,21, а σ_φ от 0,04 до 0,122.

Анализ показывает также, что в различных диапазонах скоростей наилучшее протекание кривых изменения φ различно для разных вариантов под-

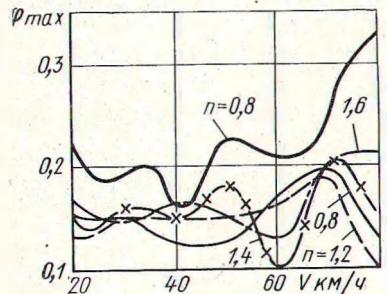


Рис. 4

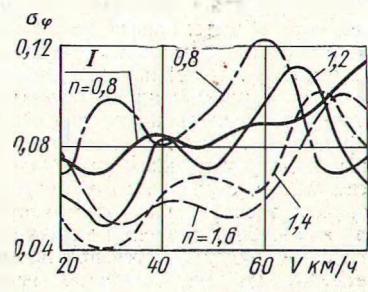


Рис. 5

вески. Так, в диапазоне скоростей от 30 до 70 км/ч наилучшие результаты наблюдаются при $n=1,6$. В диапазоне скоростей 20–30 км/ч — при $n=1,2$. То же касается и максимальных значений угла φ . Например, при $v=55 \div 70$ км/ч наилучший вариант будет при $n=1,6$; от 30 до 55 км/ч при $n=0,8$.

С уменьшением коэффициента n кривые φ проходят несколько выше, т. е. угловые отклонения φ увеличиваются. Так, при $v=60$ км/ч при n , равном 0,8 и 1,2, значения φ составляют соответственно 0,122 и 0,098.

Выбор наиболее целесообразного типа подвески с точки зрения наименьшего бокового крена должен учитывать возможные диапазоны наиболее употребимых скоростей движения автопоезда, а также качество и состояние дорог. Характер изменения угла φ на дорогах с различным состоянием поверхности различен. На рис. 4 приведена кривая изменения угла φ_{\max} для участка грунтовой дороги (средняя квадратичная высота неровностей $b_n = 4,8 \div 5$ см), качества которой хуже рассматриваемой. Значение φ_{\max} на этой дороге при скорости, например, 50 км/ч составляет 0,23 вместо 0,13 на гравийной.

Таким образом, исследование поперечной устойчивости транспортной системы по приведенной методике позволяет проанализировать влияние параметров подвески на характер изменения угла φ . Однако при анализе взаимосвязанных друг с другом параметров автопоезда для разных дорожных условий требуется большое число вариантов решения уравнения (1), что, конечно, значительно усложняет задачу исследования.

В тех случаях, когда необходимо оперативное исследование динамической системы, целесообразно применять спектральную теорию подрессоривания транспортных машин [4], использованную в работе [5] при исследовании поперечных колебаний одноосного прицепа. Применительно к двухосному прицепу с допущением линейности подвески выражение частотной характеристики, составленное так же, как и в работе [5], имеет вид:

$$|W_\varphi(i\omega)| = \frac{2}{b_n J_x} \cdot \sqrt{\frac{(k_{\varphi 2}\omega \sin \omega t_2 + C_{\varphi 1} + C_{\varphi 2} \cos \omega t_2) + (k_{\varphi 2}\omega \cos \omega t_2 + k_{\varphi 1}\omega - C_{\varphi 2} \sin \omega t_2)^2}{(n^2 - \omega^2)^2 + 4k^2\omega^2}}, \quad (4)$$

где $C_{\varphi 1}$ и $C_{\varphi 2}$ — приведенные угловые жесткости передней и задней подвесок прицепа;

$k_{\varphi 1}$ и $k_{\varphi 2}$ — приведенные угловые коэффициенты сопротивления передней и задней подвесок;

t_2 — запаздывание воздействия на заднюю ось по отношению к передней;

ω — частота воздействия;

$$n^2 = \frac{C_{\varphi 1} + C_{\varphi 2} - Mg \cdot \rho_{kp.l}}{J_x};$$

$$2h = \frac{k_{\varphi 1} + h_{\varphi 2}}{J_x}.$$

В этой формуле приняты те же допущения, что и при вычислении на ЭЦВМ, кроме предположения нелинейности подвески. На рис. 5 приведена кривая $I_{\varphi\varphi}$, которую определили с применением спектральной теории для участка гравийной дороги ($n=0,8$). На расхождение ее и аналогичной кривой, определенной на ЭЦВМ, сказалась линеаризация подвески прицепа и возможные ошибки при определении площади графика спектральной плотности воздействия $S_\varphi(\omega)$.

Оценка колебания транспортных машин при учете нелинейности подвески с применением ЭЦВМ может использоватьсь для окончательного уточнения параметров системы при проектировании, так как позволяет рассчитать реакцию системы на данное воздействие. Для предварительных исследований с перебором большого количества вариантов и схем подвески лучше, несмотря на меньшую точность, применить электрическое моделирование или спектральную теорию подрессоривания.

ЛИТЕРАТУРА

- Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. М., Машгиз, 1960.
- Вязырев Н. А. «Автомобильная промышленность», 1964, № 12.
- Беленький Ю., Петрович А., Маринич А. Исследование плавности хода седельных тягачей. Труды семинара по подвескам автомобилей. Вып. 13. НАМИ, 1967.

4. Силаев А. А. Спектральная теория подрессоривания транспортных машин. М., Машгиз, 1963.

5. Жуков А. В. «Автомобильная промышленность», 1968, № 1.

УДК 656.13

Основные принципы построения классификации эксплуатационных условий

Д-р техн. наук А. Н. ОСТРОВЦЕВ

Московский автомобильно-дорожный институт

В ИНЖЕНЕРНОЙ практике возникает необходимость с достаточной степенью точности оценивать и контролировать уровень эксплуатационных качеств и их изменение при работе автомобилей в различных условиях эксплуатации или при зональных и полигонных испытаниях. Для этого необходима классификация условий, в которых может эксплуатироваться автомобиль. Основная цель классификации — систематизировать эксплуатационные факторы (составляющие эксплуатационные условия) и найти для них измерители и коэффициенты приведения. Их численные значения должны связать характерные эксплуатационные условия, систематизированные в классификации, с различными свойствами автомобиля, от которых зависят эксплуатационные качества. Эксплуатационные качества автомобиля зависят не только от его потенциальных свойств, которые закладываются при проектировании, но и от того, как эти потенциальные свойства реализуются в различных эксплуатационных условиях. Чтобы целенаправленнее управлять показателями качества автомобиля на стадии проектирования

и в эксплуатации, с учетом характерных эксплуатационных условий, необходимо разработать теоретические и методические основы классификации эксплуатационных условий и рекомендации по их использованию при проектировании конструкций и контроле в процессе эксплуатации.

Разработка КЭУ связана с раскрытием причинно-следственных связей, начиная с взаимосвязи комплексов характерных дорожных, атмосферно-климатических и других факторов с потенциальными свойствами автомобиля, в результате которых формируются численные значения измерителей эксплуатационных свойств автомобиля и эксплуатационной надежности. Эти измерители позволят перейти к объективной оценке, нормированию и прогнозированию уровня качества автомобиля и его конструкции в конкретных условиях эксплуатации, сопоставлять результаты эксплуатации автомобилей в различных дорожных и климатических условиях и находить коэффициенты приведения по итогам полигонных испытаний.